ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 3 (253)
июль–сентябрь 2013

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

В.А. Сорокин
Производство современных среднеоборотных судовых дизелей 3

Камалтдинов В.Г., Драгунов Г.Д., Марков В.А.
Прогнозирование показателей рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала 9

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

Обозов А.А., Таричко В.И.
Совершенствование технического диагностирования автомобильных двигателей на основе применения методов статистической теории распознавания образов 16

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Марукович Е.И., Бевза В.Ф., Груша В.П., Богданов Б.И., Красный В.А.
Литье полых цилиндрических заготовок из чугуна методом пристеночной кристаллизации 23

ИПИ-ТЕХНОЛОГИИ

Терегулов Т.И., Черноусов А.А.
Программный пакет ALLBEA: расчетный анализ и синтез характеристик газообмена дизеля с турбонаддувом 28

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Ефремов Б.Д., Рок Д.М.
Система управления двигателем при питании сжиженным газом 33

ИСТОРИЯ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ. ЛИЧНОСТИ И СОБЫТИЯ

Андрусенко О.Е., Матвеев Ю.И.
Необычный автограф Рудольфа Дизеля (социальное мировоззрение изобретателя) 36

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Мельник Г.В.
Развитие двигателестроения за рубежом (по материалам конгресса CIMAC 2013) 39

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Sorokin V.A.
Modern Medium Speed Marine Diesel Engines 3

Kamaltdinov V.G., Dragunov G.D. and Markov V.A.
Supercharged HCCI Engine: Prediction of Combustion Parameters at Varying Load and Speed 9

AUTOMATION AND DIAGNISTICS

Obozov A.A. and Tarichko V.I.
Stochastic Image Recognition Theory as a Means to Improve Technical Diagnosis of Car Engines 16

CONSTRUCTION MATERIALS

Marukovich E.I., Bevza V.F., Grusha V.P., Bogdanov B.I. and Krasny V.A.
Moulding of Hollow Cast Iron Bars with Wall Crystallization Method 23

CALS TECHNOLOGIES

Teregulov T.I. and Chernousov A.A.
ALLBEA Program Package: Analysis and Synthesis of Gas Exchange Characteristics in Turbocharged Engine 28

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Efremov B.D. and Rock D.M.
Control System for Engine Firing Liquefied Gas 33

ENGINE BUILDING HISTORY. PERSONALITIES AND EVENTS

Andrusenko O.E. and Matveyev Yu.I.
Rudolf Diesel's Unusual Autograph (Inventor's Social Weltanschauung) 36

ENGINE BUILDING NEWS

Melnik G.V.
Engine Building Worldwide (Based On Papers Presented at CIMAC 2013) 39

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

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*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
А.А. Иванченко	*зав. кафедрой СЭУ*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
Л.В. Тузов	*проф. кафедры ТК СДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
А.С. Пунда	*проф. кафедры ДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
В.К. Румб	*проф. кафедры ДВС и АСЭУ*	*ГМТУ, Санкт-Петербург*
А.В. Смирнов	*нач. кафедры Д иТУ*	*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 «Военной 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 (2005–2013 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 03.09.2013
Подписано в печать 20.09.13
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 203. 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.rdiesel.ru

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

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

© Журнал «Двигателестроение». 2013. № 3 (253)

УДК 621.431.74

ПРОИЗВОДСТВО СОВРЕМЕННЫХ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В.А. Сорокин, к.т.н, доц., зав.лаб.
ЗАО «Центральный научно-исследовательский институт морского флота»

Приведены результаты сравнительного анализа технического уровня современных среднеоборотных судовых дизелей зарубежного производства. На основе анализа технико-эксплуатационных характеристик СОД обозначены основные проблемы конструирования, производства и модернизации перспективных моделей двигателей. Даны предложения по созданию, совершенствованию и выпуску новых конкурентоспособных судовых дизелей отечественного производства.

На крупных специализированных судах типа ро-ро, паромах, контейнеровозах, круизных лайнерах, ледоколах и др., где накладываются ограничения на габариты машинного отделения либо предъявляются особые требования к моментным характеристикам гребного винта, в качестве пропульсивных (главных) и вспомогательных (в основном дизель-генераторов) применяются преимущественно среднеоборотные дизели (СОД).

К безусловным преимуществом рассматриваемого класса дизелей по сравнению с малооборотными дизелями (МОД) относятся их меньшие габариты (особенно по высоте) из-за отсутствия в конструкции штока поршня и крейцкопфа, а также за счет более высокой частоты вращения. Преимущества по удельной массе СОД не так очевидны из-за необходимости применения достаточно массивных редукторов или электрогенераторов и гребных электродвигателей. К существенным недостаткам СОД можно отнести более низкий ресурс до списания (по опыту эксплуатации 60–90 тыс. ч), а также повышенные трудозатраты на техническое обслуживание из-за большей сложности конструкции и большого количества цилиндров у двигателей большой агрегатной мощности [1].

Механическая передача мощности включает, как правило, редуктор, упругие соединительно-разобщительные муфты, усложняющие установку и имеющие более высокие потери энергии по сравнению с прямой передачей. СОД имеют также повышенный уровень шума и большую трудоемкость технического обслуживания и ремонта.

Несмотря на отмеченные недостатки среднеоборотные дизели незаменимы для рассматриваемой группы судов. Дополнительное преимущество — возможность их использования в составе многомашинных установок, обладающих большей живучестью и маневренными качествами, что особенно важно, например, для круизных лайнеров, ледоколов и др.

В то же время, как было отмечено, СОД обладают лучшими массо-габаритными показателями, что для определенных типов судов является решающим фактором. По экономичности СОД практически не уступают МОД. Все СОД могут работать на тяжелых сортах топлива, а более высокая температура отработавших газов позволяет эффективнее утилизировать теплоту, чем в установках с 2-тактными МОД [1].

Направления развития среднеоборотных дизелей связаны с совершенствованием их конструкции и технологии изготовления для повышения надежности, экономичности и мощностных характеристик. Ведущие производители дизелей применяют электронные системы управления топливоподачей и газораспределением, проводят работу по использованию более дешевого тяжелого и газообразного топлив.

В табл. 1–5 представлен типаж современных СОД, производимых ведущими зарубежными дизелестроительными фирмами.

Типаж современных СОД обширен и разнообразен, что позволяет выбрать оптимальную модель из числа производимых. Следует отметить, что лидирующее положение в производстве СОД занимают фирмы «Wartsila Corporation» и «MAN Diesel & Turbo», а также еще 3–4 производителя, модели которых представлены в таблицах.

Представленные СОД — четырехтактные, тронковые, как правило, нереверсивные с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха с непосредственным впрыском топлива, приспособленные для работы на тяжелом топливе. Передача крутящего момента на винт осуществляется через механический или иной редуктор. Реверс осуществляется применением винта регулируемого шага либо реверс-редуктором, либо через систему электропередачи (электрогенератор с приводом от дизеля — гребной электродвигатель). Типаж современных СОД характеризуется следующими основными показателями (см. табл. 1–5):

Таблица 1

Среднеоборотные дизели «Wartsila Corporation»

Модель двигателя	W20	W20DF	W26	W32	W34DF	W38	W46	W46F	W50DF	W64
Агрегатная мощность, кВт	800–1800	876–1314	2040–5440	3000–9280	2700–7200	4350–11 600	12 600–16 800	7200–19 200	5700–17 100	12 900–17 200
Частота вращения, об/мин	1000	1000/1200	1000	750	750	600	500/514	600	500/514	327/333
Число цилиндров	4, 6, 8, 9 L	6, 8, 9 L	6, 8, 9 L 12, 16 V	6–9 L 12, 16, 18 V	6, 9 L 12, 16 V	6, 8, 9 L 12, 16 V	12, 16 V	6–9 L 12, 14, 16 V	6, 8, 9 L 12, 16, 18 V	6–8 L
Цилиндровая мощность, кВт	200	146/176	340	500/580	450	725	1000	1200	950/975	2150
Среднее эффективное давление, бар	27,3	20,0	25,5	24,9–25,9	19,8	26,9	24,2/24,9	24,9	20,0	25,5/25,0
Диаметр цилиндра/ход поршня, см	20/28	20/28	26/32	32/40	34/40	38/47,5	46/58	46/58	50/58	64/90
Средняя скорость поршня, м/с	9,3	9,3/11,2	10,7	10,0	10,0	9,5	9,7/9,9	11,6	9,7/9,9	9,8/10
Удельный расход топлива, г/кВт·ч	185	194/199	185	185	8910 кДж/кВт·ч	176	173	171	8910 кДж/кВт·ч	164
Вид топлива	MDO, HFO	Газ, MDO, HFO	MDO, HFO	MDO, HFO	Газ, MDO, HFO	MDO, HFO	MDO, HFO	MDO, HFO	Газ, MDO, HFO	MDO, HFO
Удельная масса, кг/кВт	6,4–9,0	8,8–10,8	6,1–8,9	9,0–11,1	10,4–12,6	9,6–11,7	13,1–14	12,1–13,5	14,0–16,8	17,2–18,1

Комментарии. 1. Все модели дизелей могут использоваться в качестве пропульсивных в составе дизель-редукторных установок, а также для привода электрогенераторов в составе дизель-электрических установок и судовых электростанций.
2. Как альтернатива вместо традиционной системы топливоподачи может устанавливаться система common rail.

Таблица 2

Среднеоборотные дизели «MAN Diesel & Turbo»

Модель двигателя	L21/31	L27/38	L28/33 D STC	L+V32/40	L+ V32/40 CR	L+ V48/60	L+ V48/60CR	L+ V51/60DF	L58/64
Агрегатная мощность, кВт	1290–1935	2040–3060	5460–9100	3000–9000	3360–11 200	6900–20 700	7200–21 600	6000–18 000	8400–12 600
Частота вращения, об/мин	1000	800	1000	750/720	750/720	514/500	514/500	514/500	428
Число цилиндров	6–9L	6–9L	12, 16, 20 V	6–9 L 12, 14, 16, 18 V	6–10 L 12, 14, 16, 18, 20 V	6–9 L 12, 14, 16, 18 V	6–9 L 12, 14, 16, 18 V	6–9 L 12, 14, 16, 18 V	6–9 L
Цилиндровая мощность, кВт	215	340	455	500	560	1150	1200	1000/975	1400
Среднее эффективное давление, бар	24,0	23,5	26,9	24,9–25,9	25,3–26,4	24,7–25,4	25,8–26,5	19,1	23,2
Диаметр цилиндра/ход поршня, см	21/31	27/38	28/33	32/40	32/40	48/60	48/60	51/60	58/64
Средняя скорость поршня, м/с	10,3	10,1	11,0	10,0/9,6	11,0/10,6	10,3/10,0	10,3/10,0	10,3/10,0	9,1
Удельный расход топлива, г/кВт·ч	189–195	185–188	188–190	182–185	177–178	176–180	175–179	183–184	181–185
Вид топлива	MDO, HFO	MDO, HFO	MDO	MDO, HFO	MDO, HFO	MDO, HFO	MDO, HFO	Газ, MDO, HFO	MDO, HFO
Удельная масса, кг/кВт	9,8–12,4	12,9–14,2	5,44–6,2	9,4–12,7	9,3–11,8	12,5–15,1	12,3–14,7	14,7–17,8	16,5–17,7

Комментарии. Аббревиатура в модели дизеля: L, V — рядный или V-образный двигатель; CR — двигатель с электронным управлением топливоподачей и газораспределением (common rail); DF — двигатель, работающий на газе (метане) и жидком топливе; D — двигатель, работающий на дизельном (легком) топливе; STC — двигатель с двухступенчатым турбонаддувом.

1. Агрегатная мощность — 625–17 200 кВт.
2. Частота вращения — 327–1200 об/мин.
3. Число цилиндров — 6–9 L; 12, 14, 16, 18, 20 V.
4. Цилиндровая мощность — 175–2150 кВт.
5. Среднее эффективное давление — 23,2–27,1 бар (при работе на газе —19,1–20,0 бар).
6. Диаметр цилиндра — 20,0–64,0 см.
7. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра — 1,16–1,57.

Таблица 3

Среднеоборотные дизели «Caterpillar–MaK» (M — серия MaK, C — серия Caterpillar)

Модель двигателя	M20C	M25C	M32C	VM32C	M43C	VM43C	C280
Агрегатная мощность, кВт	1020–1710	1800–3000	2880–4500	5760–8000	5400–9000	10 800–16 000	1900–5420
Частота вращения, об/мин	900/1000	720/750	600	720/750	500/514	500/514	900/1000
Число цилиндров	6,8,9L	6,8,9L	6,8,9L	12,16V	6, 7, 8, 9L	12, 16V	6, 8L 12, 16V
Цилиндровая мощность, кВт	170/190	300/333	480/500	480/500	900/1000	900/1000	316/339
Среднее эффективное давление, бар	24,1–24,2	23,5–26,1	24,9–25,9	23,7	23,7–27,1	23,7–27,1	20–23,9
Диаметр цилиндра/ход поршня, см	20/30	25,5/40	32/48	32/42	43/61	43/61	28/30
Средняя скорость поршня, м/с	9,0/10,0	9,6/10,0	9,6	10,1/10,5	10,2/10,5	10,2–10,5	9,0–10,0
Удельный расход топлива, г/кВт·ч	186–189	183–184	177–179	178–179	175–179	175–178	—
Вид топлива	MDO, HFO	MDO, HFO	MDO, HFO	MDO, HFO	MDO, HFO	MDO, HFO	MDO
Удельная масса, кг/кВт	9,5-11,3	9,9-11,7	11,0–13,0	10,2–11,2	14,0–17,2	13,4–15,0	5,3–8,25

Комментарии. 1. На всех двигателях устанавливается электронная система управления топливоподачей и газораспределением.
2. Фирма MaK входит в Корпорацию Caterpillar

Таблица 4

Среднеоборотные дизели «Roll-Royce»

Модель двигателя	C25/33	B32/40	B35/40
Агрегатная мощность, кВт	1440–2880	3000–8000	5040–7000
Частота вращения, об/мин	900/1000	750	720/750
Число цилиндров	6, 8, 9 L	6, 8, 9 L 12, 16 V	12, 16 V
Цилиндровая мощность, кВт	240–320	500	420–437
Среднее эффективное давление, бар	22,6–26,4	24,9	18,2
Диаметр цилиндра/ход поршня, см	25/33	32/40	35/40
Средняя скорость поршня, м/с	7,9–11,0	10,0	10,0
Удельный расход топлива, г/кВт·ч	182–190	185	—
Вид топлива	MDO, HFO	MDO, HFO	Газ CNG, LNG

Таблица 5

Среднеоборотные дизели «Hyundai»

Модель двигателя	H17/28	H21/32	H25/33	H32/40
Агрегатная мощность, кВт	625–1040	825–1980	1560–6800	3000–10 000
Частота вращения, об/мин	900–1000	720–1000	720–1000	720–750
Число цилиндров	5–8 L	5, 6, 8, 9 L	6, 8, 9 L	6–9 L 12, 14, 16, 18, 20 V
Цилиндровая мощность, кВт	125–130	175–220	260–330	500
Среднее эффективное давление, бар	24,5–26,2	23,8–26,4	24,4–27,1	24,9–25,9
Диаметр цилиндра/ход поршня, см	17/28	21/32	25/33	32/40
Средняя скорость поршня, м/с	8,4–9,3	7,7–10,7	7,9–11,0	9,6–10,0
Удельный расход топлива, г/кВт·ч	195	188–191	186–187	183–185
Вид топлива	MDO, HFO	MDO, HFO	MDO, HFO	MDO, HFO
Удельная масса, кг/кВт	10,4–12,3	15,5–16,0	11,7–19,1	15,4–22,9

8. Средняя скорость поршня — 9,1–11,6 м/с.

9. Удельный расход топлива при стандартных внешних условиях по ISO 3046/1 — 164–191 г/кВт·ч.

10. Вид топлива — GO, MDO, HFO (до 780 сСт при 50 °С), газ.

11. Удельная масса — 9,0–22,9 кг/кВт.

Создание новых моделей судовых дизелей целесообразно выполнять с учетом разработки унифицированных типоразмерных рядов, обеспечивающих широкий диапазон вырабатываемой мощности. При этом должна быть реализована концепция серийного выпуска дизелей типоразмерного ряда с применением унифицированных модульных элементов.

Преимущества такого подхода доказаны практикой. Это даст возможность сократить номенклатуру специального технологического оборудования, снизить производственные затраты за счет унификации деталей и узлов внутри типоразмерного ряда, оперативно проводить модернизацию выпускаемых двигателей с применением последних достижений в области дизелестроения и расширить область применения дизелей.

Обеспечение устойчивого спроса на дизели в условиях жесткой конкурентной борьбы возможно только при непрерывном их усовершенствовании, улучшении технико-экономических и экологических показателей.

Все производители судовых дизелей постоянно совершенствуют качество выпускаемой продукции в следующих направлениях:

- ➢ увеличение цилиндровой мощности;
- ➢ улучшение топливной экономичности;
- ➢ снижение расхода масла;
- ➢ оборудование дизелей системами электронного управления и топливоподачи;
- ➢ снижение вредных выбросов;
- ➢ конструктивное усовершенствование;
- ➢ технологическое усовершенствование.

Анализируя компоновочные и конструктивные решения современных зарубежных двигателей можно отметить, что конструкции дизелей не содержат каких-либо принципиально новых решений, которые были бы неизвестны или не применялись ранее. Как известно, конструирование нового судового дизеля является сложной и многофакторной задачей, связанной с нахождением (выбором) оптимального варианта, на основании результатов расчетов, оценки технико-экономических показателей и др. Выбор конструктивных решений сводится к решению многовариантной задачи, учитывающей комплекс требований, предъявляемых как к отдельным деталям и узлам, так и дизельной установки в целом.

Благодаря форсированию дизелей наддувом, совершенствованию конструкции и технологии производства, улучшению рабочего процесса и др. мероприятий среднее эффективное давление p_e дизелей достигло 2,5–3,0 МПа при максимальном давлении сгорания 20–24 МПа. Реализация современных конструктивных решений, позволила осуществить принцип независимого управления уровнями механических и тепловых напряжений. В результате получены низкие удельные расходы топлива (b_e = 165–170 г/кВт·ч) при КПД двигателей 50 % и выше.

Достигнутый уровень эффективных показателей подтверждает, что дизельные двигатели, имея большие резервы дальнейшего совершенствования, остаются на обозримую перспективу самой экономичной энергетической установкой, определяющей развитие многих отраслей, включая судостроение.

За последние годы были разработаны и внедрены конструктивные и технологические решения, обеспечивающие максимальную надежность дизеля в эксплуатации: коленчатый вал с развитым диаметром шеек, отличающийся повышенной жесткостью и пониженным удельным давлением на подшипники; цилиндровая втулка с внутриканальным охлаждением; турбонаддув при изобарном давлении; организация процесса сгорания с многофазным впрыском топлива; применении системы топливоподачи common rail и др.

Выполненный анализ конструкций современных зарубежных среднеоборотных дизелей мощностью 450–20 000 кВт показал, что в них, как правило, реализован модульный принцип построения, обеспечивающий улучшение технико-эксплуатационных свойств и потребительских качеств.

Остов двигателя. Изготовляется в виде блок-картера (литого или сварно-литого) либо фундаментной рамы и блок станины. Литые детали остова отливаются из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. Детали остова имеют жесткую конструкцию, снизу закрытую масляным поддоном, который в некоторых исполнениях является мокрым картером. Внутри блока могут быть размещены: воздушный ресивер, распределительный вал и его привод. Продольные нижние балки блок-картера служат опорными полками, посредством которых двигатель крепится к судовому фундаменту (подмоторной раме).

Цилиндровые втулки. Вставные, мокрого типа с толстостенным фланцем-бандажом и каналами для циркуляции охлаждающей жидкости. Заготовки цилиндровых втулок получают центробежным литьем из модификационного серого (СЧ30, СЧ35) или высокопрочного (ВЧ45, ВЧ50) чугуна. Зеркало цилиндра для повышения износостойкости подвергают пористому хромированию, фосфатированию или хонингованию. Уплотнения втулки — резиновые кольца внизу, в верхней части — притирка или прокладки.

Крышки цилиндра. Индивидуальные на каждый цилиндр, как правило, четырехтактные. Крышки отливают из модифицированного чугуна марок СЧ20, СЧ25 или высокопрочного чугуна с каналами для циркуляции охлаждающей жидкости с охлаждаемыми седлами и межклапанными перемычками и форсуночным стаканом. Форма огневого днища соответствует конфигурации камеры сгорания для обеспечения качественного смесеобразования, воспламенения и горения топливовоздушной смеси.

Поршни. Составные. Головка (камера сгорания) изготовляется штамповкой или ковкой из жаропрочной стали типа 38ХМА, а тронк — чугунный для СОД и алюминиевый сплав для ВОД. Болты или шпильки крепления головки к тронку — стальные. Для повышения износостойкости канавок поршневых колец они хромируются или закаливаются токами высокой частоты. Охлаждение головки поршня осуществляется маслом путем его циркуляции или взбалтывания.

Поршневые кольца: компрессорных — два-три, маслосъемных — одно-два. Материал колец — высокопрочный чугун с шаровидным графитом, легированный кремнием и марганцем. На рабочую поверхность компрессионных колец может наноситься молибденовое покрытие толщиной 0,2–0,3 мм газотермическим напылением.

Коленчатый вал. Изготовляется ковкой, штамповкой или гибкой с высадкой, материал — сталь, легированная хромом, никелем, марганцем, молибденом марок типа 40ХН2МА, 38Х2МЮА. Масло для смазки подшипников подается через сверления в блоке к рамовым подшипникам, а затем через сверления в шейках и щеках — к мотылевым подшипникам. Щеки прямоугольной, трапецеидальной или эллипсовидной формы, на которых крепятся противовесы. Коленчатый вал подвесного типа, подвески крепятся вертикальными и горизонтальными болтами.

Подшипники коленвала тонкостенные, многослойные, с заливкой антифрикционными сплавами, устанавливаются в постелях с натягом. Подшипники покрыты нанесенным гальваническим способом приработочным покрытием (как правило на основе олова).

Шатуны изготовляются ковкой из среднеуглеродистых сталей типа 38Х2Н2МА, 40ХН, шатунные болты — из низкоуглеродистых сталей (18Х2Н4А, 20ХН3А и реже 38ХН3МА). Нижняя головка шатуна имеет прямой или косой зубчатый разъем.

Газораспределительный механизм. Один распределительный вал (р/в) с кулаками (шайбами) для привода клапанов и ТНВД со средним расположением. Клапанов четыре: два впускных и два выпускных. Кулаки, как правило, выполняют за одно целое с р/в из низкоуглеродистых сталей (15Х, 12ХН3А) или среднеуглеродистых (40, 45Х). Опорные поверхности вала и кулачных шайб закалены до твердости HRC = 52–56. Привод р/в шестеренчатый от коленчатого вала.

Проектирование нового дизеля — трудоемкий, длительный и затратный процесс, на который уходит от 4 до 6 лет работы и сотни миллионов долларов США. По этой причине двигателестроительные заводы редко проектируют совершенно новые дизели, чаще модернизируют существующие модели, создают на их базе унифицированное семейство двигателей, развернутое в типоразмерный ряд.

При проектировании нового дизеля достижение наилучших технико-эксплуатационных показателей неразрывно связано с использованием последних достижений в науке и технике, успехами в области машиностроения и металлургии, электроники и программирования с возможностями технологического процесса производства и качества оборудования. Свойства и характеристики двигателя полностью определяют эффективность функционирования конкретного судна, на котором он будет установлен, поэтому в конструкции двигателя должны быть учтены назначение и особенности объекта применения.

При решении проектной задачи необходимо пользоваться апробированными вычислительными программами, методиками и процедурами, которые учитывают специфические особенности проектируемого дизеля в составе объекта, что в конечном итоге позволит наилучшим образом реализовать его выходные параметры.

Математическим аспектом проектирования всегда уделяется повышенное внимание. Особую актуальность приобретают автоматизированные системы проектирования современных двигателей для достижения высоких уровней форсировки, пониженной металлоемкости при заданном значении моторесурса.

Результаты выполненных расчетов выступают в качестве количественной оценки допустимости принятых решений.

Как известно, большинство деталей дизеля испытывают действие циклически изменяющихся нагрузок, под действием которых развивается процесс постепенного накопления усталостных повреждений. Отдельные детали (прежде всего ЦПГ) работают при повышенных температурах (более 250 °С) в условиях нестационарного неравномерного нагрева. Температурные градиенты вызывают тепловые деформации и температурные напряжения, которые в сочетании с механическими напряжениями приводят к появлению трещин, износов и т. п. Значительные трудности при расчете напряжений связаны как со сложностью конфигурации деталей, так и сложным многофакторным их нагружением. В настоящее время при использовании конечно-элементных моделей удалось создать расчетные методики, адекватные реальным условиям работы и нагружения деталей [2].

Отечественные дизелестроители в ближайшие годы планируют создать конструкции СОД, по своему техническому уровню соответствующие лучшим мировым образцам. Методика проектирования и проблемы производства таких двигателей требуют решения сложнейших вопросов с использованием современных достижений в областях техники, в которых реализуются механические, физические, химические, технологические и другие процессы.

Разработка новых моделей двигателей вызвана текущими и перспективными потребностями в судовых дизелях, их востребованностью на рынках. Разрабатываемые двигатели должны сочетать в себе проверенные временем технические

решения и последние достижения высоких технологий. Проектируемый двигатель должен быть экологически безопасным и компактным, представлять новый технический уровень с возможностью дальнейшего совершенствования разрабатываемой модели с учетом перспективных требований рынка [3].

Разработчики в ходе конструирования и изготовления двигателей должны решать основные задачи:

➢ оптимизацию технико-эксплуатационных и экономических показателей двигателя;

➢ обеспечение высокой надежности двигателя, максимального моторесурса и длительных межремонтных периодов;

➢ экологическую безопасность;

➢ простоту конструкции, удобства обслуживания и эксплуатации;

➢ конструктивные усовершенствования с использованием новейших разработок;

➢ использование инновационных технологий;

➢ применение тяжелого топлива с вязкостью до 700 сСт при 50 °С;

➢ использование стандартного оборудования, систем, узлов, деталей;

➢ применение концепции модульного и унифицированного конструирования.

Основной задачей производителей является сохранение и дальнейшее развитие дизелестроения на базе освоенных видов продукции, а также разработка и производство новых перспективных моделей дизелей.

В конструктивном плане двигатели должны иметь: электронную систему управления топливоподачей; электронный регулятор частоты вращения; регулируемый турбокомпрессор (при необходимости); возможность использования альтернативных топлив; комплекс средств автоматизации и диагностирования.

Отечественные заводы, опираясь исключительно на собственные силы, вынуждены выполнять опытно-конструкторские и научно-исследовательские работы с реализацией неординарных решений: проведение модернизации серийных дизелей; внедрение конструкторских и технологических мероприятий, позволяющих повысить технико-экономические показатели выпускаемых моделей. Варьирование частотой вращения, степенью форсировки рабочего процесса, различными вариантами комплектации дает возможность при минимальных затратах модернизировать модели и получить улучшенные характеристики. К сожалению, отечественные модели даже с улучшенными технико-экономическими показателями в настоящее время уступают лучшим современным зарубежным аналогам.

Необходимо подчеркнуть, что прогрессивные решения, заложенные в конструкцию и технологию вновь создаваемых дизелей, должны иметь возможность их дальнейшего совершенствования и поддержания технико-экономических показателей на необходимом уровне на ближайшую перспективу.

При проектировании двигателей их компоновка, сформированная по блочно-модульному принципу с максимальным агрегатированием конструкции и высокой унификацией узлов и деталей, должна обеспечить развертывание их в широкий мощностной ряд при минимальных затратах.

Литература

1. *Сорокин В.А.* Анализ производства современных судовых малооборотных дизелей // Сб. научн. трудов ЗАО «ЦНИИМФ». — Техническая эксплуатация морского флота. — СПб., 2012. — С. 84–94.

2. Судовые энергетические установки // В.К. Румб, Г.В. Яковлев, Г.И. Шаров и др. — СПб. : СПб ГМТУ, 2007. — 622 с.

3. *Сорокин В.А., Иванов М.Ю.* Сравнительный анализ технико-эксплуатационных характеристик отечественных и зарубежных судовых дизельных двигателей мощностью до 3 МВт // Науч.-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. — 2011. — Вып. 34. — С. 111–131.

УДК 621.436

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ЦИКЛА HCCI ДВИГАТЕЛЯ С НАДДУВОМ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ НАГРУЗКАХ И ЧАСТОТАХ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

В.Г. Камалтдинов, д.т.н., проф., Г.Д. Драгунов, д.т.н., проф.,
Южно-Уральский государственный университет
В.А. Марков, д.т.н., проф.
МГТУ им. Н.Э. Баумана

На основе новой модели горения топлива разработана методика расчета рабочего цикла HCCI двигателя. Методика учитывает текущие значения тепловыделения, теплоотдачи, изменение массы, объема и состава рабочего тела в цилиндре ДВС. На основании выполненных расчетных исследований сделан прогноз индикаторных показателей рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала.

Двигатель с объемным самовоспламенением гомогенного заряда (Homogeneous Charge Compression Ignition — HCCI) — перспективное направление развития поршневых ДВС. В нем используется внешнее смесеобразование, а воспламенение происходит от сжатия смеси в цилиндре, как в дизелях. В результате в HCCI двигателях удается сочетать достоинства ДВС с искровым зажиганием, работающих на бензине, и дизелей. Процесс сгорания при объемном самовоспламенении гомогенной смеси отличается малой продолжительностью (7–20 град ПКВ) и высокой скоростью тепловыделения [1–3].

Несмотря на большое количество исследований во всем мире в настоящее время остается не решенной задача управления процессом сгорания, которую сложно решить без расчетно-теоретических исследований. Известные расчетные методики, например: [1, 2, 4, 5 и др.], учитывают специфику объемного сгорания обедненной горючей смеси. В результате достигаются удовлетворительные совпадения индикаторных диаграмм в районе верхней мертвой точки (ВМТ). Но получаемые расчетные значения скорости тепловыделения на отдельных режимах существенно отличаются от экспериментальных.

Опыт моделирования процесса сгорания гомогенной топливно-воздушной смеси широкого качественного состава [6–10] позволил разработать методику расчета рабочего цикла HCCI двигателя, учитывающую специфику его работы при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала и позволяющую прогнозировать его индикаторные показатели.

Методика расчета рабочего цикла HCCI двигателя

Методика расчета рабочего цикла при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала базируется на уравнении для определения давления рабочего тела переменной массы в конце элементарного участка расчета индикаторной диаграммы с началом в т. 1 и окончанием в т. 2 [11]:

$$p_2 = \frac{\frac{4(\Delta Q_{сг1-2} - \Delta Q_{то1-2})}{m_1 + m_2} + p_1(\nu_1 \frac{k_{1-2}+1}{k_{1-2}-1} - \nu_2) + \frac{2(i_{вп1} + i_{вп2} - i_1 - i_2)\Delta m_{вп1-2}}{m_1 + m_2}}{\left[\nu_2 \frac{k_{1-2}+1}{k_{1-2}-1} - \nu_1\right]}, \quad (1)$$

где $\Delta Q_{сг1-2}$, $\Delta Q_{то1-2}$ — теплоты, выделившаяся при сгорании топлива, отведенная от рабочего тела и затраченная на процесс диссоциации диоксида углерода на шаге расчета от т. 1 до т. 2; m_1, m_2 и ν_1, ν_2 — масса и удельный объем рабочего тела в начале и конце шага расчета, соответственно; p_1 — давление рабочего тела в начале шага расчета, k_{1-2} — показатель адиабаты на шаге расчета; $i_{вп1}$, $i_{вп2}$ и i_1, i_2 — удельные энтальпии газов, входящих в цилиндр и находящихся в цилиндре в начале и конце шага расчета соответственно; $\Delta m_{вп1-2}$ — увеличение массы рабочего тела за счет входящих в цилиндр газов на шаге расчета, $\Delta m_{вп1-2} = m_2 - m_1 + \Delta m_{в1-2}$. Здесь $\Delta m_{в1-2}$ — величина утечек из цилиндра двигателя на шаге расчета, которая определяется по выражению

$$\Delta m_{в1-2} = \frac{K_ц(p_1 - p_о)\Delta\varphi_{1-2}}{n\sqrt{T_1}}, \quad (2)$$

где $K_ц$ — коэффициент, учитывающий состояние цилиндропоршневой группы. Его величина подбиралась на основании пробного индицирования и в расчетах принималась постоянной для каждого двигателя; $p_о$ — давление картерных газов, равное давлению окружающей среды.

Выражение (2) получено на основании обработки результатов экспериментов на одноцилиндровом дизеле 1Ч15/16 при малых частотах вращения.

Разработанная методика позволяет, начиная с параметров в конце впуска, рассчитывать текущие значения давления, температуры и массы в тактах сжатия и расширения по элементарным участкам индикаторной диаграммы от т. 1 до т. 2 с шагом $\Delta\varphi_{1-2}$ по углу поворота коленчатого вала. При переходе от одного элементарного участка к следующему рассчитанные параметры конца предыдущего участка (с индексом 2) последовательно становятся начальными для текущего участка (с индексом 1).

Теплота, выделившаяся при сгорании топлива за интервал времени $d\tau = \Delta\varphi_{1-2}/6n$ на расчетном участке рабочего цикла (от т. 1 до т. 2), определяется по выражению:

$$\Delta Q_{сг1-2} = \Delta m_{сг1-2} \cdot \xi \cdot H_u = \\ = \xi \cdot H_u \cdot \mu_т \cdot A_0 \cdot \frac{Z_E \cdot \Delta\varphi_{1-2}}{\tau_у \cdot 6n}, \quad (3)$$

где $\Delta m_{сг1-2}$ — масса топлива, сгоревшего на шаге расчета от т. 1 до т. 2. При отсутствии сгорания, например: в процессе сжатия $\Delta m_{сг1-2} = 0$; ξ —коэффициент эффективности сгорания топлива, в расчетах принималось $\xi = 1$; H_u — низшая теплотворная способность топлива; $\mu_т$ —молекулярная масса топлива; A_0 — число Авогадро; Z_E — количество активных молекул топлива; $\tau_у$ — условная продолжительность реакции окисления группы активных молекул топлива.

В соответствии с известным законом Аррениуса количество активных молекул топлива Z_E определяется по уравнению

$$Z_E = Z_т \cdot e^{-\frac{Ea}{RT}}, \quad (4)$$

где $Z_т$ — общее количество молекул топлива; E_a — энергия активации; T — температура смеси.

Текущее значение энергии активации определяется по эмпирическому выражению в зависимости от температуры смеси:

$$E_a = E_{a1} + \frac{(T - 900) \cdot (E_{a2} - E_{a1})}{1100}, \quad (5)$$

где E_{a1}, E_{a2} — энергии активации в начале и конце процесса сгорания (таблица).

Условная продолжительность реакции окисления группы активных молекул топлива определяется по выражению [6]:

$$\tau_у = \frac{Z_Т}{\text{const} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot V \cdot C_т^p \cdot C_{O_2}^q} = \\ = \frac{V}{\text{const} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot Z_т^{p-1} \cdot Z_{O_2}^q}, \quad (6)$$

Параметры, используемые в расчете процесса сгорания исследованных топлив

Топливо	E_{a1}, кДж/г·моль	E_{a2}, кДж/г·моль	const, м³/с	p	q
Диметиловый эфир (ДМЭ)	72–116 в зависимости от количества метана	120	$2\cdot10^{-18}$	1,95	0,05
Дизельное топливо	77	130	$2\cdot10^{-18}$	1,566	0,434
Пропан	130	135	$45\cdot10^{-18}$	1,4	0,6
Природный газ	130	171	$55\cdot10^{-18}$	1,1	0,9

где $Z_Т$ — общее количество молекул топлива в рассматриваемом объеме V цилиндра двигателя; const — константа, учитывающая количество активных соударений молекул реагирующих веществ в единицу времени в единице объема (см. таблицу); K_1 — коэффициент реакционной активности кислорода, учитывающий влияние инертных составляющих рабочего тела (азота и продуктов сгорания); K_2 — коэффициент, учитывающий турбулентность внутри камеры сгорания, $K_2 \geq 1$; $C_Т = Z_Т/V$ и $C_{O2} = Z_{O2}/V$ — концентрации всех молекул топлива $Z_Т$ и кислорода Z_{O2} в объеме V соответственно; p, q — показатели степени (см. таблицу).

Коэффициент K_1 определяется по эмпирической формуле [6]

$$K_1 = 1 - (1 - \frac{Z_{O_2}}{Z_{O_2} + Z_{N_2} + Z_{CO_2} + Z_{H_2O} + Z_{CO}})^6, \quad (7)$$

где Z_{N2}, Z_{CO2}, Z_{H2O} и Z_{CO} — количество молекул азота, диоксида углерода, воды и оксида углерода в расчетном объеме V соответственно.

Турбулентный характер процесса сгорания гомогенной смеси в цилиндре ДВС, вызванный движением поршня, предлагается моделировать коэффициентом K_2, который определяется по следующей эмпирической зависимости:

$$K_2 = 1 + \pi/2 \cdot |\sin\varphi|, \quad (8)$$

где φ — угол поворота коленчатого вала.

При моделировании сгорания гомогенной смеси в камере постоянного объема принимается $K_2 = 1$.

Теплота, отведенная от рабочего тела на расчетном участке рабочего цикла (от т. 1 до т. 2), определяется из выражения

$$\Delta Q_{то1-2} = \Delta Q_{W1-2} + \Delta Q_{исп1-2}, \quad (9)$$

где $\Delta Q_{И1-2}$ — теплота, отведенная от рабочего тела в стенки надпоршневого объема, вычисляется по известному закону Ньютона–Рихмана:

$$\Delta Q_{W1-2} = \frac{\alpha_1 F_1 (T_1 - T_W)\Delta\varphi_{1-2}}{6n}. \quad (10)$$

Здесь α_1 — коэффициент теплоотдачи от рабочего тела в стенки надпоршневого объема в начале шага расчета, F_1, T_W — площадь и температура поверхности надпоршневого объема, соприкасающаяся с рабочим телом в начале шага расчета, T_1 — температура рабочего тела в начале шага расчета, n — частота вращения коленчатого вала.

Как отмечается в работе [12], известные выражения Вошни для определения коэффициента теплоотдачи α_1 от рабочего тела в стенки надпоршневого объема, применяемые для расчетов в дизелях, где имеют место высокие локальные температуры, не совсем корректно использовать для расчетов в HCCI двигателях, так как они дают завышенные значения теплоотдачи. Однако в первом приближении при отсутствии достаточного объема экспериментального материала на различных режимах работы HCCI двигателей их применение оправдано. Тем более, что полученные при этом результаты расчетов параметров рабочего цикла будут менее оптимистичны.

$\Delta Q_{\text{исп}1-2}$ — теплота, отведенная от рабочего тела на нагрев и испарение поданного в цилиндр топлива, при отсутствии подачи топлива на текущий шаг расчета $\Delta Q_{\text{исп}1-2} = 0$.

Как показали результаты расчетов, максимальная температура рабочего тела HCCI двигателя при оптимизированных параметрах горючей смеси на впуске не превышает 2000–2100 K [7, 10 и др.]. Степень диссоциации диоксида углерода при этих температурах не превышает 0,013 [13], поэтому теплоту, затрачиваемую на процесс диссоциации, можно не учитывать.

Текущая масса рабочего тела на шаге расчета определяется как сумма всех компонентов топливно-воздушной смеси (азота, кислорода, аргона, диоксида углерода, воды, топлива) с учетом ее изменения в процессе сгорания углеводородного топлива с образованием диоксида углерода и воды и за счет подачи дополнительного компонента и утечек через цилиндропоршневой зазор, которые сказываются на интегральные показатели ДВС.

В случае необходимости количество рабочего тела, поступающего на шаге расчета от т. 1 до т. 2, можно вычислять по другим известным зависимостям.

Наличие фактора времени (в виде частоты вращения коленчатого вала n) в формулах (2, 3, 10) для определения утечек рабочего тела ($\Delta m_{\text{в}1-2}$), тепловыделения ($Q_{\text{сг}1-2}$) и теплоотдачи (ΔQ_{W1-2}) через продолжительность каждого шага позволяет рассчитывать рабочий цикл при различных частотах вращения коленчатого вала, включая случаи неравномерного вращения коленчатого вала ДВС, которые характерны для холодного пуска.

Показатель адиабаты k определяется по теплоемкости смеси газов, составляющих рабочее тело (азот, кислород, аргон, диоксид углерода, вода, пары топлива), с учетом температурной зависимости каждого компонента по Равделю А.А. [14] и его количества в текущий момент времени. В методике использованы известные физико-химические параметры исследованных топлив [14].

Величины объемов определяются по известным зависимостям кинематики кривошипно-шатунного механизма ДВС. Процесс сжатия начинается в момент закрытия впускных клапанов. До этого времени изменение объема приводит к пропорциональному уменьшению массы рабочего тела за счет выталкивания его части из цилиндра при сохранении заданного давления начала сжатия.

Система уравнений (2–10) и исходное уравнение (1) позволяют определять давление в цилиндре двигателя в зависимости от объема и массы рабочего тела (при утечках из объема сжатия и подаче дополнительного компонента), тепловыделения внутри цилиндра, затрат энергии на смесеобразование и теплообмен со стенками объема сжатия. Далее определяется средняя температура рабочего тела в т. 2 из уравнения состояния газов:

$$T_2 = \frac{p_2 v_2}{R}. \qquad (11)$$

Таким образом, в разработанной методике расчета рабочего цикла учитываются текущие значения тепловыделения, теплоотдачи, изменение массы, объема и состава рабочего тела в цилиндре, что позволяет применять ее для прогнозирования индикаторных показателей HCCI двигателя на различных режимах работы (по тепловому состоянию ДВС, нагрузке и частоте вращения коленчатого вала).

Расчетные исследования при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала

Для практического использования HCCI двигателей особый интерес представляет возможность повышения их удельной мощности за счет применения наддува. Представленная методика позволяет прогнозировать возможные показатели рабочего цикла конкретного HCCI двигателя при заданных конструктивных и регулировочных параметрах.

Расчетные исследования проводились для HCCI двигателя, конвертированного из дизеля ЧН13/15 ООО «ЧТЗ-Уралтрак» и работающего на смесевом топливе на основе природного газа с добавлением диметилового эфира (ДМЭ) в количестве, соответствующем массовой доле $\varphi_{\text{ДМЭ}} = 0{,}27$. При этом сохранялись неизменными следующие параметры: геометрическая степень

сжатия ($\varepsilon_г$ = 14), угол закрытия впускных клапанов (55 град ПКВ после НМТ), давление $p_а$ и температура $T_а$ начала сжатия 0,24 МПа и 355 К соответственно.

Результаты расчетных исследований рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом при различных нагрузках

Исследования при различных нагрузках производились на частоте вращения коленчатого вала n = 2100 об/мин и изменении цикловой подачи смесевого топлива от $0{,}1\cdot10^{-3}$ до $0{,}18\cdot10^{-3}$ кг, что соответствует уменьшению коэффициента избытка воздуха по смесевому топливу $\alpha_{см}$ от 2,69 до 1,46 (на 45,7 %).

По мере повышения цикловой подачи воспламенение ускоряется и процесс сгорания интенсифицируется. В результате угол максимальной скорости сгорания $\alpha W_{cr\ max}$ уменьшается на 10 град ПКВ (до 362 град ПКВ), а максимальная скорость нарастания давления $W_{p\ max}$ увеличивается в 3,2 раза (до 10,7 МПа/град ПКВ) (рис. 1). Одновременно увеличиваются максимальные давление p_{max} на 7,92 МПа (до 19,39 МПа), температура T_{max} на 717 К (до 2453 К) и среднее индикаторное давление цикла p_i на 0,847 МПа (83,1 %). В то же время экономические индикаторные показатели (η_i и g_i) сначала улучшаются, а затем постепенно ухудшаются.

Анализ полученных результатов показал, что при заданных начальных условиях наибольший индикаторный КПД η_i (0,473) и наименьший удельный индикаторный расход топлива g_i (172,1 г/кВт·ч) достигаются в рабочих циклах с цикловой подачей смесевого топлива $0{,}13\cdot10^{-3}$ кг (рис. 1).

При этом максимальная скорость сгорания (по тепловыделению) наступает через 6 град ПКВ после ВМТ ($\alpha W_{cr\ max}$ = 366 град ПКВ). Это соответствует величине оптимального угла, полученного ранее [9, 12, 13 и др.] при исследовании влияния $T_а$, степени сжатия, угла закрытия впускных клапанов и коэффициента остаточных газов $\gamma_{ост}$ на показатели рабочего цикла. Максимальное давление в цилиндре p_{max} на этом режиме составляет 15,59 МПа, максимальная температура газа T_{max} = 2062 К при коэффициенте избытка воздуха по смесевому топливу $\alpha_{см}$ = 2,05.

Таким образом, увеличение цикловой подачи смесевого топлива при постоянстве других параметров приводит практически к линейному росту среднего индикаторного давления двигателя. Однако раннее сгорание и снижение суммарного коэффициента избытка воздуха менее 2,0 не только ухудшают экономические индикаторные показатели, но и увеличивают механическую и тепловую напряженность, а также опасность возникновения детонационного сгорания.

Выполненные ранее расчетные исследования рабочего цикла HCCI двигателя без наддува [7, 8, 10 и др.] показали возможность влияния на

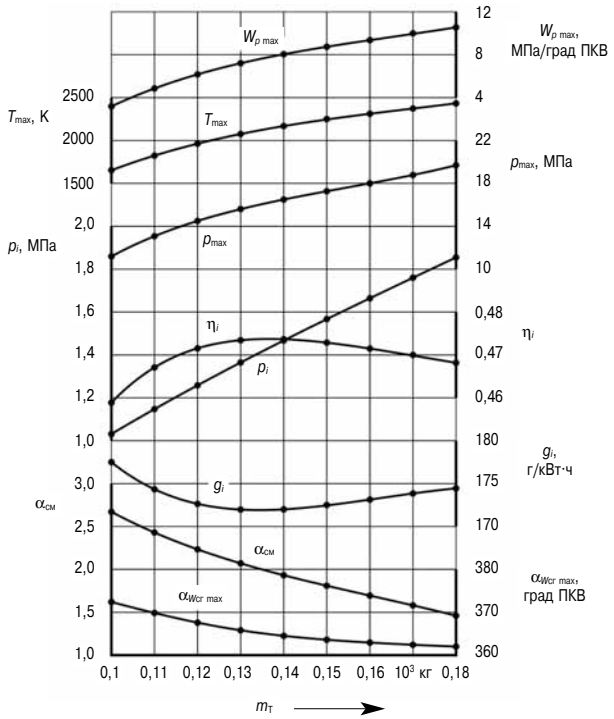


Рис. 1. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя с наддувом от цикловой подачи смесевого топлива при постоянной $T_а$ = 355 К

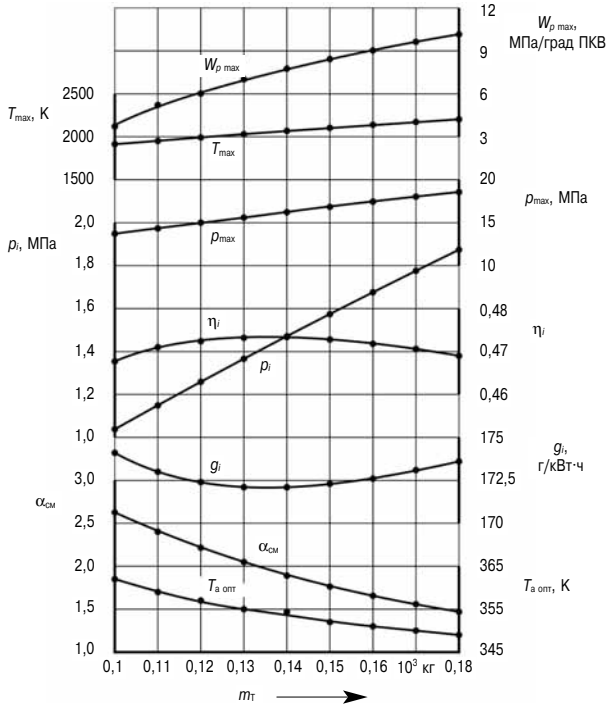


Рис. 2. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя с наддувом от цикловой подачи смесевого топлива при оптимальной температуре в начале сжатия

процессы воспламенения и сгорания гомогенной смеси за счет изменения температуры в начале сжатия. Результаты расчетов рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом при подборе оптимальной температуры $T_{а\ опт}$ для получения на каждом режиме наилучших индикаторных показателей рабочего цикла, характеризующихся углом $\alpha W_{cr\ max}$ = 366 град ПКВ, приведены на рис. 2. Здесь видно, что увеличение температуры $T_а$ от 355 до 362 K при уменьшении подачи топлива от $0{,}1\cdot10^{-3}$ до $0{,}13\cdot10^{-3}$ кг приводит к улучшению индикаторных показателей (на ~1,9 %) и увеличению максимальных значений давления (на ~2 МПа) и температуры (на ~158 K) в цилиндре по сравнению с результатами при постоянной температуре $T_а$ = 355 K. Одновременно можно ожидать более стабильное самовоспламенение обедненной гомогенной смеси с коэффициентом избытка воздуха по смесевому топливу $\alpha_{см}$ = 2,64.

Уменьшение температуры $T_а$ от 355 до 349 K при увеличении подачи топлива от $0{,}13\cdot10^{-3}$ до $0{,}18\cdot10^{-3}$ кг также приводит к улучшению индикаторных показателей (всего на ~0,45 %) (рис. 2), но максимальные значения давления и температуры в цилиндре при этом снижаются на 0,81 МПа (~4,2 %) и 45 K (~1,8 %) соответственно, по сравнению с результатами при постоянной температуре $T_а$ = 355 K (см. рис. 1).

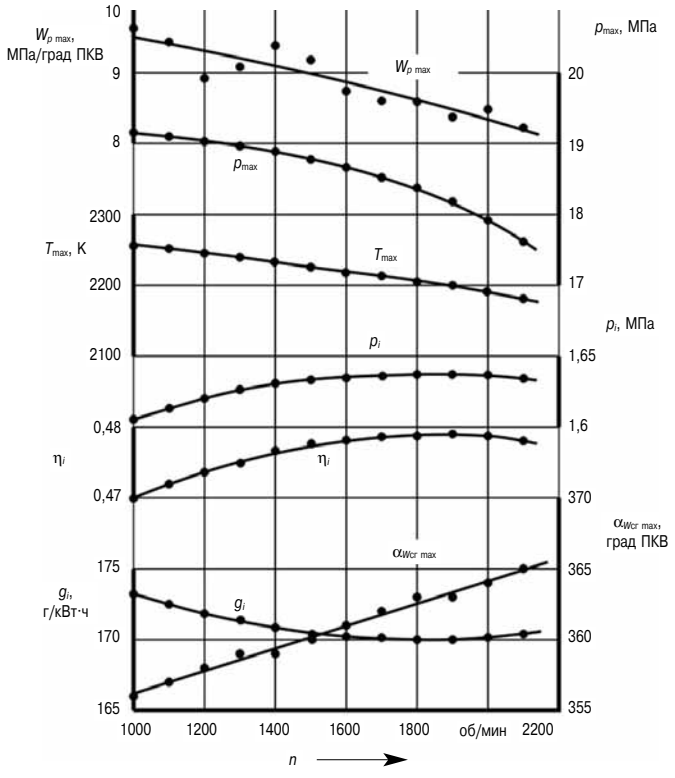


Рис. 3. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя с наддувом от частоты вращения коленчатого вала при постоянной $T_а$ = 351 K

Результаты расчетных исследований рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом при различных частотах вращения коленчатого вала

Исследования при различных частотах вращения коленчатого вала производились с учетом турбулентного характера процесса сгорания гомогенной смеси в цилиндре ДВС коэффициентом K_2. В результате на всех режимах получено улучшение индикаторных показателей рабочего цикла и снижение максимальной скорости нарастания давления.

Для заданных конструктивных параметрах HCCI двигателя определена температура в начале сжатия $T_а$ = 351 K, при которой обеспечиваются наилучшие индикаторные показатели на номинальном режиме (эффективная мощность 183,8 кВт, n = 2100 об/мин): среднее индикаторное давление p_i = 1,635 МПа, индикаторный КПД η_i = 0,478, удельный индикаторный расход топлива g_i = 170,3 г/(кВт·ч). Цикловые подачи природного газа и ДМЭ составили $0{,}112\cdot10^{-3}$ и $0{,}042\cdot10^{-3}$ кг соответственно. Угол максимальной скорости сгорания $\alpha W_{cr\ max}$ = 365 град ПКВ (рис. 3).

При уменьшении частоты вращения коленчатого вала от 2100 до 1000 об/мин сгорание начинается все раньше. При постоянной температуре $T_а$ = 351 K угол максимальной скорости сгорания

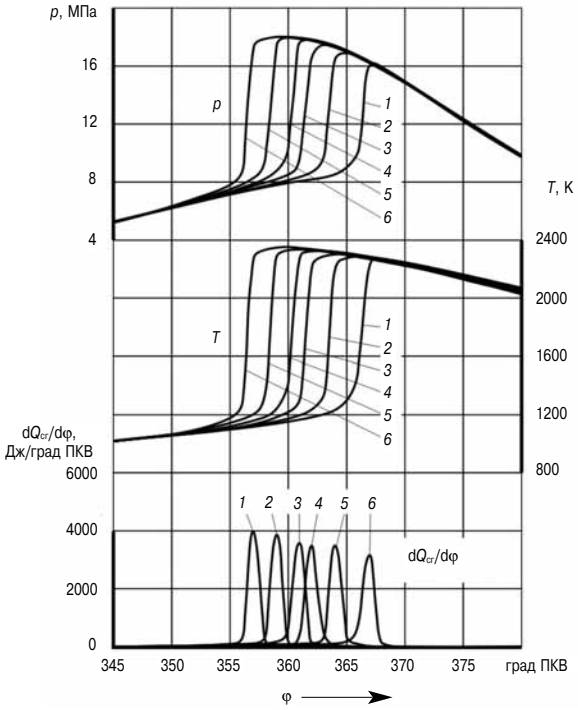


Рис. 4. Влияние частоты вращения коленчатого вала HCCI двигателя на давление, температуру и скорость тепловыделения в цилиндре при постоянной $T_а$ = 351 K: *1* — n = 2100 об/мин, *2* — n = 1900 об/мин, *3* — n = 1700 об/мин, *4* — n = 1500 об/мин, *5* — n = 1300 об/мин, *6* — n = 1100 об/мин

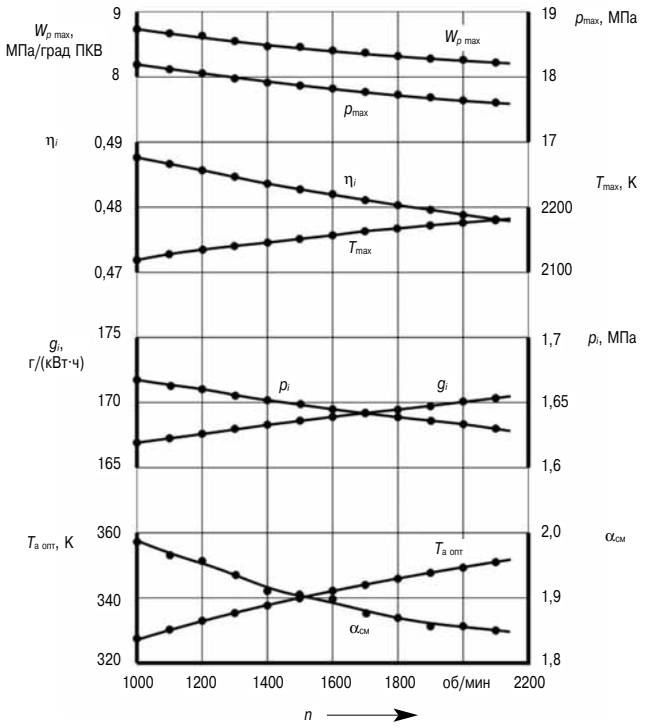


Рис. 5. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя с наддувом от частоты вращения коленчатого вала при оптимальной температуре в начале сжатия

изменился от 365 град ПКВ (при n = 2100 об/мин) до 357 град ПКВ (при n = 1100 об/мин), то есть на 8 град ПКВ (рис. 4). Характер процесса сгорания практически не изменился, но максимальное значение скорости тепловыделения $dQ_{сг}/d\varphi$ имело тенденцию к увеличению в диапазоне 4500–5200 Дж/град ПКВ (см. рис. 3). В результате максимальные значения давления p_{max}, температуры T_{max} и скорости нарастания давления $W_{p\ max}$ в цилиндре увеличились на 1,54 МПа, 76 К и 1,4 МПа/град ПКВ соответственно, а индикаторные показатели ухудшились (на ~2 %) (см. рис. 3).

Подбором оптимальной температуры $T_{а\ опт}$ для каждого скоростного режима удалось замедлить развитие процесса сгорания и увеличить угол максимальной скорости сгорания $\alpha W_{сг\ max}$ до уровня ~365 град ПКВ (рис. 5). В результате снижения температуры в начале сжатия на меньших частотах вращения коленчатого вала (от 351 до 328 К) коэффициент избытка воздуха $\alpha_{см}$ увеличился с 1,85 (n = 2100 об/мин) до 1,98 (n = 1000 об/мин) (на ~7 %), а максимальная температура T_{max} снизилась на 149 К, до 2110 К (при $T_а$ = 351 К была 2259 К). Максимальное давление p_{max} и скорость нарастания давления $W_{p\ max}$ также стали меньше: 18,2 против 19,2 МПа (на 5 %) и 8,75 против 9,63 МПа/град ПКВ (на 9 %) соответственно. Это будет способствовать снижению механической нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

В результате своевременного развития процесса сгорания индикаторные показатели по внешней скоростной характеристике заметно улучшились. Наибольший эффект зафиксирован при n = 1000 об/мин, улучшение составило 3,8 %. Следует отметить, что при реализации такого регулирования температуры в начале сжатия могут возникнуть проблемы, связанные со сложностью охлаждения наддувочного воздуха (после сжатия в компрессоре до 0,24 МПа) до требуемого уровня.

Заключение

Разработанная методика расчета рабочего цикла HCCI двигателя учитывает текущие значения тепловыделения, теплоотдачи, изменение массы, объема и состава рабочего тела в цилиндре ДВС. Применение методики при известных конструктивных и регулировочных параметрах HCCI двигателя позволяет определять индикаторные показатели рабочего цикла на различных режимах работы (по тепловому состоянию ДВС, нагрузке и частоте вращения коленчатого вала).

В результате проведенных расчетных исследований можно прогнозировать следующие показатели рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом, конвертированного из дизеля ЧН13/15 ООО «ЧТЗ-Уралтрак» и работающего на смеси природного газа и ДМЭ при степени сжатия 14 единиц и давлении начала сжатия 0,24 МПа.

1. Увеличение цикловой подачи смесевого топлива (от $0{,}13\cdot10^{-3}$ до $0{,}18\cdot10^{-3}$ кг) при постоянстве частоты вращения коленчатого вала (2100 об/мин), давления наддува ($p_а$ = 0,24 МПа) и массовой доли ДМЭ ($\varphi_{ДМЭ}$ = 0,27) приводит практически к линейному росту среднего индикаторного давления p_i от 1,01 до 1,87 МПа. При этом индикаторный КПД η_i изменяется в диапазоне от 0,459 до 0,473, а удельный индикаторный расход топлива g_i — от 172,1 до 177,5 г/кВт·ч.

2. Наибольший индикаторный КПД η_i (0,473) и наименьший удельный индикаторный расход топлива g_i (172,1 г/кВт·ч) достигаются в рабочих циклах с цикловой подачей смесевого топлива $0{,}13\cdot10^{-3}$ кг. При этом максимальная скорость сгорания наступает через 6 град ПКВ после ВМТ ($\alpha W_{сг\ max}$ = 366 град ПКВ), максимальное давление в цилиндре p_{max} составляет 15,59 МПа, максимальная температура газа T_{max} = 2062 К при коэффициенте избытка воздуха по смесевому топливу $\alpha_{см}$ = 2,05.

3. Наилучшие индикаторные показатели при номинальной частоте вращения n = 2100 об/мин, давлении начала сжатия 0,24 МПа и суммарном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{см}$ = 1,85 достигаются в рабочих циклах при температуре начала

сжатия 351 К: η_i = 0,478, p_i = 1,635 МПа и g_i = 170,3 г/кВт·ч.

4. При снижении частоты вращения коленчатого вала от 2100 до 1000 об/мин и постоянстве других параметров сгорание начинается все раньше: $\alpha W_{cr\ max}$ изменяется от 365 до 357 град ПКВ (при n = 1100 об/мин), максимальные значения давления p_{max}, температуры T_{max} и скорости нарастания давления $W_{p\ max}$ в цилиндре увеличиваются на 1,54 МПа, 76 К и 1,4 МПа/град ПКВ соответственно, а индикаторные показатели ухудшаются на ~2 %.

5. Для сохранения угла максимальной скорости сгорания на уровне ~365 град ПКВ и получения наилучших индикаторных показателей рабочего цикла на каждой частоте вращения коленчатого вала целесообразно понижать температуру начала сжатия T_a от 351 до 328 К (при n = 1000 об/мин).

Работа проводилась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации.

Литература

1. *Kong S.C.* A study of natural gas/DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics / S.C. Kong // Fuel. — 2007. — 86. — P. 1483–1489.

2. *Luszcz P.M.* Combustion Diagnostics in Homogeneous Charge Compression Ignition Optical and Thermal Single Cylinder Engines / P.M. Luszcz // University of Birmingham. — 2009. — 293 p. — http://etheses.bham.ac.uk/524/1/Luszcz09PhD.pdf

3. *Chen Z.* Experimental study of CI natural-gas/DME homogeneous charge engine / Z. Chen, M. Konno, M. Oguma, T. Yanai // SAE Technical Paper Series. — 2000. — № 2000-01-0329. — 10 p.

4. *Гусаков С.В.* Исследование HCCI процесса с использованием однозонной химико-кинетической модели горения / С.В. Гусаков, И.В. Епифанов // Вестник РУДН. Серия «Инженерные исследования». — 2008. — № 2. — С. 67–73.

5. Математическое моделирование индикаторного процесса в двигателе с самовоспламенением от сжатия гомогенной метано-воздушной смеси / Г. Н. Злотин, Е. А. Федянов, Е. М. Иткис, В. Н. Кузьмин // Сб. науч. тр. по матер. междунар. конф. Двигатель-2007, посвящ. 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н. Э. Баумана / МГТУ им. Н. Э. Баумана, каф. «Поршневые двигатели». — М., 2007. — С. 57–61.

6. *Камалтдинов В.Г.* Новая модель процесса горения топлива в ДВС / В.Г. Камалтдинов // Двигателестроение. — 2008. — № 3 (233). — С. 17–20.

7. *Камалтдинов В.Г.* Управление рабочим процессом в HCCI двигателе / В.Г. Камалтдинов, С.С. Никифоров // Двигателестроение. — 2010. — № 3 (241). — С. 3–9.

8. *Камалтдинов В.Г.* Влияние температуры огневой поверхности цилиндра на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI двигателя / В.Г. Камалтдинов, В.А. Марков // Грузовик. — 2010. — № 12. — С. 38–47.

9. *Камалтдинов В.Г.* Влияние геометрической степени сжатия и угла закрытия впускных клапанов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом / В.Г. Камалтдинов, В.А. Марков // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. — 2011. — № 2 (56). — С. 9–16.

10. *Камалтдинов В.Г.* Расчетное исследование влияния рециркуляции отработавших газов на показатели рабочего цикла HCCI двигателя / В.Г. Камалтдинов, В.А. Марков, С.А. Хрипупов // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. — 2011. — № 4 (58). — С. 25–32.

11. *Камалтдинов В.Г.* Уточненная методика расчета параметров рабочего тела на пусковых режимах дизеля / В.Г. Камалтдинов // Двигателестроение. — 2008. — № 2 (232). — С. 31–34.

12. *Федянов Е.А.* Особенности теплоотдачи в стенки цилиндра двигателя с самовоспламенением гомогенной топливовоздушной смеси / Е. А. Федянов, Е. М. Иткис, В. Н. Кузьмин // Изв. ВолгГТУ // межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. — Волгоград, 2009. — Вып. 2: — № 7. — С. 72–74. — (Сер. : «Процессы преобразования энергии и энергетические установки»).

13. Основы практической теории горения: учеб. пособие для вузов / В.В. Померанцев, К.М. Арефьев, Д.Б. Ахмедов и др.; под ред. В.В. Померанцева. — Л. : Энергия, 1973. — 264 с.

14. Краткий справочник физико-химических величин / Н.М. Барон, А.М. Пономарева, А.А. Равдель, З.Н. Тимофеева; под. ред. А.А. Равделя, А.М. Пономаревой. — 8-е изд., перераб. — Л. : Химия, 1983. — 232 с.

УДК 621.431

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДОВ СТАТИСТИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ РАСПОЗНАВАНИЯ ОБРАЗОВ

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

Представлены методические основы построения алгоритмов диагностики неисправностей двигателей автотракторного типа с применением методов статистической теории распознавания образов. Рассмотрен частный случай распознавания нарушения герметичности камеры сгорания на примере автомобильного карбюраторного двигателя ГАЗ-52 (6Ч 8,2/11) для режима стартерной прокрутки.





В Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 г. предусматривается техническое перевооружение транспортной отрасли страны, направленное на обновление парка транспортных средств, созданных с применением современных наукоемких технологий. При этом особенно отмечается важность разработки принципиально новых комплексных систем диагностики транспорта. Актуальность совершенствования диагностики поршневых двигателей определяется объективными тенденциями развития транспортной отрасли, сопровождающимися непрерывным увеличением числа эксплуатируемых двигателей, расширением их номенклатуры, усложнением и разнообразием конструктивных элементов, различием условий функционирования.

Стремительное развитие вычислительной техники привело к внедрению бортовых, стационарных и комбинированных систем технического диагностирования ДВС. В [1] показано, что практический опыт разработки систем диагностики поршневых двигателей свидетельствует о необходимости применения качественных алгоритмов для проведения достоверной оценки технического состояния конструктивных элементов ДВС. Однако традиционный подход при построении алгоритмов диагностирования, связанный с применением таблиц функций неисправностей, привел к тому, что разработанные системы диагностики поршневых двигателей не получили широкого распространения, хотя и являются в своем большинстве уникальными [2]. При этом подобные методики, основанные на применении полей допусков на диагностические параметры, не учитывают в явном виде вероятностно-статистической природы взаимосвязи параметров в двигателе, что приводит к ошибкам распознавания технического состоянии при резком изменении внешних влияющих факторов (климатических условий, типа топлива) даже для двигателей однотипных марок. Необходимы универсальные алгоритмы, обладающие гибкостью при решении прикладных задач, не нуждающиеся в длительном времени для разработки, исключающие субъективный фактор при оценке технического состояния.

В настоящее время отечественными и зарубежными учеными ведутся интенсивные исследования, направленные на создание принципиально новых систем технического диагностирования поршневых двигателей, основанных на современных представлениях в области искусственного интеллекта, многомерной статистики. В ряде работ предложены пути решения задач диагностики новейшими алгоритмами теории информации. К их числу относятся методики, основанные на поисковых алгоритмах идентификации с адаптивной моделью [3], искусственных нейронных сетях [4–6], кластерном анализе [7], нечеткой логике [8, 9]. При этом исследователями отмечаются определенные ограничения при настройке подобных систем вследствие необходимости полноты картины диагностической информации за счет большого числа диагностических параметров.

Качественно отличной является методика решения задач технического диагностирования,

основанная на положениях направления технической кибернетики — статистической теории распознавания образов (СТРО). Прикладные аспекты теории уже нашли широкое применение во всех сферах жизнедеятельности и используются для распознавания объектов (распознавание текста, речи, изображений; медицинская диагностика) независимо от их физической природы. Эффективность применения алгоритмов СТРО для решения задач технической диагностики поршневых двигателей была отмечена в научно-технической литературе [10]. Однако применение данных алгоритмов до недавнего времени было затруднено. Впервые методология практического применения статистической теории распознавания образов для решения проблемы технического диагностирования малооборотных дизелей (МОД) была представлена в [11]. Алгоритмы диагностики, построенные на основе СТРО, позволили получить универсальный подход для оценки технического состояния топливоподающей аппаратуры МОД. При этом качественная диагностика возможна за счет минимального числа диагностических параметров.

Проведенное математическое моделирование исследуемого двигателя ГАЗ-52 [12] показало, что степень герметичности камеры сгорания (одного из важнейших узлов, определяющих надежность двигателя) однозначно характеризуется максимальным давлением сжатия p_{max} в цилиндре. На основе моделирования также было установлено, что наиболее информативными режимами для оценки нарушения герметичности КС являются стартерная прокрутка и холостой ход. При этом было определено, что характерные точки на линии сжатия также могут приниматься в качестве диагностических параметров. Данный подход широко применятся в исследованиях [13].

На разработанном и созданном авторами экспериментальном стенде в лаборатории ДВС Брянского государственного технического университета на указанных режимах работы двигателя был проведен комплекс натурных испытаний, связанный с получением статистического объема диагностической информации, содержащей связь между параметрами технического состояния двигателя и диагностическими параметрами. Эксперименты проводились с использованием современной измерительной аппаратуры (датчик давления в цилиндре производства отечественного научно-производственного предприятия АСЕ; штатный датчик давления во впускном патрубке для автомобилей ГАЗ; оптический датчик отметки ВМТ; промышленный АЦП ЛА-20 USB производства «Руднев—Шиляев»), а также с применением разработанной авторами автоматизированный системы сбора и обработки экспериментальных данных.

Для распознавания нарушения герметичности камеры сгорания на ранней стадии развития отказа использовался метод имитации неисправности на исследуемом двигателе. С этой целью был сконструирован специальный штуцер, вворачиваемый вместо свечи зажигания (деталь была изготовлена на высокоточном оборудовании Брянского автомобильного завода). На боковых гранях штуцера имеются отверстия для вворачивания набора винтов с калиброванными отверстиями с диаметрами $d_{ут}$. Исходя из специфики решаемой задачи, диаметры отверстий в винтах были выбраны согласно данным математического моделирования с тем, чтобы по результатам эксперимента получить классы исправного состояния (до 5 % снижения эффективной цилиндровой мощности), класс граничного состояния (5 %), классы неисправного состояния (более 5 %). В соответствии с этим был задан 21 вариант различных уровней утечек в диапазоне изменения параметра Δ (Δ_1 = 0 мм, ..., 0,219 мм). Параметр Δ представляет собой характеристический просвет между поршневым кольцом и втулкой цилиндра.

Экспериментальные исследования на режиме стартерной прокрутки осуществлялись при четырех положениях дроссельной заслонки, которые соответствовали различным значениям абсолютного давления во впускном патрубке: 0,64 бар (полностью закрытая дроссельная заслонка карбюратора); 0,75 бар; 0,85 бар; 0,95 бар (полностью открытая заслонка). Частота вращения вала двигателя на данном режиме равнялась n = = 200 об/мин.

На рис. 1 приведены индикаторные диаграммы, полученные на режиме стартерной прокрутки для всего заданного диапазона варьирования Δ

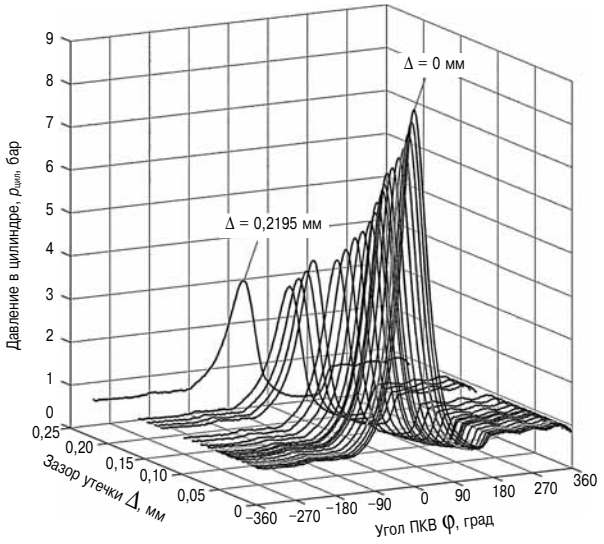


Рис. 1. Режим стартерной прокрутки, абсолютное давление во впускном патрубке $p_{вп}$ = 0,85 бар, частота вращения коленчатого вала $n_{дв}$ = 200 об/мин

($\Delta_1 = 0, ..., 0{,}219$) при абсолютном давлении во впускном патрубке $p_{вп} = 0{,}85$ бар.

При давлениях $p_{вп} = 0{,}64, 0{,}75, 0{,}95$ бар вид полученных диаграмм имеет схожий характер. При индицировании двигателя решалась задача получения необходимого статистического объема диагностической информации. Было принято, что для оценки технического состояния герметичности камеры сгорания ЦПГ достаточно данных по 40 циклам для каждого класса состояния. При этом системой в автоматическом режиме обрабатывались данные по каждому циклу и представлялись в табличном виде.

Аналогичная методика была применена при экспериментальных исследованиях рабочего процесса двигателя на режиме холостого хода. Индицирование осуществлялось без воспламенения топливно-воздушной смеси в исследуемом цилиндре при четырех положениях дроссельной заслонки, соответствующих различным значениям абсолютного давления на впуске: $p_{вп} = 0{,}35$ бар (режим минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала, $n_{дв} = 500$ об/мин); $p_{вп} = 0{,}4$ бар ($n_{дв} = 650$ об/мин); $p_{вп} = 0{,}45$ бар ($n_{дв} = 750$ об/мин); $p_{вп} = 0{,}49$ бар ($n_{дв} = 850$ об/мин).

Полученные экспериментальные данные представляют собой статистическую информацию, необходимую для построения алгоритмов технического диагностирования с использованием методов СТРО (линейный дискриминантный анализ, распознавание на основе применения теоремы Байеса).

Ограничимся рассмотрением построения алгоритма диагностики нарушения герметичности КС ЦПГ бензинового двигателя ГАЗ-52 только для режима стартерной прокрутки.

Построение алгоритма диагностики, основанного на применении линейного дискриминантного анализа

При разработке алгоритма технического диагностирования, основанного на линейном дискриминантном анализе, использовалась двумерная задача распознавания неисправности. То есть использовался вектор параметров рабочего процесса $\{p_{max}; p_{вп}\}$ для оценки технического состояния.

Решающее правило (алгоритм диагностирование) представляет собой логическое заключение на основе приведенного ниже неравенства (в левой части неравенства находится рассчитываемая дискриминантная функция):

$$x^t \sum^{-1} (\mu_1 - \mu_2) - \frac{1}{2}(\mu_1 + \mu_2)^t \times \\ \times \sum^{-1} (\mu_1 - \mu_2) > (<) 0 \Rightarrow x \in \omega_1 (x \in \omega_2), \quad (1)$$

где μ_1 и μ_2 — векторы математических ожиданий распределений классов ω_1 и ω_2; Σ — осредненная матрица ковариаций признаков (компонентов вектора x) классов; t — символ транспонирования матрицы; -1 — символ обращения матрицы; $x^t\Sigma^{-1}(\mu_1 - \mu_2)$ — линейная комбинация компонентов вектора наблюдения; величина $-1/2(\mu_1 + \mu_2)^t\Sigma^{-1}(\mu_1 - \mu_2)$ — свободный член дискриминантной функции.

Следует отметить, что при построении алгоритма диагностики с использованием линейного дискриминантного анализа (1) необходимо учитывать, что априори предполагалась «близость» или равенство ковариационных матриц. Поэтому при рассмотрении классов технического состояния с неравными ковариационными матрицами возможны ошибочные решения при распознавании неисправностей. Так, на рис. 2 представлены результаты расчета дискриминантной функции при распознавании классов ω_1 и ω_2 для режима стартерной прокрутки, у которых ковариационные матрицы не равны. Как видно, в таком случае происходит ошибочное разделение классов технического состояния.

Ниже проиллюстрируем построение алгоритма диагностирования с применением дискриминантного анализа для случая, когда ковариационные матрицы классов «близкие». Для этого из класса неисправного состояния ω_2 выделим подкласс ω'_2 (см. рис. 2), у которого вариация диагностических параметров сходна по величине с вариацией параметров класса ω_1.

Ниже приведен расчет и построение решающего правила для распознавания класса ω_1 и подкласса ω'_2:

➢ вектор — столбец математических ожиданий диагностических параметров:

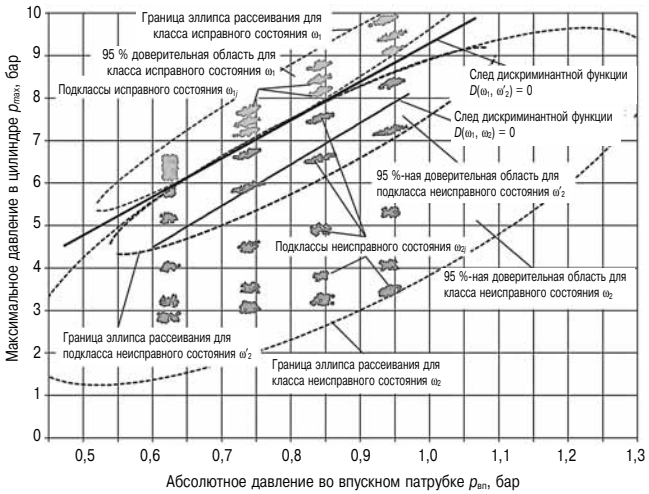


Рис. 2. Локализация классов ω_1, ω_2 и подкласса ω'_2 в пространстве диагностических признаков p_{max} и $p_{вп}$; 95 %-ные доверительные области исследуемых классов; след дискриминантных функций для распознавания классов ω_1, ω_2 и ω_1, ω'_2 (режим стартерной прокрутки)

$$\mu(x) = \begin{Bmatrix} \mu_{p_{\max}} \\ \mu_{p_{\text{вп}}} \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} 8{,}1479 \\ 0{,}7975 \end{Bmatrix}_{\omega_1} \Rightarrow \begin{Bmatrix} 6{,}8065 \\ 0{,}7721 \end{Bmatrix}_{\omega'_2};$$

➢ ковариационные матрицы:

$$\Sigma_i(x) = \begin{Bmatrix} \sigma^2_{p_{\max}} & \text{Cov}(p_{\max}, p_{\text{вп}}) \\ \text{Cov}(p_{\max}, p_{\text{вп}}) & \sigma^2_{p_{\text{вп}}} \end{Bmatrix} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{Bmatrix} 1{,}3199 & 0{,}1292 \\ - & 0{,}0133 \end{Bmatrix}_{\omega_1} \Rightarrow \begin{Bmatrix} 1{,}2514 & 0{,}1087 \\ - & 0{,}0135 \end{Bmatrix}_{\omega'_2};$$

➢ средняя ковариационная матрица:

$$\Sigma(x) = \begin{Bmatrix} \sigma^2_{p_{\max}} & \text{Cov}(p_{\max}, p_{\text{вп}}) \\ \text{Cov}(p_{\max}, p_{\text{вп}}) & \sigma^2_{p_{\text{вп}}} \end{Bmatrix} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{Bmatrix} 1{,}2857 & 0{,}1189 \\ - & 0{,}0134 \end{Bmatrix}_{\omega_1+\omega'_2};$$

➢ матрица обратная обобщенной ковариационной матрице

$$\Sigma^{-1}(x) = \begin{Bmatrix} 16{,}7075 & -176{,}0287 \\ -176{,}0287 & 1928{,}5331 \end{Bmatrix}_{\omega_1+\omega'_2};$$

➢ вектор-столбец коэффициентов при диагностических признаках:

$$A = \begin{Bmatrix} A_{p_{\max}} \\ A_{p\text{вп}} \end{Bmatrix} = \Sigma^{-1}(x) \begin{Bmatrix} \mu_{1p_{\max}} - & \mu_{2p_{\max}} \\ \mu_{1p_{\text{вп}}} - & \mu_{2p\text{вп}} \end{Bmatrix} =$$

$$= \begin{Bmatrix} 16{,}7075 & -176{,}0287 \\ -176{,}0287 & 1928{,}5331 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 8{,}1479 & -6{,}8065 \\ 0{,}7975 & -0{,}7721 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 25{,}7484 \\ -271{,}2807 \end{Bmatrix};$$

➢ свободный член дискриминантной функции:

$$B = -\frac{1}{2} \{ \mu_{1P_{\max}} + \mu_{2P_{\max}} \quad \mu_{1P_{\text{вп}}} + \mu_{2P_{\text{ВП}}} \} \Sigma^{-1}(x) \cdot \begin{Bmatrix} \mu_{1p_{\max}} - \mu_{2p_{\max}} \\ \mu_{1p_{\text{вп}}} - \mu_{2p_{\text{вп}}} \end{Bmatrix} =$$

$$= -\frac{1}{2} \{ 8{,}1479 + 6{,}8065 \quad 0{,}7975 + 0{,}7721 \} \times$$

$$\times \begin{Bmatrix} 16{,}7075 & -176{,}0287 \\ -176{,}0287 & 1928{,}5331 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 8{,}1479 & -6{,}8065 \\ 0{,}7975 & -0{,}7721 \end{Bmatrix} = 22{,}0541.$$

После выполнения подстановок дискриминантная функция приняла вид:
$D(\omega_1, \omega'_2) = 25{,}7484 \cdot p_{\max} - 271{,}2807 \cdot p_{\text{вп}} - 22{,}0541$,
а решающее правило: $25{,}7484 \cdot p_{\max} - 271{,}2807 \cdot p_{\text{вп}} - 22{,}0541 \geq (<) 0 \Rightarrow x \in \omega_1 (x \in \omega'_2)$.

На основе полученных данных построены эллипсы распределения диагностических параметров для класса исправного состояния ω_1 и подкласса неисправного состояния ω'_2, а также след дискриминантной функции $D(\omega_1, \omega'_2) = 0$ (см. рис. 2).

Из рисунка видно, что между эллипсами рассеивания, сформированных распределением информативных признаков для класса исправного ω_1 и подкласса неисправного ω'_2 состояний, проходит след дискриминантной функции, по которой было построено решающее правило для проведения процедуры диагностирования.

Для оценки качества полученного алгоритма каждой реализации точки x класса исправного ω_1 и подкласса неисправного ω'_2 состояний была рассчитана величина апостериорной вероятности принадлежности $x \in \omega_i$ (на «фоне» класса ω_j) по следующей формуле:

$$P(\omega_i / x)_j = \frac{1}{1 + \exp\left[\frac{1}{2}(C_2 - C_1)\right]},$$

где $C_1 = (x - \mu_1)^t \Sigma^{-1} (x - \mu_1)$ и $C_2 = (x - \mu_2)^t \Sigma^{-1} (x - \mu_2)$; следует отметить, что в каждой точке в пространстве признаков соответствуют определенные значения величин апостериорной вероятности $P(\omega_1/x)_{\omega'2}$ и $P(\omega'_2/x)_{\omega 1}$.

О качестве алгоритма можно судить по величине математического ожидания вероятности $P(\omega_i/x)_{\omega j}$ (оценивалась величина $\mu\{P(\omega_i/x)_{\omega j}\}$) на основе анализа экзаменационной выборки, полученной экспериментальным путем (480 циклов для класса ω_1 и 320 циклов для ω'_2) (табл. 1).

Таблица 1

Оценка технического состояния алгоритмом, построенном на дискриминантном анализе (режим стартерной прокрутки)

№ цикла	Класс ω_1		$P(\omega_1/x)_{\omega'2}$	№ цикла	Подкласс ω'_2		$P(\omega'_2/x)_{\omega 1}$
	$p_{\max}$	$p_{\text{вп}}$			$p_{\max}$	$p_{\text{вп}}$	
1	6,6311	0,6289	0,999	1	5,8019	0,6246	0,997
2	9,8198	0,9273	0,998	2	6,6333	0,7349	0,995
3	9,5552	0,9583	0,999	3	7,5651	0,8534	0,999
4	7,4085	0,7397	0,999	4	5,7138	0,6293	0,389
5	5,9064	0,6290	0,485	5	8,3943	0,9416	0,995
6	7,7949	0,7422	0,984	6	6,6691	0,8610	0,999
...	...	...	...	...	...	...	...
480	7,7015	0,7476	0,992	320	7,2483	0,9391	0,989
$\mu\{P(\omega_1/x)_{\omega'2}\}$			0,991	$\mu\{P(\omega'_2/x)_{\omega 1}\}$			0,993

Приведенные оценки показывают, что при диагностировании разработанным алгоритмом класс ω_1 будет верно распознаваться в 991 цикле из 1000, подкласс ω'_2 — в 993 циклах из 1000. Это свидетельствует о высоком качестве диагностического алгоритма.

С целью улучшения функциональных свойств алгоритма диагностирования класс «*Исправное состояние*» ω_1 был разделен на отдельные подклассы $\omega_{11}, \omega_{12}, \omega_{13}$, а класс «*Неисправное состояние*» ω_2 — на подклассы $\omega_{21}, \omega_{22}, \omega_{23}, \omega_{24}, \omega_{25}$. И далее дискриминантный анализ проводился для данных подклассов (рис. 3). Из рисунка видно, что подклассы были ограничены своими эллипсами рассеивания, разделенными дискриминантными функциями.

На основе расчетных исследований были получены дискриминантные функции и решающие правила, а также определены оценки качества по-

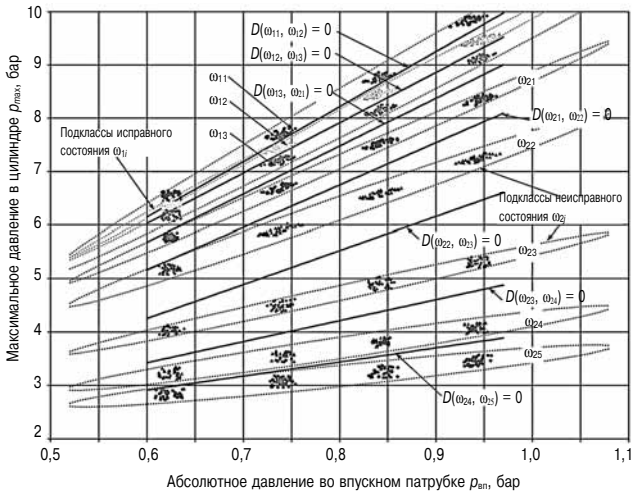


Рис. 3. Локализация подклассов технического состояния в пространстве параметров p_{max} и $p_{вп}$ (режим стартерной прокрутки)

строенного алгоритма. В качестве примера приведем полученные результаты для граничных подклассов ω_{13} и ω_{21}:

➢ дискриминантная функция: $D(\omega_{13},\omega_{21}) = 3{,}9165 \cdot p_{max} - 35{,}7335 \cdot p_{вп} - 0{,}7325$;

➢ решающее правило: $3{,}9165 \cdot p_{max} - 35{,}7335 \cdot p_{вп} - 0{,}7325 \geq (<) 0 \Rightarrow x \in \omega_{13}(x \in \omega_{21})$;

➢ оценка: $\mu\{P(\omega_{13}/x)\omega_{21}\} \approx 0{,}915$.

Проведенные исследования показали качественную различимость подклассов технического состояния. При этом особенно важно, что подход, основанный на линейном дискриминантном анализе, позволил с высокой долей вероятности определять неисправность на самой ранней стадии ее развития. Как будет показано ниже, качество распознавания можно повысить на основе использования прямой байесовской оценки апостериорной вероятности появления объекта распознавания (классов технического состояния).

Построение алгоритма диагностики, основанного на прямой оценке апостериорной вероятности появления класса технического состояния по теореме Байеса

Формула для оценки апостериорной вероятности появления класса ω_i по Байесу имеет вид (определим апостериорную вероятность класса ω_2):

$$P(\omega_2/x, y) = \frac{P(\omega_2) f(x, y/\omega_2)}{P(\omega_1) f(x, y/\omega_1) + P(\omega_2) f(x, y/\omega_2)},$$

где (если рассматривать двумерный случай):

$$f(x, y/\omega_1) = \frac{1}{2\pi\sigma_{x\omega_1}\sigma_{y\omega_1}\sqrt{1-r_{\omega_1}^2}} \times$$

$$\times \exp\left\{-\frac{1}{2(1-r_{\omega_1}^2)}\left[\frac{(x-\mu_{x\omega_1})^2}{\sigma_{x\omega_1}} - \frac{2r_{\omega_1}(x-\mu_{x\omega_1})(y-\mu_{y\omega_1})}{\sigma_{x\omega_1}\sigma_{y\omega_1}} + \frac{(y-\mu_{y\omega_1})^2}{\sigma_{y\omega_1}}\right]\right\};$$

$$f(x, y/\omega_2) = \frac{1}{2\pi\sigma_{x\omega_2}\sigma_{y\omega_2}\sqrt{1-r_{\omega_2}^2}} \times$$

$$\times \exp\left\{-\frac{1}{2(1-r_{\omega_2}^2)}\left[\frac{(x-\mu_{x\omega_2})^2}{\sigma_{x\omega_2}} - \frac{2r_{\omega_2}(x-\mu_{x\omega_2})(y-\mu_{y\omega_2})}{\sigma_{x\omega_2}\sigma_{y\omega_2}} + \frac{(y-\mu_{y\omega_2})^2}{\sigma_{y\omega_2}}\right]\right\};$$

$x = p_{вп}$; $y = p_{max}$; $P(\omega_1)$, $P(\omega_2)$ — априорные вероятности появления классов ω_1 и ω_2 (было принято, что априори появление классов ω_1 и ω_2 равновероятно ($P(\omega_1) = P(\omega_2) = 0{,}5$).

На первом этапе исследований была проведена оценка технического состояния классов исправного и неисправного состояний ω_1 и ω_2. После обработки обучающей выборки экспериментальных данных (480 циклов для класса ω_1, 600 циклов для класса ω_2) для режима стартерной прокрутки были получены следующие параметры для классов:

➢ вектор математических ожиданий параметров классов ω_1 и ω_2

$$\mu(x, y) = \begin{Bmatrix} \mu_{p_{вп}} \\ \mu_{p_{max}} \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} 0{,}7975 \\ 8{,}1479 \end{Bmatrix}_{\omega_1} \Rightarrow \begin{Bmatrix} 0{,}7815 \\ 5{,}4475 \end{Bmatrix}_{\omega_2};$$

➢ ковариационные матрицы

$$\Sigma_i(x) = \begin{Bmatrix} \sigma^2_{p_{вп}} & \mathrm{Cov}(p_{вп}, p_{max}) \\ \mathrm{Cov}(p_{вп}, p_{max}) & \sigma^2_{p_{max}} \end{Bmatrix} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{Bmatrix} 0{,}0133 & 0{,}1292 \\ 0{,}1292 & 1{,}3199 \end{Bmatrix}_{\omega_1} \Rightarrow \begin{Bmatrix} 0{,}0346 & 0{,}2471 \\ 0{,}2471 & 2{,}9455 \end{Bmatrix}_{\omega_2};$$

➢ стандартные отклонения

$\sigma_{x\omega 1} = \sigma(p_{вп}) = 0{,}1157$ бар;

$\sigma_{y\omega 1} = \sigma(p_{max}) = 1{,}1489$ бар;

$\sigma_{x\omega 2} = \sigma(p_{вп}) = 0{,}1851$ бар;

$\sigma_{y\omega 2} = \sigma(p_{max}) = 1{,}7183$ бар;

➢ коэффициенты парной корреляции

$r_{\omega 1} = 0{,}9732$; $r_{\omega 2} = 0{,}7784$.

При расчетах использовались ковариационные матрицы для классов ω_1 и ω_2. Результаты определения байесовской оценки апостериорной вероятности представлены в табл. 2. При этом следует отметить, что апостериорная вероятность появления класса ω_1 определялась по зависимости $P(\omega_1/x,y) = 1 - P(\omega_2/x,y)$.

Алгоритм распознавания класса неисправности ω_2 можно представить следующим логическим решением:

$P(\omega_2/x,y) \geq 0{,}5 \Rightarrow \{x,y\} \in \omega_2$, в противном случае $\Rightarrow \{x,y\} \in \omega_1$.

На рис. 4 приведено графическое отображение полученной в результате математической обработки экспериментальных данных функции апостериорной вероятности $P(\omega_2/x,y)$ в двумерном пространстве (на плоскости параметров рабочего процесса $x = p_{вп}$ и $y = p_{max}$).

Из рисунка 4, *б* видно, что если вектор $\{p_{вп}, p_{max}\} \in \omega_2$, то он будет находиться в области белого цвета. Если вектор $\{p_{вп}, p_{max}\} \in \omega_1$, то он попадает в черную область. Граница перехода от черного фона к белому фону представляет собой область, в которой происходит значительное снижение значений апостериорной вероятности $P(\omega_2/x,y)$. Для данной области свойственна

Таблица 2

Оценка технического состояния алгоритмом, построенном на дискриминантном анализе (режим стартерной прокрутки)

№ цикла	Класс ω_1		$P(\omega_1/x,y)$	№ цикла	Класс ω_2		$P(\omega_2/x,y)$
	p_{max}	$p_{вп}$			p_{max}	$p_{вп}$	
1	6,6312	0,6289	0,997	1	4,0596	0,6287	0,999
2	6,4297	0,6245	0,979	2	2,7723	0,6143	0,999
3	9,8199	0,9273	0,998	3	5,1562	0,6183	0,997
4	9,5718	0,9658	0,994	4	5,2386	0,9505	0,999
5	9,1180	0,9392	0,975	5	6,9739	0,7469	0,967
6	9,1159	0,9488	0,969	6	5,2763	0,9408	0,988
...	...	...	...	...	...	...	...
480	6,5361	0,6207	0,978	600	8,3818	0,9404	0,991
$\mu\{P(\omega_1/x,y)\}$			0,995	$\mu\{P(\omega_2/x,y)\}$			0,998

Таблица 3

Оценка технического состояния камеры сгорания алгоритмом, основанным на теореме Байеса (стартерная прокрутка)

№ цикла	Подкласс ω_{13}		$P(\omega_{13}/x,y)$	№ цикла	Подкласс ω_{21}		$P(\omega_{21}/x,y)$
	p_{max}	$p_{вп}$			p_{max}	$p_{вп}$	
1	6,2682	0,6200	0,997	1	5,8019	0,6246	0,978
2	6,2143	0,6338	0,982	2	8,3943	0,9416	0,954
3	7,2610	0,7526	0,998	3	7,4475	0,8329	0,999
4	9,1891	0,9498	0,979	4	7,4377	0,8332	0,995
5	7,1201	0,7305	0,925	5	8,4432	0,9489	0,979
6	8,2432	0,8497	0,988	6	8,4164	0,9441	0,991
...	...	...	...	...	...	...	...
160	9,1580	0,9475	0,974	160	7,5875	0,8489	0,986
$\mu\{P(\omega_{13}/x,y)\}$			0,993	$\mu\{P(\omega_{21}/x,y)\}$			0,992

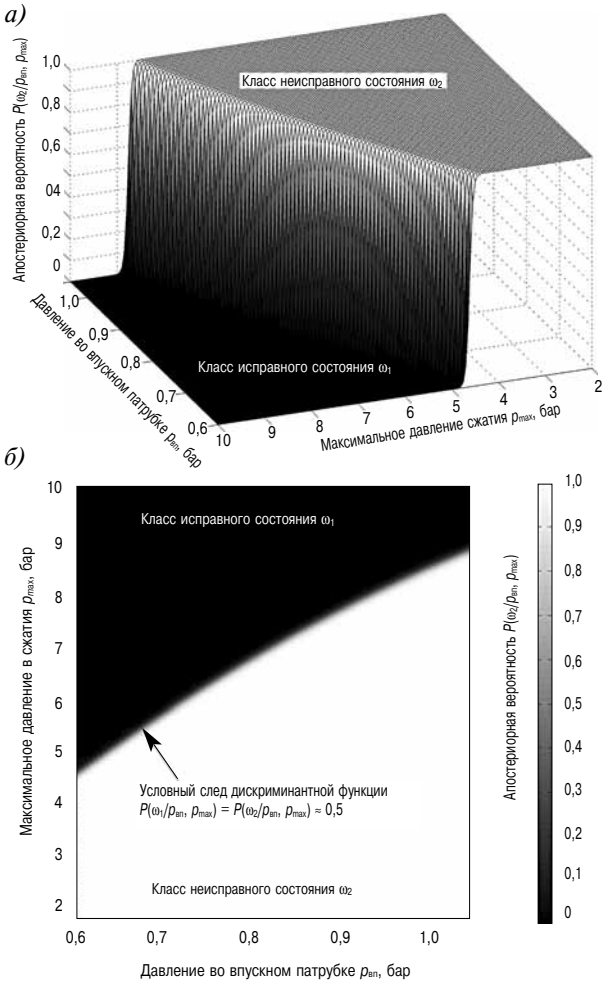


Рис. 4. Отображение байесовской оценки апостериорной вероятности появления класса ω_2 в пространстве параметров рабочего процесса $\{p_{вп}, p_{max}\}$

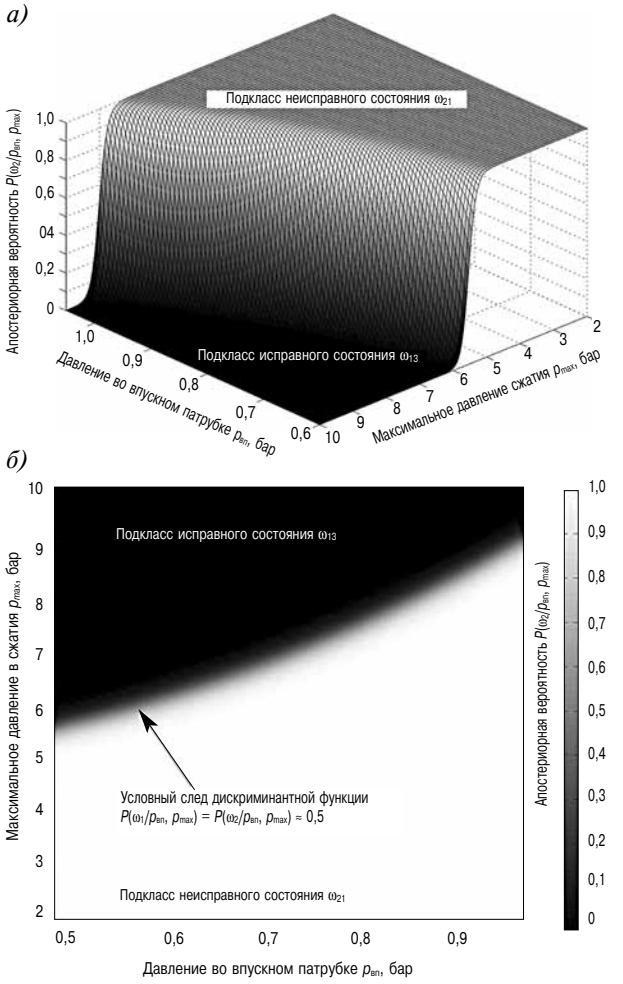


Рис. 5. Отображение байесовской оценки апостериорной вероятности появления класса ω_2 в пространстве параметров рабочего процесса $\{p_{вп}, p_{max}\}$

повышенная вероятность ошибки распознавания классов ω_1 и ω_2. В этой области проходит условный след дискриминантной функции, которая имеет нелинейный характер. Таким образом, алгоритм, построенный на основе прямой оценки апостериорной вероятности события по теореме Байеса, позволяет распознавать классы технического состояния с *неравными* ковариационными матрицами и обладает большей точностью по сравнению с линейным дискриминантным анализом.

На втором этапе исследований была определена апостериорная вероятность наступления

события при проверке подклассов ω_{13} и ω_{21} (ω_{13} — «Зарождение дефекта»; ω_{21} — «Появление неисправности», см. рис. 3). Подклассу ω_{13} соответствует выборка данных (160 циклов), полученная при $d_{ут}$ = 1,5 мм, подклассу ω_{21} соответствует выборка данных (160 циклов), полученная при $d_{ут}$ = 2,5 мм. То есть ставилась задача построения алгоритма диагностирования и оценки его качества для распознавания неисправности на самой ранней стадии развития. Результаты расчетов представлены в табл. 3.

На рис. 5 приведено графическое отображение полученной в результате математической обработки экспериментальных данных функции апостериорной вероятности $P(\omega_{21}/x,y)$.

Результаты математических расчетов показали хорошую распознаваемость классов при использовании алгоритма оценки технического состояния, основанного на прямой оценке апостериорной вероятности события по теореме Байеса.

Заключение

Разработана методика построения качественных алгоритмов диагностики неисправностей двигателя автотракторного типа с применением прикладных аспектов статистической теории распознавания образов. Представленный случай распознавания нарушения герметичности КС ЦПГ двигателя ГАЗ-52 свидетельствует о высоком качестве построенных алгоритмов, основанных на линейном дискриминантном анализе и прямой оценке апостериорной вероятности по Байесу. При этом показаны преимущества использования теоремы Байеса при разработке алгоритмов диагностики, позволяющих определять неисправность на самой ранней стадии возникновения, а также свести к минимуму вероятность ошибочных решений.

Литература

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

2. *Станиславский, Л.В.* Техническое диагностирование дизелей / Л.В. Станиславский. — Киев; Донецк: Вища школа. Головное издательство, 1983. — 136 с.

3. *Коньков, А.Ю.* Диагностирование технического состояния дизеля в эксплуатации на основе идентификации быстропротекающих рабочих процессов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. 05.04.02 / Коньков Алексей Юрьевич. Хабаровск: 2010. — 35 с.

4. *Лютин, К.И.* Использование нейронно-сетевых моделей при виброакустической диагностике ДВС (на примере диагностики кулачкового ГРМ): автореф. дис. ... к-та техн. наук. 05.04.02 / Лютин Константин Ильич. Волгоград: 2009. — 35 с.

5. *Sangha, M. S.* Neural network fault classification of transient data in an automotive engine air path / M.S. Sangha, J. B. Gomm, D. Yu. Int. J. Modell., Identif. Contr. 2008. — № 3(2). — P. 148–155.

6. *Marko, K.A.* Neural network application to comprehensive engine diagnostics / K.A. Marko, B. Bryant, N. Soderborg. In IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics, Chicago, IL, 1992. — P. 1016–1022.

7. Ле Ван Дием. Модели и алгоритмы технического диагностирования судовых дизельных установок в процессе эксплуатации: дис. ... к-та техн. наук. 05.13.06 / Ле Ван Дием. Санкт-Петербург, 2006. — 176 с.

8. *Кузнецов, А.В.* Разработка системы диагностики ДВС на основе нечеткой логики: дис. ... к-та техн. наук. 05.13.06 / Кузнецов А.В. — М., 2007. — 147 с.

9. *Macian, V.* Fuzzy logic-based expert system for diesel engine oil analysis diagnosis / V. Macian, B. Tormos, A. Sala, J. Ramirez. Insight - Non-dest. Test. Cond. Monitor. — 2006. — № 48(8). — P. 462–469.

10. *Моек, Е.* Техническая диагностика судовых машин и механизмов / Е. Моек, Х. Штрикерт. — Л. : Судостроение, 1986.

11. *Обозов, А.А.* Статистическая теория распознавания образов и алгоритмы диагностирования топливной аппаратуры судового дизеля // Двигателестроение. — 2008. — № 2. — С. 37–42.

12. *Обозов, А.А.* Математическое имитационное моделирование рабочего процесса автомобильного ДВС в целях получения диагностической информации / А.А. Обозов, В.И. Таричко // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 21–25.

13. *Обозов, А.А.* Исследование процесса сжатия в судовом малооборотном дизеле со средним индикаторным давлением 20 бар / А.А. Обозов, В.В. Рогалев, А.В. Клочков // Двигателестроение. — 2009. — № 1. — С. 10–14.

УДК 621.74.047

ЛИТЬЕ ПОЛЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗАГОТОВОК ИЗ ЧУГУНА МЕТОДОМ ПРИСТЕНОЧНОЙ КРИСТАЛЛИЗАЦИИ

Е.И. Марукович, д.т.н, проф., директор, В.Ф. Бевза, к.т.н., зав. лаб., В.П. Груша, к.т.н., с. н.с.
ГНУ «Институт технологии металлов НАН Беларуси» (г. Могилев, Беларусь)
Б.И. Богданов к.т.н., с.н.с, ген. директор,
ООО «Моторесурс» (Санкт-Петербург)
В.А. Красный, к.т.н., доцент
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный» (Санкт-Петербург)

Дано описание и преимущества принципиально нового эффективного метода литья полых цилиндрических заготовок без применения стержня. Проведен анализ формирования отливок из чугуна с пластинчатым графитом при высокой интенсивности теплоотвода. Показано, что метод пристеночной кристаллизации обеспечивает получение заготовок гильз цилиндров с плотной мелкодисперсной структурой, заданным фазовым составом и повышенными физико-механическими и эксплуатационными свойствами. Приведена характеристика гильз цилиндров различных производителей

Полые цилиндрические заготовки из чугуна для гильз цилиндров, поршневых и уплотнительных колец, различные втулки для пар трения традиционно отливают в песчано-глинистые или стержневые формы, облицованный кокиль или центробежным способом. Однако качество деталей и ресурс их работы не всегда удовлетворяют все возрастающим современным требованиям. Основным недостатком существующих методов является то, что они не обеспечивают необходимых условий для получения бездефектных отливок. Дело в том, что в форме затвердевает все количество залитого расплава. При этом образуется, как минимум, два фронта затвердевания движущихся к тепловому центру отливки. В месте стыка фронтов, в связи с усадкой металла, создается дефицит жидкой фазы при затвердевании последних порций расплава, что приводит к образованию усадочных раковин и пористости. Это существенно снижает прочностные характеристики детали и часто принципиально недопустимо. Поэтому технологи всегда стараются обеспечить направленность затвердевания металла за счет применения прибылей и холодильников. Однако это не всегда обеспечивает желаемый результат, увеличивает расход металла и снижает выход годного литья [1].

Целью настоящей работы является представление принципиально новой схемы литья полых цилиндрических заготовок из чугуна, основанной на однонаправленном теплоотводе при постоянном обильном питании фронта затвердевания перегретым расплавом в течение всего времени формирования отливки в металлической водоохлаждаемой форме, а также разработка литейно-термической технологии получения полых заготовок гильз цилиндров из низколегированного серого чугуна в непрерывно-циклическом режиме.

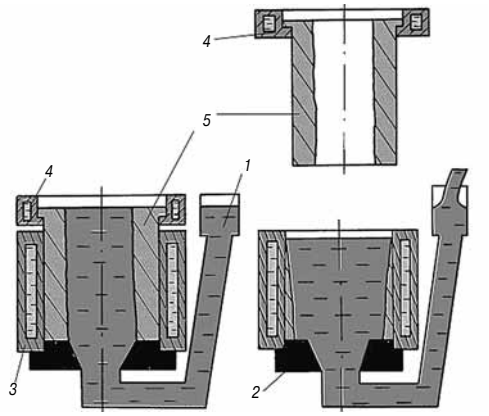
Принципиальная схема литья и механизм формирования отливки

В институте технологии металлов НАН Беларуси разработан новый метод литья полых цилиндрических заготовок без применения стержня (рис. 1), в основу которого заложен принцип направленности затвердевания металла [2–4]. Жидкий металл через сифоновую литниковую систему *1* и соединительный стакан *2* подают в стальной водоохлаждаемый кристаллизатор, состоящий из стационарной *3* и подвижной *4* частей, до его заполнения на высоту, равную высоте получаемой отливки *5*. Затем подачу металла прекращают и делают выдержку для намораживания стенки заготовки необходимой толщины. Затвердевшую корку *5*, составляющую тело отливки, извлекают захватами *4* вверх из расплава и стационарного кристаллизатора *3* на величину, превышающую его высоту. Одновременно с началом извлечения заготовки расплав, находящийся в ее осевой части, попадает на освобождающиеся участки рабочей втулки кристаллизатора *3* и начинается намораживание следующей отливки.

В это время в кристаллизатор через сифонную литниковую систему, обеспечивающую плавное заполнение, подают новую порцию расплава объемом, равным объему извлеченной отливки, возвращают подвижную часть кристаллизатора в исходное положение и вновь заполняют его до заданного уровня. Цикл повторяется.

Таким образом, при литье по этому методу наружная поверхность отливки ограничивается

а)



б)

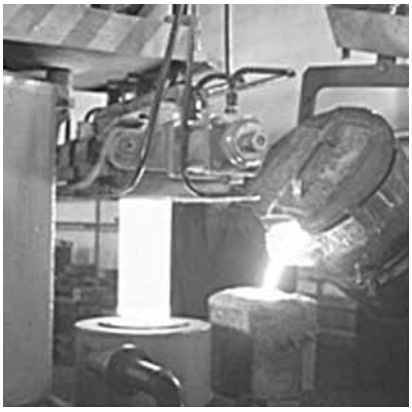


Рис. 1. Принципиальная схема (*а*) и процесс непрерывно-циклического литья полых заготовок без стержня (*б*): *1* — металлопровод; *2* — соединительный стакан; *3* — стационарная часть кристаллизатора; *4* — подвижная часть кристаллизатора (захваты); *5* — отливка

металлической водоохлаждаемой формой — кристаллизатором, а внутренняя определяется только фронтом затвердевания и получается непосредственно из расплава. Затвердевание металла в пристеночной зоне кристаллизатора происходит непрерывно в течение всего времени разливки, а извлечение отливок осуществляют циклически с заданным периодом, т. е. их получение происходит в непрерывно-циклическом режиме литья (НЦЛ). Причем в каждом цикле затвердевает только периферийная часть объема жидкого металла, участвующего в формировании данной отливки. Следовательно, толщина корочки, получающаяся к концу затвердевания отливки, всегда меньше радиуса внутренней полости кристаллизатора. При этом жидкий металл, находящийся в осевой зоне кристаллизатора, постоянно обновляется после извлечения каждой отливки за счет порционной подачи перегретого расплава через сифонную литниковую систему из заливочного ковша. Эта масса расплава в центральной зоне кристаллизатора является как бы «прибылью» для кристаллизующейся пристеночной корки. Причем сопряжение этой «прибыли» с отливкой в течение всего времени формирования осуществляется не через ограниченное сечение (питатель), а по всему фронту внутренней цилиндрической поверхности затвердевающей отливки. Это принципиальное отличие нового метода от всех существующих по условиям организации фазового перехода металла из жидкого состояния в твердое. Именно эти условия при интенсивном одностороннем теплоотводе обеспечивают высокое качество материала и могут придавать ему новые свойства.

При НЦЛ, как и при любом другом виде литья, качество заготовок, в первую очередь, определяется характером теплоотвода от затвердевающей отливки и условиями ее взаимодействия с формой. Это взаимодействие начинается с момента контакта жидкого металла с рабочей поверхностью кристаллизатора. В месте контакта начинается и последовательно протекает затвердевание корочки металла в радиальном направлении в глубь расплава. При этом дендриты в структуре отливок растут нормально, т. е. перпендикулярно поверхности теплоотвода и наружной поверхности формирующейся отливки. Именно такое расположение структурных составляющих обеспечивает максимально высокую износостойкость рабочей поверхности деталей типа тел вращения.

Этому методу присуща еще одна важная особенность. В момент извлечения из кристаллизатора и расплава отливка имеет высокую температуру: на внутренней поверхности — температуру солидуса, на наружной — 900–1000 °С. Это дает возможность управлять процессом структурообразования чугуна в зоне вторичного охлаждения за счет использования первичного тепла отливки путем регулирования интенсивности теплоотвода от нее.

Таким образом, принципиально новыми преимуществами описанной схемы литья и условий формирования отливок по сравнению со всеми существующими методами являются:

➢ сочетание интенсивного одностороннего теплоотвода с постоянным избыточным питанием фронта затвердевания перегретым расплавом в течение всего времени формирования отливки в кристаллизаторе, определяющее получение плотной мелкодисперсной структуры и исключающее появление усадочной и газовой пористости, раковин, неметаллических включений и т. п.;

➢ возможность управления процессом структурообразования чугуна вне формы за счет использования первичного тепла отливки, температура которой после извлечения из кристаллизатора всегда выше Ac_3;

➢ отсутствие внутреннего стержня определяет свободную усадку затвердевающей и охлаждающейся отливки и исключает возникновение

больших напряжений и брак по горячим трещинам;

➢ высокая производительность процесса литья за счет большой скорости затвердевания металла и получения заготовок мерной длины без операции порезки в условиях непрерывной разливки.

Исследование затвердевания отливки, структура и свойства

Анализ условий формирования отливки из серого низколегированного чугуна показал, что в момент контакта жидкого металла с рабочей поверхностью кристаллизатора и затвердевания начальной пристеночной корки толщиной около $\xi = 3$ мм плотность теплового потока (q) на этой поверхности находится в пределах $(25-20)\cdot10^5$ Вт/м^2. Затвердевание наружной зоны при этих условиях происходит со скоростью (3–2) мм/с (рис. 2). По мере нарастания корки q уменьшается и при $\xi = 10$ мм составляет около $6{,}0\cdot10^5$ Вт/м^2, а скорость затвердевания снижается до 0,7 мм/с. При затвердевании последующих слоев q падает до $(5-3)\cdot10^5$ Вт/м^2, а скорость затвердевания до (0,6–0,3) мм/с.

Специфические тепловые условия затвердевания металла способствуют формированию нескольких структурных зон по толщине стенки отливки. Кристаллизация чугуна доэвтектического состава начинается с образования дендритов аустенита. При затвердевании в эвтектическом интервале температур наружная зона отливки формируется по метастабильной системе с образованием ледебуритной эвтектики, в которой

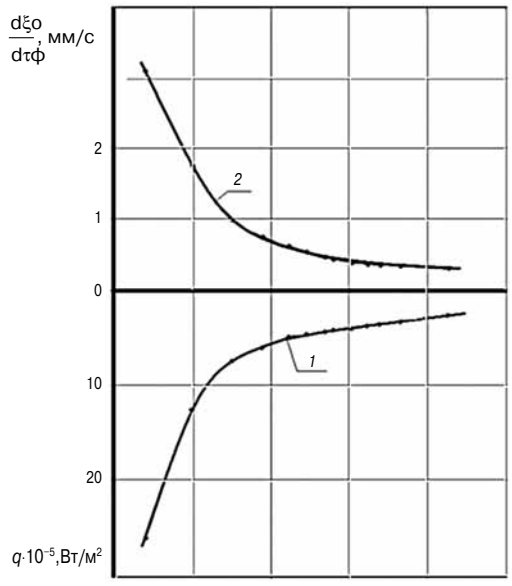


Рис. 2. Изменение удельного теплового потока на рабочей поверхности кристаллизатора (*1*) и скорости затвердевания чугуна (*2*) в процессе формирования пристеночной корки отливки

углерод находится в связанном состоянии в виде цементита. Условия формирования наружной зоны предопределяют наличие в ней графита переохлаждения, имеющего междендритное (ПГр8) расположение с размером включений ПГд15–ПГд25. Внутренняя зона отливки формируется с образованием аустенитно-графитной эвтектики, средняя имеет переходную структуру. Величина равномерно распределенных графитовых включений в этих зонах составляет ПГд45–ПГд90, а металлическая матрица характеризуется перлитной структурой. Дисперсность перлита (ПД 0,5 ... ПД1,0). Мелкозернистая фосфидная эвтектика расположена в виде разорванной сетки ФЭр2, ФЭп2000 (рис. 3).

Следует указать, что для деталей, у которых наружная поверхность является рабочей (поршневые и уплотнительные кольца, шестерни, червячные колеса и т. п.), структура отливок с точечными и мелкодисперсными включениями графита переохлаждения междендритного расположения является дефектной и должна уходить в припуск на механическую обработку. Толщина зоны с дефектной структурой со стороны наружной поверхности отливки может составлять (2,5–3,5) мм. Поэтому эту зону необходимо исключить либо свести к минимуму.

Для устранения или минимизации дефектной зоны необходимо применять меры, связанные с повышением эффективности процесса модифицирования, нейтрализацией вредных примесей и увеличением скорости затвердевания отливки [5]. При НЦЛ скорость затвердевания чугуна достаточно высока. Поэтому решение этой задачи было осуществлено за счет двойного инокулирования жидкого чугуна: в индукционной печи путем засыпки графита ГЛС-3 на мениск расплава за 3–5 минут до вылива из печи и в ковше — укладка модификатора на дно перед заполнением жидким металлом. Кроме того, был применен смесевой модификатор (ФС75+ФС65Ба4+ГЛС-3) и разработана методика периодического долива нормированных порций модифицированного расплава в разливочный ковш в течение всей кампании разливки, что обеспечило оптимальный термовременной интервал действия модификатора.

Известно, что модификаторы с активными элементами, в том числе и с барием, значительно эффективнее, чем ФС75, способствуют графитизации чугуна и снижают его склонность к отбелу [6]. При вводе в исходный расплав чугуна кремнистых модификаторов, содержащих такие активные элементы, как кальций, стронций, барий, РЗМ, последние вступают в реакцию с компонентами чугуна и образуют оксиды, сульфиды и карбиды.

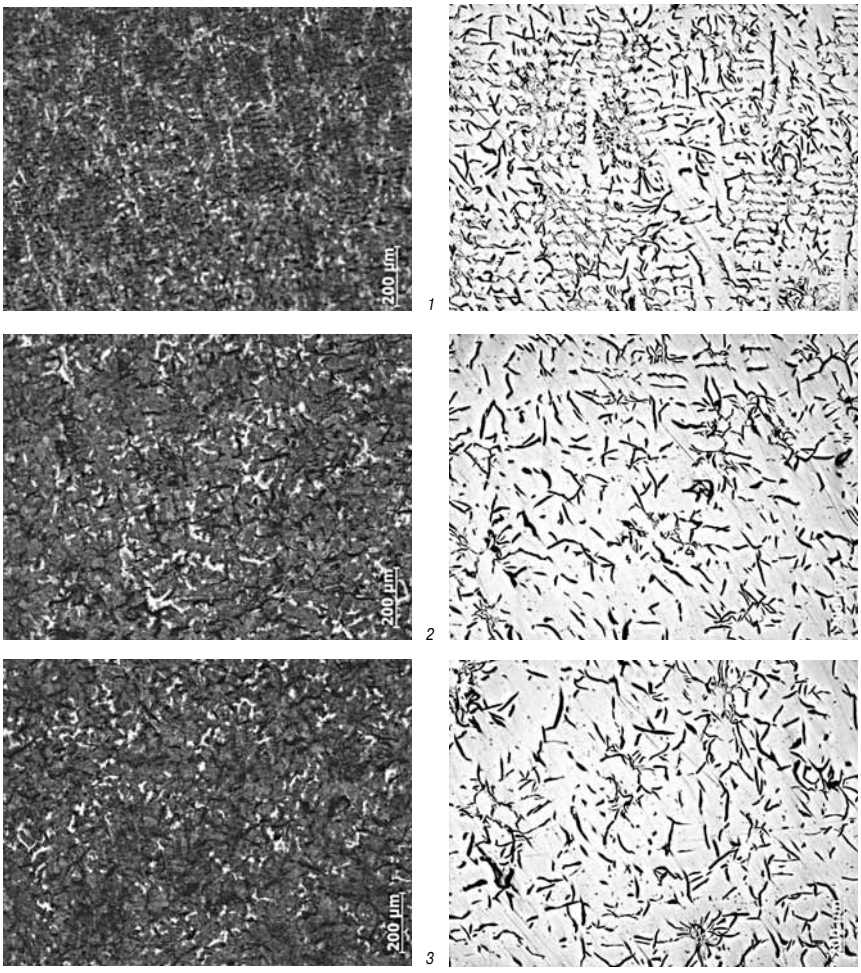


Рис. 3. Структура наружной (*1*), средней (*2*) и внутренней (*3*) зон по толщине стенки отливки:
а — металлическая матрица; *б* — распределение и форма графитовых включений

Термодинамический анализ реакций взаимодействия бария при температурах расплава показывает наибольшее сродство бария к кислороду, затем к сере и далее к углероду. При введении модифицирующей Si-присадки с активными элементами в расплав чугуна частицы лигатуры, как и ферросилиция, растворяясь, создают вокруг себя локальные зоны повышенной концентрации Si, в которых растворимость углерода снижается и повышается его активность к выделению из раствора в виде графита. При этом активные элементы, входящие в состав комплексных модификаторов, имея повышенное сродство к кислороду, связывают последний в этой локальной зоне и в виде оксидных неметаллических включений всплывают в шлак.

В результате в локальной зоне вокруг растворившейся частицы модификатора создается область повышенного содержания Si (до 25 %) и пониженного — кислорода, которые в совокупности обеспечивают рост активности углерода, очищение границ раздела фаз от поверхностно активного кислорода и тем самым создают благоприятные условия для выделения графита и роста его включений [7].

Следует отметить еще один аспект новой технологии, связанный с наследственностью структуры и свойств литых сплавов. Как уже указывалось, при НЦЛ формирование отливки в кристаллизаторе происходит в условиях скоростной кристаллизации. Заложенные при такой кристаллизации фазово-структурные особенности строения металла, ответственные за формирование механических свойств, не только наследуются и в определенной мере сохраняются при последующих переплавах, но могут быть усилены целенаправленным изменением температурно-временных условий кристаллизации [8]. В связи с этим собственный возврат производства (кусковой и дисперсный-стружка), используемый при шихтовке для последующей переплавки, оказывает модифицирующее воздействие на расплав и способствует повышению механических свойств отливок

Как уже указывалось, на конечную структуру чугуна значительное влияние оказывает режим вторичного охлаждения. Например, при литье заготовок наружным диаметром 105 мм и массой около 9 кг, в момент извлечения из кристаллизатора ее наружная поверхность имеет температуру 950–980 °С, а внутренняя — температуру солидуса. Вне кристаллизатора, вследствие уменьшения интенсивности теплоотвода, происходит перераспределение температуры по толщине стенки, и температура наружной поверхности отливки повышается до 1020–1050 °С. В результате появляется возможность в достаточно широких пределах изменять интенсивность отвода тепла от отливки и соответственно оказывать влияние на процессы структурообразования. Например, для разложения цементита отливку в течение 120–150 с выдерживают при высокой температуре. Это осуществляют за счет первичного тепла без применения внешних источников энергии путем максимально возможного снижения скорости охлаждения на первой стадии (0,1–0,5 К/с) в интервале температур 1000–800 °С. Дальнейшее

охлаждение отливки на воздухе вполне обеспечивает полную перлитизацию металлической матрицы (рис. 3, *а*).

Структура получаемых методом пристеночной кристаллизации отливок из низколегированного чугуна перлитного класса в максимальной степени соответствует требованиям, предъявляемым к машиностроительным деталям ответственного назначения. Материал отливок имеет высокую дисперсность металлической основы и благоприятное строение графитовой фазы. Прочностные характеристики чугуна на 25–30 % выше по сравнению с аналогом, получаемым при литье в облицованный кокиль, а эксплуатационные свойства готовых изделий на 15–20 % выше, чем при литье заготовок другими методами. Проведенные специалистами Минского моторного завода (ММЗ) полномасштабные стендовые испытания гильз цилиндров разных производителей показали, что гильзы, полученные НЦЛ, в полной мере удовлетворяют требованиям, предъявляемым к форсированным дизелям — их прочностные показатели превышают аналогичные характеристики серийных гильз, в том числе фирмы «Ичин», Чехия (таблица [9]).

Характеристика заготовок гильз цилиндров различных производителей

	ИТМ НАН Беларуси	ОАО «Мотордеталь»	«Ичин», Чехия
Среднее давление разрушения, МПа	48,8	33,1	42,0
$\sigma_в$, МПа	327–360	260–280	280–310
Расход топлива, г/кВт·ч	225,2	—	222,9
Расход масла, %	0,32	—	0,36
Давление картерных газов, Па	250	—	280
Расход картерных газов, л/мин	55	—	59
Средний износ, мкм	0–21,3	—	0–31,3

Заключение

Таким образом, метод пристеночной кристаллизации обеспечивает получение заготовок гильз цилиндров с плотной мелкодисперсной структурой, заданным фазовым составом и повышенными физико-механическими свойствами чугуна. При этом производительность процесса получения заготовок с толщиной стенки 12–13 мм составляет около 120 шт. в час.

Опыт использования заготовок из низколегированного чугуна для производства гильз цилиндров, используемых при ремонте блоков широкого круга автомобильных двигателей как отечественного, так и иностранного производства (с диаметром цилиндра от 65 до 100 мм), показал их высокое качество как по износостойкости, пористости, так и по другим физико-механическим характеристикам.

Новый метод литья уже с успехом применяется при производстве полых цилиндрических заготовок различного назначения из низколегированного чугуна с пластинчатым и шаровидным графитом. Хорошие результаты получены также при литье заготовок из белого высокохромистого чугуна для деталей, работающих в условиях сухого трения, абразивного и гидроабразивного износа. Большой интерес представляет развитие метода в направлении разработки технологий литья заготовок из высоколегированных чугунов (сплавов) для деталей, работающих в экстремальных условиях: при повышенных и отрицательных температурах, в агрессивных средах и т. п.

Литература

1. *Бевза В.Ф.* Литье заготовок для гильзования блока цилиндров двигателей автомобилей / В.Ф. Бевза, Б.И. Богданов, В.А. Красный, В.С. Мазько // Литье и металлургия. — 2000. — № 4. — С. 34–36.

2. *Марукович Е.И.* Реализация концепции пристеночная кристаллизация для получения высококачественных полых цилиндрических заготовок из чугуна / Е.И. Марукович, В.Ф. Бевза, В.П. Груша // Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин. Сб. научн. тр. VI МНТК. — Новополоцк, 2007. — С. 33–35.

3. *Марукович Е.И.* Теоретические и технологические основы литья полых заготовок направленным затвердеванием / Е.И. Марукович, В.Ф. Бевза, А.М. Бодяко, В.П. Груша // Сб. Технологии литья и металлургии. Минск : Навука, 2010. — С. 27–43.

4. *Marukovich Y.I.* Fundamentally New Effective Prozess of Casting of Hollow Cylindrical Billets of Cast Iron by the Metod of Directional Solidification / Y.I. Marukovich, U.F. Beuza // Key Engineering Materials. — 2011. — Vol. 457. — P. 465–469.

5. *Андреев В.В.* Особенности формирования и морфология графито-аустенитных эвтектик в чугунах / В.В. Андреев // Литейное производство. — 2006. — № 4. — С. 15–17.

6. *Усманов Р.Г.* Сравнительные исследования эффективности графитизирующих модификаторов с различным содержанием бария / Р.Г. Усманов, И.В. Рябчиков и др. // Литейное производство. — 2006. — № 4. — С. 21–22.

7. *Андреев В.В.* Роль активных элементов в повышении эффективности графитизирующих модификаторов / В.В. Андреев, Л.С. Капустина // Литейное производство. — 2006. — № 4. — С. 18–20.

8. *Кондратюк С.Е.* Наследственность структуры и свойств стали С.Е. Кондратюк // Литейное производство. — 2008. — № 9. — С. 6–10.

9. Получение гильз цилиндров для дизельных двигателей литьем намораживанием / А.М. Бодяко, В.Ф. Бевза, С.В. Галагаев и др. // Металлургия машиностроения. — 2006. — № 3. — С. 30–34.

УДК 621.436

ПРОГРАММНЫЙ ПАКЕТ ALLBEA: РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗООБМЕНА ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ

Т.И. Терегулов, асп., А.А. Черноусов, доцент
Уфимский государственный авиационный технический университет

Обсуждается организация расчетов на ЭВМ процессов в ДВС как многоэтапных проектов в контексте расчетно-экспериментальной методологии. Задачи крупных этапов таких проектов — параметрический анализ или синтез объекта (или же его модели); они ставятся и решаются в общем случае как обратные задачи. В этой связи отмечается важность автоматизации расчетных работ теми или иными программными средствами. На примере расчетного анализа и оптимизации процессов газообмена дизеля 12ЧН15/18 показано использование моделей элементов тракта и вспомогательных средств из пакета программ ALLBEA в расчетном проекте.





Проектирование и доводка проектных показателей двигателя до соответствия требований технического задания во многом сводится к оптимизации процессов в его газовоздушном тракте (ГВТ). Необходимо отрабатывать газодинамическое совершенство элементов ГВТ и согласовывать совместную работу всех элементов и агрегатов (поршневой части, компрессора и турбины — для двигателя с газотурбинным наддувом). Решается эта задача расчетными и экспериментальными методами с применением конкретных инструментов и методик.

При выполнении таких расчетно-экспериментальных работ предпочтительно применять «сквозную» модель нестационарного течения газа на всем протяжении ГВТ. Только такой подход позволяет (пусть приближенно, но во взаимной увязке) воспроизвести численными методами процессы в рабочей камере и течения газа через компрессор, коллекторы, впускные и выпускные каналы и турбину. В идеальном случае расчет нестационарного потока в ГВТ должен проводиться в пространственной постановке. С учетом того, что используемую модель желательно применять как в расчетном анализе (включая многопараметрический), так и в расчетном синтезе (оптимизации) ГВТ, очевидны затруднения. Компьютерные программы реализации пространственных моделей процессов в ГВТ трудоемки (генерация адекватных сеток, особенно для параметризованной задачи, нетривиальна), требуют больших затрат времени ЭВМ на одиночный расчет, а удовлетворительная точность результатов не обеспечивается автоматически.

Поэтому на практике расчеты ГВТ в сквозной постановке (в основном, или, по крайней мере, на первых этапах) ведутся по модели одномерного нестационарного потока [1]. Построенные на гипотезах об осредненных (по сечениям каналов и по объемам рабочих камер, коллекторов и ресиверов) параметрах рабочего тела, такие модели не адекватно описывают пространственное течение и потому расчетные значения показателей ДВС по ним обычно заметно отклоняются от измеренных. Модели этого класса принципиально нуждаются в эмпирических зависимостях (характеристиках, задающих тепловыделение, потери полного давления на клапанах впуска и выпуска и др. местных сопротивлениях и разветвлениях, расходно-напорных характеристиках агрегатов наддува и др.). Следует применять рациональные методики «прямой» идентификации характеристик из натурных и вычислительных экспериментов, однако это не устранит отклонения результатов моделирования, вызванные присущим самой «квазиодномерной» модели огрублением при описании процесса в ГВТ.

Таким образом, применимость моделей указанного класса к анализу процессов в ГВТ дви-

гателя и «синтезу» (оптимизации) его облика и параметров оказывается под вопросом, особенно для задач доводки. Конечно, на практике многое зависит от задачи (т. е. от структуры конкретного ГВТ); чаще всего переход к пространственным моделям (хотя бы на критических участках ГВТ) не оправдан, но всегда возможно, оперируя «калибрующими» коэффициентами для даваемых моделью показателей, использовать квазиодномерную модель лишь для *сравнительных* расчетов (что имеет смысл и удобно при «монотонном» характере отклонений).

Более обоснованную калибровку модели обеспечивает параметризация используемых в ней эмпирических характеристик (или имеющихся «быстросчетных» процедур для их генерации). На этой основе может быть решена обратная (оптимизационная) задача параметрической идентификации (ПИ) модели процесса в ГВТ — подбор значений введенных в модель параметров по критерию лучшего соответствия измеренным значениям показателей (базового) объекта, например, для ДВС — интегральным показателям (в выбранной режимной точке, по характеристике или по всему полю режимов). Результаты ПИ в каждом случае требуют количественной и качественной оценки — верификации. Предполагается, что откалиброванная в результате такой ПИ модель будет оставаться универсальной (при фиксированной структуре ГВТ для достаточно широких диапазонов изменения его конструктивных параметров) и потому будет полезна для анализа и оптимизации процесса на этапах доводки изделия.

Этапы расчетных работ (ПИ, верификация, одно- и многопараметрический анализ, оптимизация) и процедуры единичных и массовых расчетов на этапах целесообразно автоматизировать (запрограммировать) до возможности автоматически обновить данные в отчетах о результатах при изменениях постановок задач этапов, структуры модели и параметров в массиве исходных данных. Затраты, вложенные в автоматизацию расчетной части ответственных расчетно-экспериментальных работ (например, доводка важного изделия в двигателестроении) будут оправданны, так как автоматизированная рациональная методика расчетов повышает достоверность и оперативность расчетного анализа и вырабатываемых рекомендаций. Важно и то, что получаемые на этапах испытаний изделия данные о его показателях при такой ПИ его модели рациональным образом учитываются и используются, что приближает технологию расчета к «полунатурному» моделированию.

Продуктивным видится проведение расчетных работ в рамках единого проекта, где задача каждого этапа расчета в общем случае ставится как обратная задача, т. е. задача параметрического (если не структурно-параметрического) синтеза объекта или же модели (или, как минимум, основывается на решении *обратной задачи* на предыдущем этапе). Моделирование на отдельном этапе в принципе не должно ограничиваться единственным физический аспектом (газодинамические процессы в ГВТ и т. п.) и/или фиксированной структурой модели объекта. Так, ценна возможность расчета функционирования объекта в разных аспектах на разных этапах проектирования (сопряженные задачи, «многодисциплинарные» модели) — с подключением или отключением конкретных моделей (разных физических аспектов и моделей как описаний с разной степенью детализации).

Эти и другие соображения приводят к весьма серьезным требованиям к предполагаемой информационной CALS/ИПИ-системе поддержки процессов проектирования, даже если речь идет всего лишь о реализации на всех уровнях этой системы комплексной поддержки элементов указанной общей технологии расчетного анализа и синтеза. Комплексная реализация ряда ее полезных возможностей (наряду с прочими группами существенных требований) в CALS/ИПИ-системе делает проект ее разработки нетривиальным, и провал проекта разработки отраслевой системы такого рода — весьма вероятным. По мнению авторов, чтобы быть полезной, CALS/ИПИ-система не должна навязывать «нижележащим» уровням (предметно-ориентированным методикам и прикладному ПО) каких-либо правил и ограничений в обсуждаемом аспекте поддержки расчетных проектов. Мы считаем, что системе в этом плане следует лишь приспосабливаться к реализуемым расчетчиками (и, в лучшем случае, разработчиками прикладного ПО) средствам. Разработчики пакетов прикладных программ свободны в том, реализовывать ли (и если да, то — как именно) в своем ПО соответствующие средства поддержки — на уровнях (а) прикладных математических моделей и (б) пакетов прикладных программ. И здесь успеху разработки поспособствует планомерное развитие «снизу вверх» по иерархии требований.

Так, ALLBEA [4, 5] развивается как программный пакет, нацеленный на задачи анализа процессов и многопараметрические обратные задачи (синтез моделей и объектов) в многодисциплинарной постановке при проектировании технических систем вообще и в области ДВС в частности. Разработанные для ALLBEA модели процессов в ГВТ прикладной библиотеки gasdyn применяются на кафедре ДВС УГАТУ в расчетных работах по методике, включающей ПИ моделей

[2, 3]. В состав пакета ALLBEA в настоящее время входят лишь базовые средства поддержки параметризации исходных данных и многопараметрической оптимизации и базовые средства «распределенных» вычислений (в сети многопроцессорных ЭВМ). Алгоритм оптимизации в ALLBEA — универсальный (предметно-инвариантный), он реализован в отдельной программе пакета. Настройку программы на решение конкретной обратной задачи должен (и это принципиально) выполнять расчетчик, чтобы определить способы параметризации исходных данных и вычисления целевой функции (ЦФ) в модуле пользовательского кода (в случае ALLBEA — на C или C++); причем ему требуются навыки программирования, которые нужны еще и для того, чтобы запрограммировать последовательность расчетных задач проекта — для автоматизации расчетов и представления результатов.

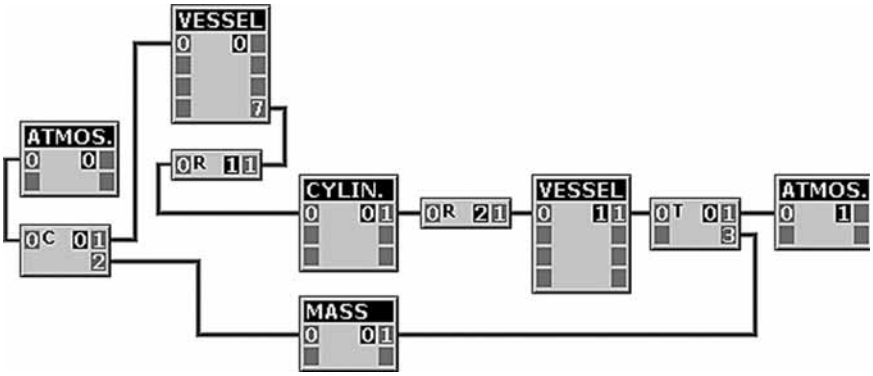


Рис. 1. Схема односекционной модели газовоздушного тракта дизеля 12ЧН15/18

Цель одного из выполняемых такого рода расчетных проектов состоит в анализе совершенства процессов газообмена дизеля 12ЧН15/18. В практические задачи проекта входила реализация расчетный методики, калибровка модели, предварительный анализ результатов моделирования и предварительный же оптимизационный расчет (в обеспечение возможных далее доводочных работ по схеме «калибровка — расчетный анализ — расчетный синтез — испытания»).

В число задач, стоящих перед разработчиками ALLBEA и библиотеки gasdyn, входила программная реализация расчетных процедур и на основе этого — оценка требований и возможностей для включения в пакет ALLBEA (как на уровне архитектуры, так и на уровне его «служебных» библиотек) более высокоуровневых средств поддержки расчетных работ такого рода. В ходе работ также выявлялась необходимость в доработке моделей **gasdyn** применительно к расчету течений через турбомашины [6].

В расчетном проекте использована упрощенная односекционная модель ГВТ, структурная схема которой показана на рис. 1.

В модели процессов в ГВТ (см. рис. 1) применены модели течения через компрессорную и турбинную ступени с использованием характеристик ступеней, полученных экспериментально на испытательном стенде. При прямом расчете работы КДВС на установившемся режиме по методу установления автоматически достигается согласование «рабочих точек» компрессора, турбины и поршневой части. Расчетный шаг по углу поворота коленчатого вала был фиксированным и составлял 0,5 град ПКВ. В расчетном проекте последовательно были реализованы следующие этапы расчетной методики:

➢ калибровка, или ПИ модели, — на основе данных из протоколов испытаний и по свободным параметрам, введенным в модель газотурбинного наддува;

➢ расчетный анализ — верификация результатов ПИ модели по расчетным нагрузочным характеристикам (НХ; сравнение их с измеренными показано на рис. 2), и анализ течения через клапаны впуска и выпуска — для режима двигателя, близкого к номинальному, и для критически важных для расхода воздуха режимов течения на клапанах (для этого, как и для задания расходных характеристик клапанов в расчете, применено численное моделирование в 3D течения газов, рис. 3);

➢ расчетный синтез; на данном этапе — оптимизационный подбор углов и продолжительности открытия органов газообмена, в будущем — более комплексная расчетная оптимизация (с постановкой реальной задачи по согласованию с Заказчиком).

Решение задачи ПИ модели было основано на расчете интегральных показателей (G_B и N_e) по НХ для ряда значений n = 1500; 1700; 1900; 2000 об/мин и в диапазоне α = 2−2,8 (в пяти равноотстоящих точках). ЦФ как мера соответствия показателей по результатам расчета по модели (с интерполяцией полиномом по расчетным точкам НХ) и данных протокола испытаний задавалась суммой

$$\sum_{k=1}^{K} w_k \left[0{,}5 \cdot \left(\frac{G_{B\,э} - G_{B\,р}}{G_{B\,э}} \right)^2 + 0{,}5 \cdot \left(\frac{N_{e\,э} - N_{e\,р}}{N_{e\,э}} \right)^2 \right]_k , \quad (1)$$

где подстрочные индексы «э» и «р» — соответственно для экспериментальных и расчетных

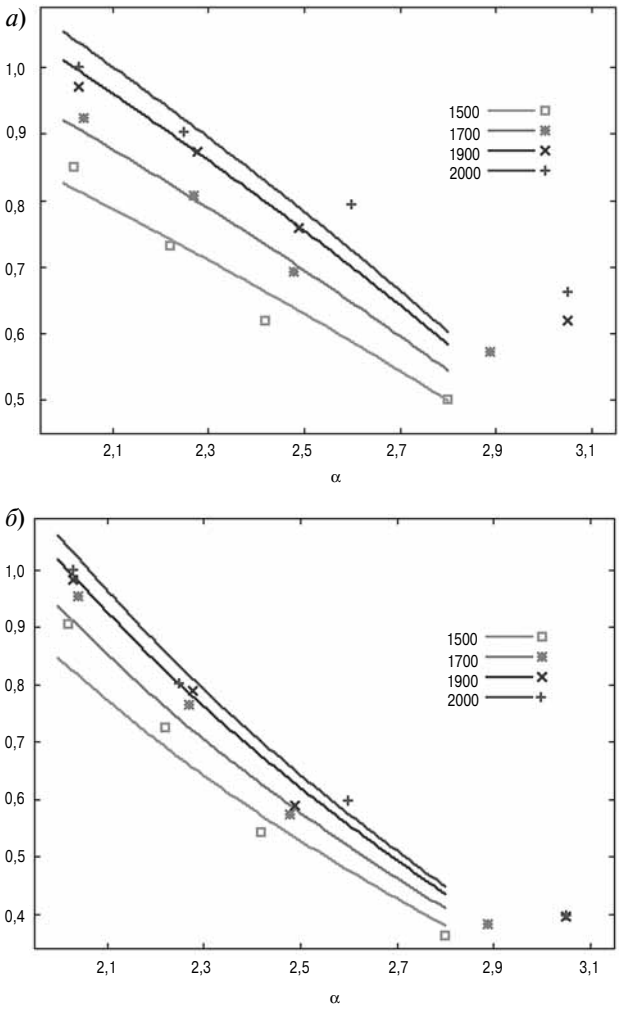


Рис. 2. Расчетные кривые
а) $\bar{G}_B = G_B/G_{B0}$; ***б)*** $\bar{N}_e = N_e/N_{e0}$ **по нагрузочным характеристикам и точки измеренных значений**

значений; k — индекс режимной точки протокола испытаний; w_k — весовой коэффициент, нужный, например, для исключения отдельных точки протокола; при оценке ЦФ по (1) были исключены ($w_k = 0$) экспериментальные точки с $\alpha > 2{,}75$ (см. рис. 2).

Минимизацией ЦФ в виде суммы (1) по генетическому алгоритму под управлением программы оптимизации из пакета ALLBEA получены значения шести свободных параметров модели. Кривыми на рис. 2 показаны НХ, рассчитанные по модели, прошедшей указанного вида ПИ; это решение позволяет выполнить верификацию модели, и далее приступить к анализу даваемых ею результатов. С качественной стороны графики на рис. 2 позволяют заключить, что расчетные показатели имеют вид гладких и «эквидистантных» НХ, чего нельзя сказать о данных из протокола испытаний.

С количественной стороны адекватность модели, прошедшей ПИ, формально характеризуют значения $\bar{\Delta}G_B = 3{,}9$ % и $\bar{\Delta}N_e = 4{,}9$ % среднеквадратических (по данной выборке из 12 точек с $w_k = 1$) относительных отклонений расчетных значений показателей от измеренных. Указанная степень соответствия позволила принять модель для расчетного анализа и далее для расчетной оптимизации параметров ГВТ.

Предварительный анализ совершенства процесса в ГВТ выполнен по результатам расчета газообмена на режиме $n = 2000$ об/мин и $\alpha = 2{,}03$. Отклонения расчетных значений показателей от измеренных для указанной точки протокола — $\bar{\Delta}G_B = 4{,}1$ % и $\bar{\Delta}N_e = 3{,}5$ %. Результаты расчета позволили определить, в частности, критические по расходу рабочего тела режимы течения на клапанах впуска и выпуска (т. е. подъемы клапанов и отношения давлений на них). Заключение о резервах совершенствования клапанных каналов как элементов проточной части ГВТ сделано по виду полей параметров в потоке, полученных специальными расчетами в пространственной постановке в CFD-пакете. Анализ режимов течения на ступенях турбомашин делается по точкам совместной работы поршневой части и ступеней ТК на графиках характеристик компрессора и турбины. На этапе анализа выявлены некоторые резервы форсирования 12ЧН15/18 путем отработки элементов его ГВТ.

Процедуры этапа расчетной оптимизации в рамках данного проекта также запрограммированы, но решена лишь простая тестовая задача подбора фаз газообмена. На последующих этапах планируется уточнить постановку комплексной задачи расчетной оптимизации. На основе ее решения

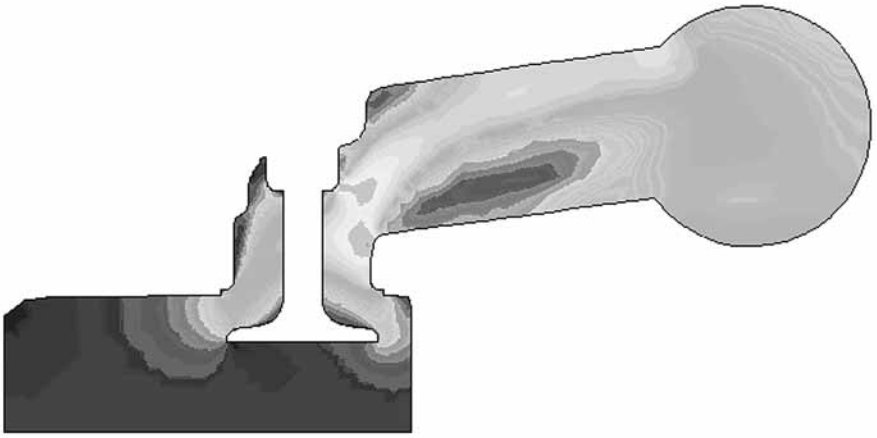


Рис. 3. Расчетное поле числа *M* на выпускном клапане

можно будет выдать рекомендации по изменению конструкции газовоздушного тракта 12ЧН15/18.

Заключение

В двигателестроении актуальны математические модели, инструменты и методики, которые бы обеспечивали оперативное решение прямых и обратных задач расчета процессов в объектах проектирования на всех стадиях. Высокую эффективность ведения расчетных проектов мог бы обеспечить общий подход на основе автоматизации (более или менее высокоуровневыми средствами) этапов расчетного проекта, предусматривающего в общем случае решение на ЭВМ серии прямых задач (расчетного анализа) и обратных (синтеза: идентификации модели и оптимизации объекта проектирования) задач. На разных уровнях программного обеспечения (и других видов информационного обеспечения) желательно наличие средств поддержки многоэтапной методологии расчетных работ, при этом степень этой поддержки, по-видимому, может и должна определяться для специального пакета прикладных программ независимо от применяемой в проектировании (или только формируемой) CALS/ИПИ-системы, которая должна интегрировать все компоненты информационного обеспечения.

В статье показано решение задачи расчетного анализа и оптимизации процессов в газовоздушном тракте дизеля 12ЧН15/18 с применением входящих в пакет ALLBEA моделей элементов тракта и вспомогательных средств и по расчетной методике обсуждаемого вида. На данном примере проиллюстрирована возможность калибровки модели процессов в газовоздушном тракте, повышающей адекватность модели и, как следствие, ценность результатов расчетного анализа и последующей оптимизации газообмена на стадиях доводки. Процедуры расчетной методики реализованы программно, что позволяет далее оперативно уточнять и углублять саму модель и методику и многократно выполнять расчеты для анализа и совершенствования газообмена двигателя.

В ходе работ выявлены резервы и определены направления улучшения как архитектуры пакета ALLBEA в плане поддержки ведения подобных расчетных проектов, так и прикладных моделей газодинамических процессов в ДВС.

Литература

1. *Рудой Б.П.* Прикладная нестационарная гидрогазодинамика: учеб. пособие. — Уфа : УАИ, 1988. — 184 с.

2. *Еникеев Р.Д.* Расчетно-экспериментальное совершенствование процессов газообмена двигателя АПД 800 / Р.Д. Еникеев, В.Ю. Иванов, В.С. Михайлов, В.Ф. Нурмухаметов, С.П. Павлинич, А.А. Черноусов // Вестник УГАТУ. — Уфа: УГАТУ, 2010. — Т. 14, № 2. — С. 13–20.

3. *Enikeev R.* Identification technique for quasi-1D model of gas-exchange process in a two-stroke engine / R. Enikeev, A. Chernousov, V. Mikhailov // SAE Paper 2011-01-1145, April 2011. — 10 p.

4. *Еникеев Р.Д.* Проектирование и реализация пакета прикладных программ для анализа и синтеза сложных технических объектов / Р.Д. Еникеев, А.А. Черноусов // Вестник УГАТУ. — Уфа: УГАТУ, 2012. — Т. 16, № 5. — С. 60–68.

5. *Еникеев Р.Д.* Программный пакет ALLBEA: задачи интеграции с информационной средой проектирования ДВС / Р.Д. Еникеев, А.А. Черноусов // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 37–40.

6. *Терегулов Т.И.* Модель течения через двухзаходную турбину для численного расчета волновых процессов в двигателях с импульсным наддувом / Т.И. Терегулов, А.А. Черноусов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — 2013. — № 2. — С. 42–47.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 2 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 621.433.2

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ ПРИ ПИТАНИИ СЖИЖЕННЫМ ГАЗОМ

Б.Д. Ефремов, д.т.н., проф.
Санкт-Петербургский государственный университет сервиса и экономики (СПбГУСЭ)
Д.М. Рок, ведущий инженер
ООО «Абит», Санкт-Петербург

Разработаны система и алгоритм управления бензиновым двигателем при переходе на питание сжиженным газом. Система работает по принципу «проставки» и позволяет сохранить и использовать штатную систему управления двигателем (при работе на бензине) и вводить необходимые корректировки в алгоритм управления при переходе на питание сжиженным газом.

Системы управления двигателями (СУД) современных бензиновых автомобилей отличаются повышенной сложностью алгоритмов. Блок управления двигателем (БУ) осуществляет постоянный обмен информацией, как правило, по CAN, с другими системами автомобиля, например АКП, ABS, JB, климатической установкой. Поэтому вмешательство в работу штатного БУ двигателем с целью тюнинга (индивидуальной настройки) или перевода питания двигателя на газовое топливо может привести к фиксации «ошибок» и переходу в «аварийный режим». Разработанная фирмой ООО «Абит» система управления альтернативной топливоподачей и углами опережения зажигания позволяет избежать подобных проблем, поскольку не нарушает структуры и алгоритма управления двигателем.

Система поддерживает 2 проекта:

— M100G

— M100B.

Назначение проектов

Проект M100G предназначен для управления исполнительными механизмами (ИМ) газобаллонного оборудования (ГБО) 4-го поколения, коррекции углов опережения зажигания (УОЗ) штатной СУД бензинового двигателя при его переводе на альтернативный вид топлива (например, метан или пропан-бутановую смесь). Управление основано на обработке информации, поступающей от датчиков ГБО и штатной СУД. Количество цилиндров двигателя — до 6.

Проект M100B предназначен для изменения топливоподачи и коррекции УОЗ бензиновых двигателей. Управление основано на обработке информации от штатных датчиков системы управления бензиновым двигателем или дополнительно (опционально) установленных датчиков и исполнительных устройств. Количество цилиндров двигателя — до 8.

Проект M100 работает по принципу «проставки», расположенной между датчиками и штатным БУ. Проставка перехватывает необходимые сигналы датчиков штатной СУД и формирует скорректированные сигналы управления. Алгоритм работы выполнен таким образом, что штатный БУ, получая сигналы от датчиков, не реагирует на наличие проставки и продолжает работать в обычном режиме.

Блок управления M100G (проставка) подключается по следующей схеме (рис. 1). Сигналы, поступающие на штатный БУ от датчиков ДПКВ *1* и ДФ *2* рвутся и заводятся на проставку. Таким образом, M100G получает информацию о частоте вращения двигателя и фазе рабочего такта. Проставка формирует сигнал, аналогичный перехваченному и возвращает его на штатный БУ в неизменном или скорректированном виде. Коррекция фазы сигнала используется для управления УОЗ.

Сигнал, вырабатываемый штатным БУ для бензиновых ЭМФ *3* рвется и заводится на проставку. Таким образом, M100G получает информацию о длительности импульса. В зависимости от выбранного режима («бензин» или «газ») проставка либо формирует в неизменном виде сигнал для ЭМФ, либо корректирует сигнал по заложенным калибровкам и подает его через штатный блок управления на газовые дозаторы *14*. Обычно газовые дозаторы (ГД) выпускаются с низкоомной обмоткой катушки, поэтому сигнал для них формируется с форсировкой тока и последующим удержанием током меньшей амплитуды.

Общее описание проекта M100G

Подключение системы

«Проставка» подключается к бортовой сети автомобиля *6*, на нее заводятся сигналы обязательных датчиков абсолютного давления в коллекторе *9*, давления газа *13*, температуры газа *12*, температуры

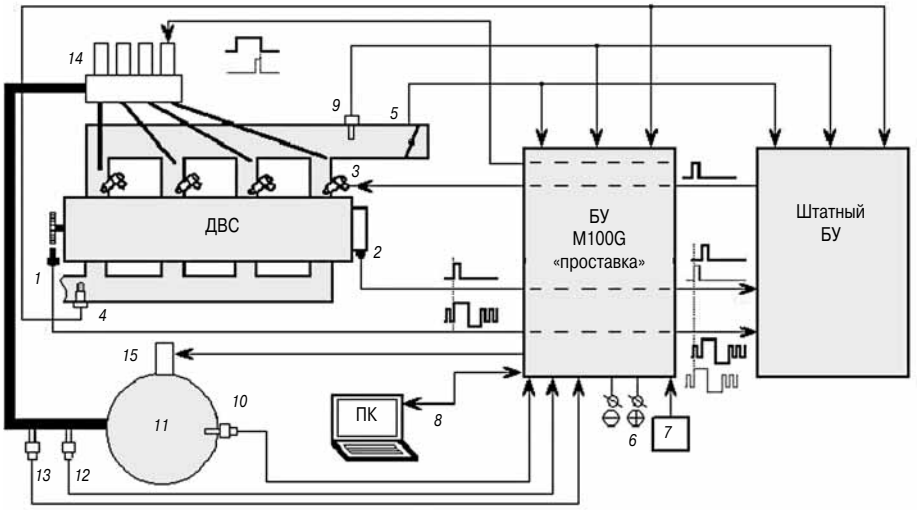


Рис. 1. Система управления двигателем при питании сжиженным газом:
1 — датчик положения коленчатого вала (ДПКВ, датчик оборотов); *2* — датчик фаз (ДФ); *3* — электромагнитные форсунки (ЭМФ); *4* — датчик кислорода (ДК, λ-зонд); *5* — датчик положения дроссельной заслонки (ДПДЗ); *6* — подключение к аккумуляторной батарее; *7* — переключатель режима «газ–бензин»; *8* — линия связи с ПК; *9* — датчик абсолютного давления (ДАД, MAP-sensor); *10* — датчик температуры редуктора; *11* — редуктор-испаритель; *12* — датчик температуры газа; *13* — датчик давления газа; *14* — блок газовых дозаторов; 15 — электромагнитный клапан

редуктора *10*, переключателя режима *7* и дополнительных (опциональных) датчиков кислорода *4*, положения дросселя *5*. Сигналы дополнительных датчиков не влияют на работу «проставки», а выводятся для информации.

Работа системы

Подвод пропана. Независимо от положения переключателя *7*, двигатель запускается всегда на бензине. Пропан в жидкой фазе через газовую трубку подается к электромагнитному клапану *15* редуктора испарителя *11*. Редуктор подключен к системе охлаждения двигателя и прогревается вместе с ним. Проставка по сигналу датчика *10* оценивает температуру редуктора и по достижении порогового значения (обычно +25 ... +35 °С) открывает клапан *15*. Пропан, попадая в испаритель, переходит в паровую фазу, редуктор снижает давление до рабочего (в нашем случае до 1 атм, но бывают системы и до 9 атм), и пропан через фильтр подается к рампе ГД.

Расчет топливоподачи

Формирование длительностей импульса для газового дозатора ГД (τ_{out}) производится путем умножения входящей длительности импульса для бензиновых ЭМФ (τ_{in}) на газовый коэффициент ($K_{впр}$) с прибавлением аддитивной добавки к импульсу $\tau_{доб}$. По всему полю рабочих точек $K_{впр}$ разный и может быть как увеличивающим, так и уменьшающим (1).

Основными осями для формирования длительности импульса газовых дозаторов являются частота вращения и нагрузка, причем в качестве показателя нагрузки удобнее всего использовать величину длительности импульса, сформированного штатным бензиновым БУ для управления бензиновыми ЭМФ потому, что в этом показателе уже учтены и температура охлаждающей жидкости двигателя, и расход воздуха (или давление во впускном коллекторе), и остальные внешние факторы, влияющие на топливоподачу:

$$\tau_{out} = \tau_{in} \cdot K_{впр} + \tau_{доб}, \quad (1)$$

где τ_{out} — скорректированная длительность сигнала управления, подаваемого на ГД, мс; τ_{in} — длительность сигнала управления ЭМФ штатного БУ, мс; $K_{впр}$ — коэффициент коррекции длительности сигнала управления; $\tau_{доб}$ — суммарная добавка, мс.

Рассчитывают газовый коэффициент коррекции по формуле.

$$K_{впр} = K_{nw} \cdot K_{dP} \cdot K_t^{\circ} \cdot K_{at}, \quad (2)$$

где K_{nw} — основной коэффициент коррекции топливоподачи в координатах частота вращения/нагрузка (рис. 2 и 3); K_t° — коэффициент коррекции топливоподачи по температуре газа; K_{dP} — коэффициент коррекции топливоподачи по перепаду давлений на газовом дозаторе; K_{at} — дополнительный коэффициент коррекции топли-

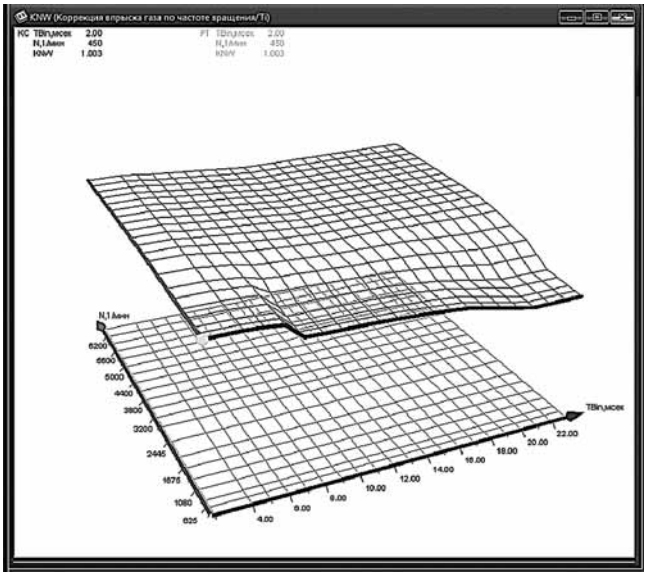


Рис. 2. Поверхность коэффициентов коррекции K_{nw}

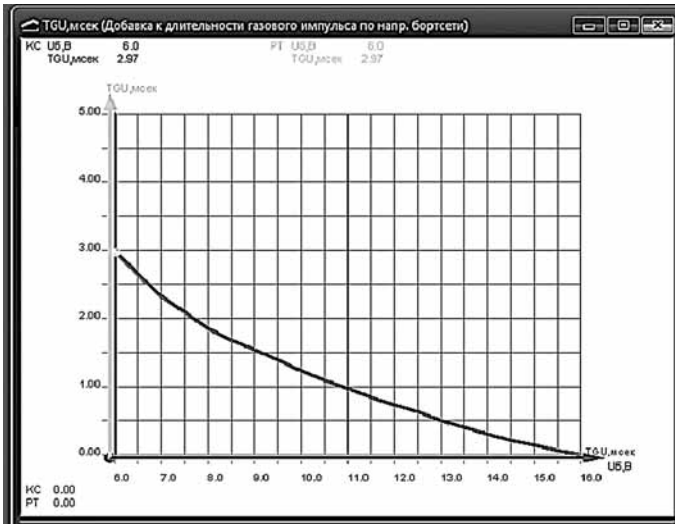


Рис. 3. Коррекция длительности открытия ГД по напряжению бортовой сети автомобиля

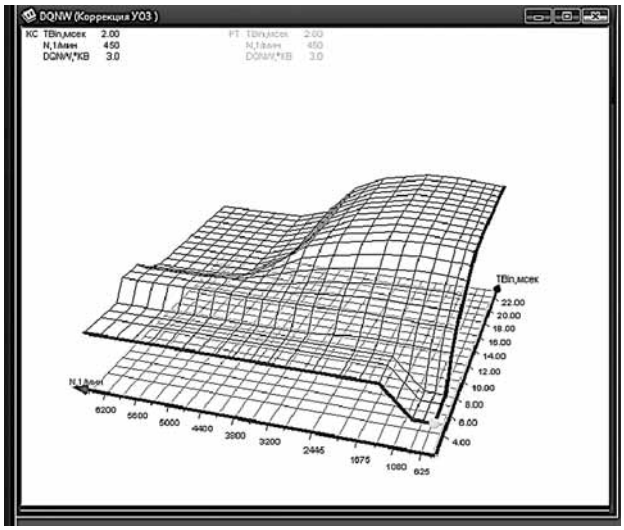


Рис. 4. Коррекция УОЗ в координатах «частота вращения/нагрузка»

воподачи, предназначенный для компенсации разброса параметров разных двигателей и дозаторов. (подбирается вручную или, обычно, автокалибровкой).

Суммарная добавка рассчитывается следующим образом:

$$\tau_{доб} = \tau_б + \tau_U,$$

где $\tau_б$ — базовая добавка, мс. Устанавливается вручную, на практике обычно = 0; τ_U — добавка по напряжению бортовой сети, мс — компенсирует изменения характеристик ГД при отклонении напряжения бортовой сети автомобиля от номинального значения, корректируется по графику, представленному на рис. 3.

Коррекция угла опережения зажигания (УОЗ)

Поскольку октановое число пропана около 105, а степень сжатия двигателя при переводе на газовое топливо обычно не изменяют, увеличение УОЗ благоприятно сказывается на работе двигателя, особенно при глубоком дросселировании (на малых нагрузках):

- ➢ снижается температура t° отработавших газов и выпускных клапанов;
- ➢ увеличивается крутящий момент на валу двигателя;
- ➢ снижается удельный расход пропана.

Коррекция УОЗ и фаз газораспределения может производиться во всем диапазоне частота вращения/нагрузка путем сдвига начала подачи сигнала синхронизации на величину $\pm\Delta\varphi$ для коленчатого и распределительного валов. При этом штатный бензиновый БУ будет работать по своим штатным калибровкам УОЗ.

$$\varphi_{итог} = \varphi_{штатный} \pm \Delta\varphi,$$

где $\varphi_{итог}$ — итоговый УОЗ; $\varphi_{штатный}$ — УОЗ вырабатываемый штатным бензиновым БУ; $\Delta\varphi$ — коррекция УОЗ, формируемая проставкой, путем сдвига метки синхронизации.

При этом

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_б + \Delta\varphi_{nl},$$

где $\Delta\varphi_б$ — базовая коррекция УОЗ, °ПКВ (позволяет изменить всю поверхность углов опережения зажигания на фиксированную величину); $\Delta\varphi_{nl}$ — коррекция УОЗ по поверхности в координатах «частота вращения/нагрузка», °ПКВ (рис. 4).

Предложенная схема управления двигателем при переходе на питание двигателя газовым топливом позволяет не только сохранить и использовать штатную схему управления, но и вводить необходимые корректировки программы для улучшения эффективных показателей двигателя, что объективно требуется при переходе на питание газовым топливом.

УДК 621.43

НЕОБЫЧНЫЙ АВТОГРАФ РУДОЛЬФА ДИЗЕЛЯ (Социальное мировоззрение изобретателя)

О.Е. Андрусенко, к.т.н.; Ю.И.Матвеев, д.т.н.
Волжская государственная академия водного транспорта
г. Нижний Новгород

Статья знакомит читателей с социальным мировоззрением Р. Дизеля, изложенным в малоизвестной книге изобретателя, подаренной писателю А.М. Горькому.





29 сентября 2013 года исполнилось сто лет со дня таинственного исчезновения Рудольфа Дизеля с парома «Дрезден». Это событие стало одной из причин, чтобы рассказать о малоизвестной книге Р. Дизеля и его социальном мировоззрении.

Рудольф Дизель, известный как изобретатель дизельного цикла и двигателя, названного его именем, был по истине интернациональным человеком. Немец по происхождению, родившийся в Париже, объездивший практически весь мир и свободно говоривший на немецком, французском и английском языках, он не принадлежал какой-то одной стране. Среди американцев он был американцем, англичане его считали англичанином, немцы считали немцем.

Выходец из семьи ремесленника, волею судьбы Дизель стал принадлежать к высшему сословию общества. Инженерная общественность мира привыкла видеть в нем крупного преуспевающего специалиста, находящегося в зените славы, — недаром нью-йоркские газеты во время визита Р. Дизеля в Америку оповещали своих читателей о приезде «доктора Дизеля — знаменитого дипломированного инженера из Мюнхена».

Однако Р. Дизель считал, что известность и исключительность положения делает его человеком надклассовым.

Теоретик, ученый, исследователь, плохо разбирающийся в партиях и программах, посвятив себя со школьной скамьи выполнению программ собственной жизни, он жил в мире гуманистических идей и вопросы устройства социальной справедливости общества его глубоко волновали. Постоянное общение с рабочими многих стран, случайные встречи, разговоры в кафе, за станком, у двигателя, в мастерской и далекие воспоминания о практике в Винтертуре на заводе братьев Зульцер в Швейцарии сформировали у него непригляднyю картину жизни пролетариата, угнетающе одинаковую и в Англии, и в Германии, и во Франции, и в Бельгии, и в Швейцарии.

Дизель считал себя призванным разрешить вечный вопрос справедливого социального устройства общества. Несмотря на то что он был человек далеко не бедный, планы социального переустройства общества занимали его не меньше, чем изобретательская деятельность. Это привело к попытке изложить свое мировоззрение в виде самостоятельного проекта социального переустройства общества.

В 1903 г. издательством Ольденбурга в Мюнхене была выпущена очень характерная для Дизеля книга, содержавшая этот проект. Она, как и брошюра о рациональном тепловом двигателе, призванном заменить все существующие двигатели, называлась очень смело: *«Солидарность. Естественное экономическое освобождение человека»* (Diesel, R. Solidarismus. Naturliche wirtschaftliche Erlosung des Menschen / Rudolf Diesel. — Munchen und Berlin: Oldenburg, 1903. — VII, 124). Книга вышла тиражом 10 тыс. экземпляров, но лишь немногие из них поступили в продажу.

В этой книге Р. Дизель изложил свои взгляды на социальное устройство общества с равным экономическим положением граждан и реформах, которые бы привели к реализации его идей.

В основе социального мировоззрения Дизеля лежали гуманистические идеи, которыми изобретатель руководствовался всю жизнь. Он даже мечтал учредить после своей смерти подобно Альфреду Нобелю премию за лучшие труды в области социальных наук (имеется в виду Нобе-



Рис. 1. Рудольф Дизель



335

Solidarismus.

Natürliche wirtschaftliche Erlösung des Menschen.

Von

Rudolf Diesel,

Ingenieur in München.

Dem großen Pionier für wahres Menschentum, Herrn Maxim Gorkij

München, Dec. 1903

Diesel

München und Berlin.

Druck und Verlag von R. Oldenbourg.

1903.

Рис. 2. Обложка книги с автографом, подаренной А.М. Горькому Рудольфом Дизелем

левская премия). Намерения его были твердыми. Младший сын изобретателя Евгений слышал не раз предупреждение отца: *«Не рассчитывайте получить состояние после меня... . Если я буду им еще владеть в день моей смерти, я оставлю его на социальные нужды ...»*.

Экономическое освобождение человека по Дизелю заключалось в следующем. Сберегательные кассы и финансовые учреждения страны заменяются в один прекрасный день народными кассами, вкладчиками которых может стать каждый гражданин. Они создаются и пополняются небольшими, но регулярными взносами. Из накопленных средств составляется капитал, который члены касс пускают в оборот, учреждая по всей стране в соответствующих местах «ячейки» — пункты производства, обмена и потребления. Народные кассы и ячейки должны работать как кооперативы по принципу взаимного обмена.

«В то время как акционерные общества, — говорил Дизель, — выплачивая нормальную заработную плату, отдают остальную часть дохода акционерам, ячейки, наоборот, капиталу будут отдавать некоторое общепринятое вознаграждение, а остальную часть дохода распределять между своими членами, т. е. между трудящимися».

Это «естественное освобождение» человечества должно было совершиться на основе и в рамках существующего капиталистического строя. Путем постепенного усиления народных касс и увеличения количества новых ячеек все частные предприятия переходят в эти кооперативы. Все трудящиеся таким образом, становятся, участниками прибылей, а все капиталисты превращаются в рантье, держателей облигаций с определенным доходом до тех пор, пока непроизводственный капитал не будет весь заменен производственным, народным капиталом.

Брошюра Дизеля, типично буржуазно- реформистская, конечно, не привлекла к себе какого-либо внимания. Попытки друзей объяснить ему всю утопичность его проекта встречали с его стороны упрямые возражения. Дизель говорил: *«А все-таки я придаю своим социальным идеям большее значение, чем всей своей изобретательской деятельности»*.

Один из экземпляров этой книги был подарен автором русскому писателю Максиму Горькому с автографом. Надпись на книге гласит: *«Великому первопроходцу за неподдельную человечность господину Максиму Горькому. Мюнхен. Декабрь 1903. Дизель»*. Эта книга вошла в состав личной библиотеки писателя и в ней появилась печать в завитушках принадлежности книги библиотеке Максима Горького: «Отдел / М. Горького / А.М. Пешкова».

Позднее эта книга вместе с почти тысячью экземпляров различных книг, подаренных Максиму Горькому, была передана им в Нижегородскую городскую общественную библиотеку, которая была основана в Нижнем Новгороде в 1861 г.

Нужно отметить, что библиотеки и музеи того времени были своеобразными просветительными учреждениями, к которым Алексей Максимович испытывал особенное чувство, «род недуга». Отдав книгу в библиотеку, он брал ее уже как читатель, чтобы навести ту или иную справку. Поэтому на книгах сохранились его пометки. В 1924 г. книжный фонд городской

библиотеки был передан во вновь созданную губернскую библиотеку. К 80-летнему юбилею А.М. Горького ранее принадлежащие ему книги были собраны и описаны в специальном каталоге. И очень скоро самые ценные из них (книги с дарственными надписями и пометками Алексея Максимовича) были переданы Институту мировой литературы в Москве. А вот книга с автографом Дизеля каким-то образом осталась и сохранилась в Нижегородской библиотеке.

Летопись жизни и творчества М. Горького не зафиксировала факта личного знакомства этих двух людей. Но то что они знали о существовании друг друга, восхищались талантом и разделяли некоторые идеи — несомненно. Подтверждением тому служит автограф на книге с пометкой — 1903 год.

Рудольф Дизель к этому времени снискал мировое признание как изобретатель двигателя внутреннего сгорания, носящего его имя. В России Эммануил Нобель приобрел права на производство двигателей Дизеля на заводе «Людвиг Нобель» и передал чертежи двигателя на все ведущие машиностроительные заводы России: в Коломну, Харьков, Ригу, Николаев. Завод «Людвиг Нобель» выпустил первые двигатели, работающие на сырой нефти. В Европе и Америке были организованы заводы и общества по выпуску двигателей Дизеля. В Нижнем Новгороде на Сормовском заводе по заказу Эммануила Нобеля были построены суда «Вандал» и «Сармат», оснащенные двигателями Дизеля. Во Франции курсировала канальная барка «Пети Пьерри» с двигателем Дизеля, в Киеве построена и функционировала дизельная электростанция.

К Максиму Горькому, проживавшему в это время в Нижнем Новгороде, пришла европейская известность. Книги его печатались по всему миру: в Берлине, Мюнхене, Париже, Нью-Йорке. Герой Горького — сильный человек, человек героического подвига. Уже были написаны и стали общественными слова: «Человек — это звучит гордо». В театрах, в том числе берлинских, с успехом шли пьесы «Мещане» и «На дне». Большинство критиков находили их весьма талантливыми и высокохудожественными произведениями. При Кенигсбергском университете организовано Академическо-литературное общество, названное «Максим Горький». Чуть позднее имя «Максим Горький» получил пассажирский речной теплоход, оборудованный двигателями Дизеля.

У Горького и Дизеля было много общего: происхождение, талант, увлеченность идеями гуманизма, даже родились они оба в марте с разницею в десять лет и десять дней (18 марта 1858 г. и 28 марта 1868 г.). И обстоятельства смерти и того и другого до сих пор неизвестны и вызывают толки. Каждый из них по-своему вошел в историю, и каждому из них история воздала должное. А упомянутая книга стала не только напоминанием о великом изобретателе Рудольфе Дизеле, но и великом гуманисте Алексее Максимовиче Горьком, мечтавшими о справедливости, гуманизме и высоком положении человека в обществе.

Как отреагировал Максим Горький на этот подарок Рудольфа Дизеля доподлинно неизвестно, но имел место следующий факт. С 1933 г. по инициативе Горького в России начинает выходить серия биографий «Жизнь замечательных людей». И уже в 1935 г. в этой серии в числе одной из первых выходит книга Льва Гумилевского «Рудольф Дизель», которая представляла собой переработанный и дополненный автором вариант его же книги «Рудольф Дизель. Его жизнь и деятельность», изданной в 1934 г. Это был достойный ответ великого русского писателя Максима Горького великому немецкому изобретателю Рудольфу Дизелю как безусловное признание его заслуг перед Человечеством.

Литература

1. *Гумилевский Л.* Рудольф Дизель / Лев Гумилевский. — М., 1935. — 294 с.

2. *Ушакова Г.А.* История одной книги. [Электронный ресурс] http://vs600.nounb.sci-nnov.ru/kp/books/2.html

УДК 621.436

РАЗВИТИЕ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

ПО МАТЕРИАЛАМ КОНГРЕССА CIMAC 2013

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

Вопросы экологии и топливной экономичности продолжают оставаться в центре внимания проектантов и производителей двигателей. Об этом свидетельствуют материалы 27 Конгресса CIMAC, проходившего с 13 по 16 мая 2013 года в Шанхае.

Один из докладов посвящен предварительным итогам комплексного проекта HERCULES, выполняемого консорциумом двух крупнейших в Европе производителей дизелей — MAN и Wartsila, при финансовой поддержке Евросоюза.

Цель проекта — оценить все известные на сегодняшний день технологии снижения вредных выбросов дизелей и выяснить, до какого предела можно в принципе снизить выбросы за счет применения этих технологий. Рассматривается возможность создания двигателя с выбросами, близкими к нулевым при условии сохранения на существующем уровне топливной экономичности.

Одним из перспективных направлений развития двигателестроения считается создание двухтопливных двигателей (газодизелей). Авторы доклада, подготовленного австрийской фирмой AVL, отмечают, что газодизели, давно применяемые в стационарных установках, могли бы столь же успешно использоваться и на транспорте, в частности в качестве судовых и тепловозных двигателей. Пока примеры такого применения единичны ввиду отсутствия развитой инфраструктуры для снабжения и заправки газом. Кроме того, остаются проблемы сертификации со стороны классификационных обществ, связанные с безопасностью хранения и использования газа. Однако, по мнению авторов доклада, экономические и экологические преимущества двухтопливных двигателей становятся все более очевидными, поэтому их широкое применение на транспортных средствах — дело не столь отдаленного будущего.

ДЕСЯТЬ ЛЕТ СПУСТЯ: РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПОЛНЕНИЯ ПРОГРАММЫ HERCULES A–B–C ПО НИР В ОБЛАСТИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Nikolaos Kyrtatos. National Technical University of Athens. Греция
Lars Hellberg. Wartsila Corporation. Финляндия
Christian Poensgen. MAN Diesel and Turbo SE. Германия

В 2004 г. две ведущие двигателестроительные корпорации MAN и Wartsila, на долю которых совместно приходится 90 % мирового рынка судовых дизелей, приступили к реализации проекта HERCULES-A (Комплекс ОК и НИР по созданию судовых дизелей со сверхнизкими значениями вредных выбросов). Этот проект стал первым этапом исследовательской программы HERCULES применительно к двигателям большой размерности. Проект HERCULES-A привлек 42 организации, представлявших промышленность и университеты; бюджет проекта, составивший 33 млн евро, частично финансировался Евросоюзом. Тематика проекта была чрезвычайно разнообразна. Она охватывала самые различные технологии, направленные на повышение экономических и экологических показателей двигателей. Второй этап проекта HERCULES-B выполнялся в период с 2008 по 2011 г.; бюджет проекта составивший 26 млн евро, также частично финансировался Евросоюзом. Его задачи в основном совпадали с задачами предыдущего этапа, а именно — повышение экономических и экологических показателей двигателей.

Однако используя результаты проекта HERCULES-A и полученные в ходе его выполнения «ноу-хау», на данном этапе появилась возможность сузить область поисков, сосредоточившись на тех областях, где можно ожидать серьезных прорывов в части снижения удельного расхода топлива (наряду с выбросами CO_2), а также резкого уменьшения вредных выбросов и твердых частиц. Проект HERCULES-C (2012–2015), в котором участвуют 22 организации и бюджет которого составляет 17 млн евро, является третьим этапом программы. Его содержание — синтез целого ряда новых технологий, разработанных на этапах I и II и посвященных вопросам оптимизации рабочего процесса, системной интеграции, повышения надежности и ресурса двигателей. В настоящем докладе представлены общий обзор структуры проекта и основные достижения программы HERCULES за последние 10 лет.

Введение

Для судового дизеля важнейшими качествами всегда были и остаются надежность, топливная экономичность, а также (начиная с 2000 г.) — минимальные вредные выбросы. Ведущиеся в настоящее время исследования показывают, что проблема вредных выбросов будет решена в ближайшие годы путем сочетания методов очистки отработавших газов, совершенствования рабочего процесса и систем управления.

Основные направления исследований в области обеспечения надежной и экономичной работы двигателей в течение всего срока службы — это улучшение показателей рабочего процесса двигателей, оптимизация режимов их эксплуатации, диагностика и адаптивное управление.

Программа HERCULES отражает совместное видение перечисленных проблем двумя крупней-

шими в Европе производителями дизелей — MAN и WARTSILA. В 2002 г. состоялось первое обсуждение данных проблем на высшем уровне между представителями MAN и WARTSILA, начатое для выработки общей программы развития двигателей большой размерности. В 2003 г. такая программа, рассчитанная на срок порядка 10 лет, с бюджетом 80 млн евро, была запущена. Она ставила перед собой следующие задачи:

➢ повышение КПД двигателей в целях уменьшения расхода топлива и выбросов CO_2;

➢ снижение вредных выбросов газов и частиц;

➢ повышение надежности двигателей.

Весь проект был разбит на 3 этапа. Содержание этих этапов может быть кратко сформулировано следующим образом:

➢ проект HERCULES-A (H-A): ряд новых технологий, направленных, главным образом, на снижение выбросов

➢ проект HERCULES-B (H-B): отбор наиболее перспективных технологий по результатами первого этапа с одновременным учетом необходимости повышения КПД и соответственного снижения выбросов CO_2;

➢ проект HERCULES-C (H-C): интеграция части выбранных успешных технологий, направленная на оптимизацию показателей выбросов, КПД, эксплуатационной надежности и долговечности судовых дизелей.

Общий план-график поэтапного выполнения программы HERCULES показан на рис. 1.

HERCULES-A И HERCULES-B

Этап I программы HERCULES был реализован в качестве объединенного проекта FP6 «I.P. HERCULES», совместно финансируемого Евросоюзом и правительством Швейцарии. В консорциум I.P. HERCULES (A) вошли 42 организации с общим бюджетом 33 млн евро.

Тематика проекта была разнообразной, включая в себя различные дисциплины, сгруппированные

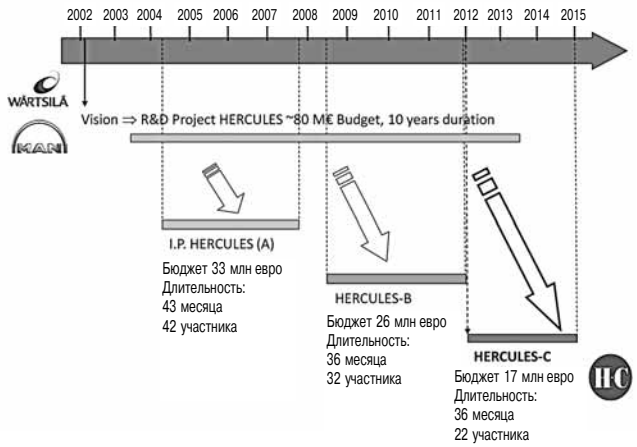


Рис. 1. План-график работ по программе HERCULES

в рабочие пакеты (группы работ). Был спроектирован и изготовлен по последнему слову техники ряд специальных компонентов испытательных стендов и измерительной аппаратуры [1, 2]. В табл. 1 показаны конечные цели проекта HERCULES-A и частные задачи, которые должны были быть решены к моменту окончания проекта (2007 г.) в рамках соответствующих рабочих пакетов.

Таблица 1

Важнейшие целевые показатели и достигнутые результаты

Целевой показатель проекта I.P. HERCULES (A)	Значение	Достигнуто (на 2007 г.)
Удельный расход топлива	−1 %	−1,4 %
Выбросы NO_x	−20 % (относительно IMO Tier 1)	−50 %
Другие вредные выбросы	−5 %	−20 %, HC −40 %, PM −90%, SO_x

HERCULES-B является вторым этапом проекта HERCULES. Проект HERCULES-B был рассчитан на 3 года, начиная с 2008 г.; в нем приняли участие 32 партнера, а его бюджет составил 26 млн евро. Данный проект унаследовал от предыдущего этапа — проекта HERCULES-A — цели и задачи, касающиеся повышения экономических и экологических показателей двигателей.

Вместе с тем, используя результаты проекта HERCULES-A и наработки, полученные в ходе его выполнения, на данном этапе оказалось возможным ограничить область поисков, сосредоточившись на тех областях, где можно было рассчитывать на серьезные прорывы в части снижения удельного расхода топлива (и, соответственно, выбросов CO_2), а также достижения сверхнизких значений вредных выбросов газов и твердых частиц [2, 4].

Важнейшие целевые показатели и достигнутые результаты по проекту HERCULES-B приведены в табл. 2.

HERCULES-C

HERCULES-C — это третий этап программы, в ходе которого осуществляется эффективная интеграция различных технологий, разработанных на этапах I и II. Главная цель проекта HERCULES-C заключается в дальнейшем значительном снижении расходов топлива с одновременной оптимизацией процессов выработки энергии и энергопотребления. Это должно быть достигнуто за счет совершенствования рабочего процесса и технологии впрыска топлива, совершенствования управления выработкой и

Таблица 2

Важнейшие целевые показатели и достигнутые результаты по проекту HERCULES-B

Рабочий пакет	Целевые показатели (по проекту H-B)	Достигнуто (на 2011 г.)
Двигатели с предельными параметрами	▪ Двигатель 2-S, p_{max}: 220 бар. Средняя скорость поршня: 10 м/с ▪ Двигатель 4-S, p_{max}: 300 бар. Средняя скорость поршня: 12 м/с	200 бар, 9 м/с при испытаниях
		Достигнуто (300 бар)
Сгорание	▪ Прозрачная крышка цилиндра для оптического контроля процесса 2-тактный дизель с диаметром цилиндра 500 мм 4-тактный дизель с диаметром цилиндра 320 мм Параметры горения: 200 бар, 2000 ˚C	Компоненты изготовлены
	▪ Измерено полномасштабное пространственное распределение параметров впрыска и сгорания; выполнена экспериментальная проверка результатов моделирования методами вычислительной гидродинамики	Достигнуто
Турбонаддув	Многоступенчатый наддув опытного двигателя, давление наддува 8 бар	Достигнуто
Методы снижения вредных выбросов	▪ EGR (Газоочистка) для снижения при испытаниях выбросов NO_x>50 % относительно ИМО Tier 1	Достигнуто
	▪ Применение SCR на двигателях при работе на высокосернистых топливах	Достигнуто
Оптимизация силовой установки в целом	Утилизационный котел высокого давления в целях достижения при испытаниях общего КПД установки 60 %	В процессе испытаний
Новые материалы. Трение и износ	Снижение трения в поршневых кольцах и в крейцкопфе на 25 %	Достигнуто
Электроника и системы управления	Установка на опытном двигателе отказоустойчивой интеллектуальной системы управления с самообучением	В процессе испытаний

распределением энергии в масштабах судна, а также за счет оптимизации функций двигателя, определяющих качество грузоперевозок.

Следующая конкретная цель HERCULES-C состоит в снижении вредных выбросов до практически нулевого уровня путем комбинации различных технологий, разработанных совместными усилиями на предыдущих этапах.

Для достижения этой цели планируется применение технологии производства экологически чистой продукции, и это пересекается с третьей целью проекта — поддержанием исходных показателей качества двигателей на протяжении всего срока службы. Поставлена задача разработки и использования современных материалов и антифрикционных технологий в целях повышения показателей надежности и безопасности, а также создания датчиков и контрольно-измерительных систем для улучшения управляемости и эксплуатационной готовности судовых силовых установок.

Проект HERCULES-C состоит из 5 тематических рабочих пакетов (WPG). На рис. 2 показано распределение тематики НИР по рабочим группам.

В табл. 3 показаны цели программы HERCULES-C и их корреляция с тематическими группами.

Ожидаемые результаты:

➢ Повышение степени адаптивности многотопливных двигателей для улучшения рабочих параметров при работе на всех видах топлива во всем поле рабочих режимов.

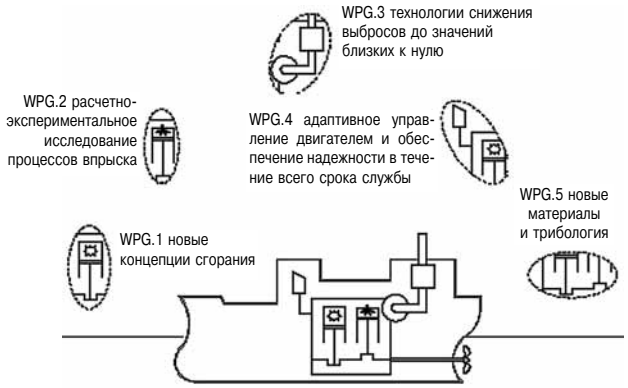


Рис. 2. Схема организации групп (рабочих пакетов) проекта HERCULES-C

➢ Исследование концепции перспективного газового двигателя, имеющей целью достижение предельно возможных показателей по расходу топлива и вредным выбросам.

➢ Создание гибких систем подачи топлива и воздуха для улучшения процесса сгорания при низких температурах, характерных для работы двигателя по циклу Миллера, в том числе на долевых нагрузках.

➢ Разработка перспективных концепций и схем организации горения топливовоздушной смеси.

➢ Для двухтактных двигателей: разработка методов автоматизированного проектирования судовых двигателей следующего поколения, основанных на самых современных методах оптимизации с помощью математических моделей, в на-

Таблица 3

Цели программы HERCULES-C

№ п/п	Цель	Значение	Срок	Пути достижения
1	Значительное снижение расхода топлива (и выбросов CO_2)	Улучшение расхода топлива на 5 % по сравнению с лучшими современными образцами: например, 2-тактный 9-цилиндровый двигатель MAN B&W, S80 ME-C9, с электронной системой управления, сверхдлинноходовой, диаметр цилиндра 800 мм, расход топлива 168 г/кВт·ч, MEP 20 бар; 4-тактный 12-цилиндровый двигатель WARTSILA, 12V46, диаметр цилиндра 460 мм, расход топлива 173 г/кВт·ч, MEP 24 бар	2020	▪ Оптимизация производства энергии рабочий процесс (WPG1) процесс впрыска (WPG2) интеллектуальный двигатель (WPG4) ▪ Оптимизация энергопотребления управление энергоустановкой на новом уровне (WPG4)
	Снижение CO_2	На 3 % в рамках проекта H-C	(2015)	
2	Снижение выбросов NO_x практически до нулевого уровня	Снижение NO_x на 95 % относительно ИМО Tier 1 [Норматив ИМО Tier 1 = (17–9,7) г/кВт·ч в зависимости от номинальной скорости двигателя]	2020	▪ Совершенствование: рабочего процесса (WPG1) ▪ Объединение оптимальных технологий созданных в рамках проектов HERCULES (A) и HERCULES-B в части: наддува (WPG3) очистки газов (WPG3) материалов и смазки (WPG5)
		Снижение NO_x на 80 % в рамках проекта H-C	(2015)	
3	Сохранение исходных параметров в течение всего срока службы установки	Отклонение всех показателей качества от уровня «нового двигателя» в пределах 5 %	Весь срок службы (20 лет)	▪ Совершенствование: датчиков, системы контроля (WPG4) адаптивного управления пар трения (WPG5) материалов (WPG5)

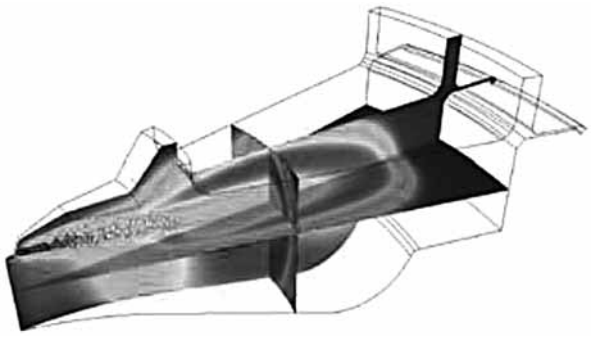


Рис. 3. Результат моделирования процесса сгорания в четырехтактном дизеле (MAN)

стоящее время используемых для расчетов рабочих процессов.

➢ Для четырехтактных двигателей: разработка инновационных методов организации рабочего процесса в целях ограничения вредных выбросов на уровне ИМО Tier 3, адаптация существующих в автомобилестроении технологий очистки ОГ (таких как SCR или фильтры частиц), с использованием методов планирования экспериментов.

➢ Оптимизация компонентов двигателя (например, элементов системы газообмена, форсунок, формы камеры сгорания в поршне, и т. п.) и рабочего процесса с использованием цифровых моделей.

➢ Верификация цифровых моделей методами оптического исследования. Усовершенствованные методы сравнения результатов трехмерного моделирования и двумерного оптического контроля процессов образования и горения факела распыла.

На рис. 3 в качестве примера показан один из первых результатов моделирования рабочего процесса в четырехтактном двигателе.

Общий обзор целевых задач для рабочих групп

Ниже приводится краткое содержание и ожидаемые результаты по каждой из рабочих групп.

WPG1: новые концепции рабочего процесса

Новаторские конструктивные решения и принципы организации процесса сгорания, направленные на то, чтобы выйти (как минимум) на уровень будущих нормативов, лимитирующих вредные выбросы двухтактных и четырехтактных судовых дизелей. Сюда, в частности, относятся методы переключения между видами топлива, «холодное» сгорание частично готовой рабочей смеси, процесс Миллера в чистом виде, сверхвысокая степень сжатия, рециркуляция отработавших газов (EGR) и адаптивный рабочий процесс.

WPG2: Теоретическое и экспериментальное исследование процесса впрыска

Разработка и применение методов моделирования и экспериментального исследования процесса впрыска топлива в судовых дизелях большой размерности. Лазерно-оптические методы исследования поля скоростей потока топлива внутри форсунки и в камере сгорания (в непосредственной близости от форсунки). Визуализация факела распыла при реальных рабочих условиях. Валидация (адекватность) соответствующих гидродинамических моделей.

Ожидаемые результаты:

➢ Дальнейшая валидация моделей, созданных для оценки влияния внутренней геометрии и параметров форсунки на образование и распространение топливного факела, а также на процессы сгорания и образования вредных выбросов.

➢ Систематическое исследование по результатам эксперимента характеристик распыла топлива и подробный анализ взаимодействия гидродинамических эффектов внутри форсунки, влияющих на качество распыла топлива и формирование топливовоздушной смеси.

➢ Ценная экспериментальная информация о кавитации в условиях, типичных для главных судовых дизелей большой размерности. Использование методов лазерной диагностики, таких как PDA и LIF. Использование прозрачных сопел различных форм и размеров.

➢ Гидродинамическая модель, с помощью которой можно прогнозировать кавитацию в распылителях и других элементах топливной и гидравлических систем. Использование передовых методов, таких как моделирование с помощью метода Эйлера для многофазных жидкостей в целях создания моделей взаимодействия потока внутри форсунки с факелом распыла.

➢ Использование передовых методов лазерной диагностики, таких как формирование изображений с помощью «баллистических» источников света, которые позволяют увидеть внутреннюю структуру струи топлива, истекающей из сопла форсунки судового двигателя (воспроизведенного в соответствующем масштабе).

На рис. 4 показаны сравнительные результаты визуального наблюдения и моделирования топливного факела.

WPG3: Методы достижения показателей вредных выбросов, близких к нулю

Интеграция передовых технологий контроля выбросов, турбонаддува и систем очистки ОГ, включая DPF (фильтры частиц), SCR (селективное каталитическое восстановление), очистку в скруббере, применение WIF (водотопливных эмульсий) и EGR (рециркуляция отработавших газов). Применение последовательных и комбинированных систем автонастройки.

Ожидаемые результаты:

➢ Дальнейшее снижение вредных выбросов за счет совместного использования двухступенчатой системы наддува и новейших систем подачи топлива и воздуха с гибкой настройкой.

➢ Исследование пределов возможного снижения вредных выбросов за счет совместного применения всех перечисленных выше технологий.

➢ Применимость фильтров DPF автомобильного типа в среднеоборотных дизелях большой размерности. Минимизация энергопотребления в процессе регенерации и использование новейших методов непрерывной регенерации.

➢ Дальнейшее совершенствование методов снижения выбросов частиц.

➢ Целесообразность совместного применения водотопливных эмульсий и EGR для снижения выбросов NO_x.

➢ Уменьшение размеров и оптимизация облопачивания рабочих колес в новых турбокомпрессорах в целях повышения их приемистости и соответствующего расширения рабочих областей компрессоров.

➢ Расчетно-экспериментальное исследование помпажа компрессора, позволяющее добиться



Рис. 4. Сравнение результатов наблюдения (слева) и моделирования (справа) факела распыла (Wartsila)

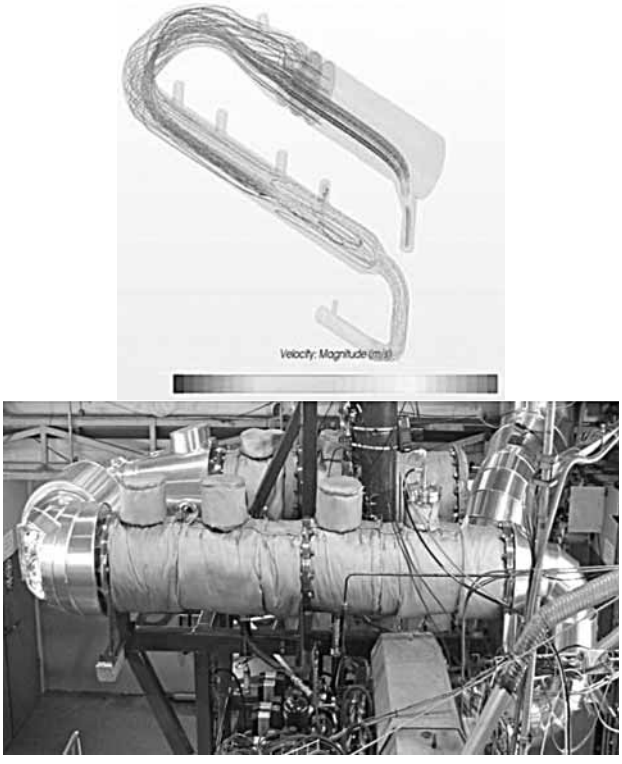


Рис. 5. Результат гидродинамического расчета системы SCR и общий вид ее опытного образца

более эффективного контроля помпажа для повышения приемистости и управляемости системы наддува.

На рис. 5 показаны визуальный результат гидродинамического расчета системы SCR и общий вид ее опытного образца.

WPG4: Адаптивное управление и обеспечение надежности двигателя в течение срока его службы

Разработка методов оптимизации судовых пропульсивных систем в процессе работы. Средства диагностики на основе математических моделей. Управление тепловым и двигательным режимами гибридных пропульсивных систем. Адаптивное управление, включающее алгоритмы управления отдельными цилиндрами многотопливных двигателей. Управление ресурсами судовых пропульсивных систем.

Ожидаемые результаты:

➢ Переход от управления отдельными подсистемами со статически регулируемыми параметрами к оптимальному управлению системой в целом, с автоматической адаптацией параметров контроллеров.

➢ Новые методы диагностики подсистем двигателя.

➢ Исследование методов технической диагностики, позволяющих планировать применение комплексных систем мониторинга технического состояния.

➢ Разработка, изготовление и испытания (со снятием характеристик) встроенного датчика износа.

➢ Разработка элементов самодиагностики, включая испытания соответствующих моделей и алгоритмов.

➢ Алгоритмы прогнозирования параметров состояния двигателя, включая функцию диагностики отказов.

WPG5: Новые материалы и трибология

Снижение потерь смазочного масла и соответствующих выбросов. Снижение потерь на трение в подшипниках, поршневых кольцах и парах поршень–втулка цилиндра за счет применения новых материалов. Оптимизация параметров главных подшипников. Снижение потерь тепла через днище поршня. Концепция рециркуляции смазочного масла с мониторингом состояния.

Ожидаемые результаты:

➢ Расчеты и компьютерное моделирование механизмов транспортировки смазочного масла с учетом результатов динамического моделирования поведения поршневых колец, а также геометрических параметров новой системы смазки.

➢ Определение характеристик системы смазки и их влияния на состав и количество вредных выбросов с помощью новых методов измерения для проверки эффективности новой концепции смазки.

➢ Совместная работа комплекта поршневых колец и системы смазки двухтактного двигателя как единого комплекса — предпосылка для выработки концепции оптимальной системы смазки с улучшенными характеристиками в целях снижения выбросов частиц.

➢ Изменение конструкции опоры главных подшипников с использованием новейшей технологии оптимизации.

➢ Создание модели распределения температур в масляном слое как основы для последующего проектирования главных подшипников с учетом оптимизации параметров охлаждения и других рабочих параметров. Создание стенда для испытаний подшипников, предназначенного для анализа факторов, влияющих на концентрацию усталостных напряжений в главных подшипниках.

➢ Применение в четырехтактных двигателях большой размерности методов снижения трения и износа, принятых в автомобильной промышленности.

➢ Выработка по результатам испытаний новых требований к материалам основы подшипников, а также к материалам и качеству поверхности покрытия. Разработка новой антифрикционной конструкции юбки поршня.

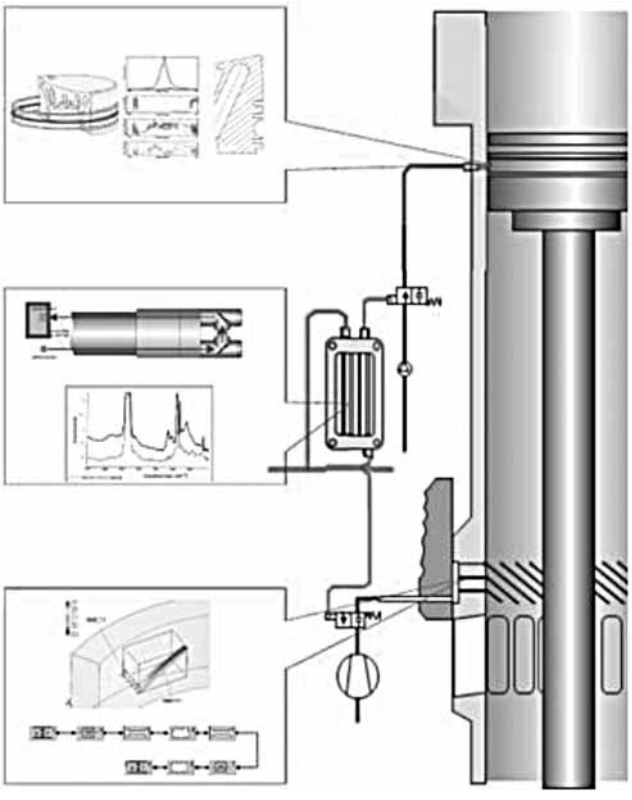


Рис. 8. Смазка поршневых колец и цилиндровой втулки

➢ Изготовление основы днища поршня из жаропрочного материала, способного выдерживать воздействие высоких температур, либо применение промышленных технологий нанесения изолирующих покрытий для защиты днища поршня, выполненного из существующего материала.

На рис. 6 показаны методы (подпроекты), смазки поршневых колец и поверхности цилиндровой втулки.

Выводы

Проект HERCULES-C вступает в завершающую фазу. За это время достигнуты впечатляющие успехи в реализации программы.

Цель программы HERCULES в самом общем виде можно определить так: надежное и безопасное производство энергии, вырабатываемой судовыми силовыми установками. С самого начала работ над проектом HERCULES в 2002 г. акцент делался на повышение КПД, снижение вредных выбросов и повышение надежности судовых двигателей.

В ходе реализации проекта HERCULES-A (2004–2007) был заложен фундамент будущих исследований. При этом главная цель состояла в сравнительном изучении целого ряда способов снижения вредных выбросов с точки зрения их потенциальной эффективности, и в данном отношении были достигнуты значительные успехи. В рамках проекта HERCULES-B (2008–2011) были продолжены поиски путей снижения выбросов, включая все наиболее современные технологии, однако первоочередное внимание было уделено повышению КПД, результатом чего стало снижение расхода топлива и выбросов CO_2. Проект HERCULES-C (2012–2015) посвящен эффективной интеграции технологий, разработанных на этапах I и II и направленных на дальнейшее значительное сокращение расхода топлива, достижение близкого к нулю уровня вредных выбросов и сохранение основных рабочих параметров двигателей на протяжении всего срока их службы. При этом ставится задача обеспечить экономичную и эффективную эксплуатацию судовых двигателей в течение всего жизненного цикла, с учетом рационального использования природных ресурсов и уважении к окружающей среде.

Главное отличие программы HERCULES состоит в том, что она не имеет прецедентов. Еще не было случая, когда для осуществления долгосрочной программы была бы собрана столь же мощная группа, объединяющая ведущих мировых производителей судовых двигателей и исследовательские коллективы со своими экспериментальными ресурсами, имеющими общее видение основных направлений создания надежных и эффективных судовых двигателей со сверхнизкими вредными выбросами.

Литература

1. *Kyrtatos N., Kleimola M., and Marquard R.* «The HERCULES Project: A major R&D effort for marine engines of high efficiency and low emissions», 25th CIMAC Congress, Vienna, 2007.
2. http://www.ip-hercules.com
3. *Kyrtatos N., Hellberg L., and Poensgen C.* «HERCULES-B: The continuation of a major R&D effort towards the next - generation marine diesel engines», 26th CIMAC Congress, Bergen, 2010.
4. http://www.hercules-b.com
5. http://www.hercules-c.com

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДВУХТОПЛИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ТЕКУЩИХ И ПЕРСПЕКТИВНЫХ ПРИМЕНЕНИЙ

Hinrich Mohr, AVL List GmbH, Австрия
Torsten Baufeld, AVL List GmbH, Австрия

Мы являемся свидетелями настоящего возрождения двухтопливных двигателей (газодизелей), на этот раз — в секторе большой размерности. В течение долгого времени сфера применения данной технологии ограничивалась стационарными генераторами, но и там ее доля в последнее десятилетие стремительно сокращалась вследствие серьезных успехов, достигнутых в области газовых двигателей с искровым зажиганием; это касается как улучшения показателей качества, так и расширения мощностного диапазона, который теперь охватывает крупные среднеоборотные двигатели. С другой стороны, интерес к двухтопливным двигателям большой размерности, помимо владельцев традиционных стационарных установок, начали проявлять операторы некоторых транспортных средств. Речь идет, главным образом, о главных двигателях таких судов, как газовозы и круизные лайнеры, а также о вспомогательных двигателях, например, контейнеровозов. Сюда же можно добавить и тепловозные двигатели для магистральных локомотивов. Главная причина возросшего интереса к двухтопливным двигателям (ДД) заключается в топливе, более дешевом по сравнению с тяжелым топливом (HFO) и дизельным топливом (ДТ), а также в возможности снизить выбросы NO_x в ожидании вступления в силу новых экологических нормативов. Природный газ — это высококалорийное малосернистое топливо, которое в скором времени может стать одним из основных видов топлива для транспортных установок. Наличие в ДД вторичного (жидкого) топлива нередко создает проблемы в стационарных установках, однако для многих транспортных средств это является скорее преимуществом, повышая эксплуатационную надежность системы. Применение ДД на судах облегчает выполнение требований ИМО по ограничению вредных выбросов как в зонах контролируемых выбросов (ECA), так и за их пределами, путем простого переключения между жидким топливом и газом. С другой стороны, эксплуатация

ДД в судовых условиях связана с дополнительными проблемами, которые требуют решения, в том числе такими как работа при переменной скорости, быстрые наброс нагрузки, нестабильность состава газа, а также обеспечение надежной работы в тяжелых условиях. Наличие двух принципиально различных режимов работы (на газе и на жидком топливе) порождает необходимость компромиссных конструктивных решений (например, при выборе степени сжатия, формы камеры сгорания, углов открытия и закрытия клапанов и т. д.). Это может приводить к снижению КПД и удельной мощности. Упомянутым аспектам создания ДД было посвящено экспериментальное исследование, проведенное фирмой AVL на опытном одноцилиндровом отсеке среднеоборотного двигателя. В ходе этой работы варьировался целый ряд различных характеристик и исследовались границы рабочих параметров двигателя. Основываясь на полученных результатах, проведена оценка состояния технологий двухтопливных двигателей на сегодняшний день. Сформулированы задачи для дальнейшей работы фирмы AVL над данной технологией и определены промежуточные этапы.

Введение

Вот уже несколько лет как газовые двигатели большой размерности стали устанавливаться на транспортных средствах, перестав быть атрибутом исключительно стационарных установок. На сегодняшний день это относится, главным образом, к судовым энергетическим установкам. Однако в последнее время все больший интерес к таким двигателям начинают проявлять еще и операторы железнодорожного транспорта.

Можно ожидать, что в дальнейшем двигатели данного типа малой и средней размерности заинтересуют также операторов речного флота и внедорожной техники. Во всяком случае, внимание к двухтопливным двигателям не ослабевает, благодаря их уникальной способности работать на двух видах топлива — жидком и газообразном. Для оператора это означает возможность выбирать тот или иной вид топлива в зависимости от его доступности и цены. К тому же переход на дизельное топливо всегда остается запасным вариантом в случае возникновения каких-либо проблем при работе на газе.

Фирма AVL работает над проблемами ДД в течение нескольких лет. Помимо работ, выполняемых по заказам промышленности, фирма ведет собственные исследования в области рабочих процессов ДД и оценки перспектив их применения.

Далее рассматриваются причины столь значительного интереса к ДД, а также проблемы, связанные с их созданием. Приводятся примеры практического применения этих двигателей и оцениваются перспективы их дальнейшего развития.

Доклад посвящен четырехтактным средне- и высокооборотным ДД.

Почему это важно

Большой интерес, проявляемый к ДД в настоящее время, обусловлен, главным образом, следующими причинами:

➢ В течение нескольких лет цены на все виды жидкого топлива быстро и неуклонно повышались, тогда как рост цен на газ был сравнительно невелик. Благодаря открытию новых газовых месторождений природный газ сегодня значительно дешевле, чем тяжелое топливо (HFO), особенно в западном полушарии (рис. 1, 2).

➢ Новые нормативы ИМО предписывают, начиная с 2015 г., использовать внутри зон контролируемых выбросов (ECA) топлива с массовым содержанием серы не более 0,1 %. Как правило, содержание серы в природном газе близко к нулю, что позволяет выполнить указанное требование ИМО.

➢ Этот аспект представляет также интерес в свете директивы ЕС, касающейся портовых зон, и аналогичного документа EPA, формулирующего требования к экологии портовых зон и внутренних водных путей США. Оба указанных документа,

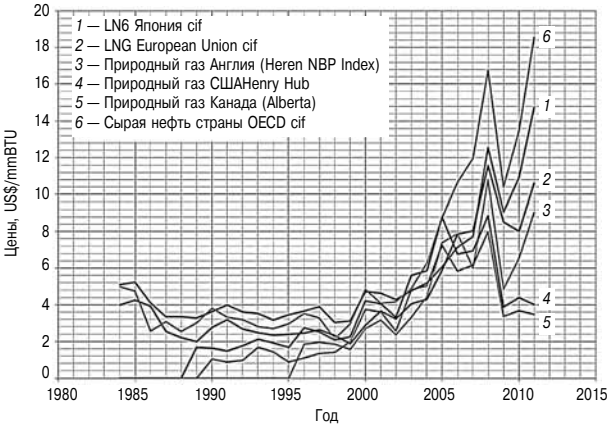


Рис. 1. Динамика изменения цен на газ и нефть [1]



Рис. 2. Порядок мировых цен на LNG по состоянию на январь 2013 г. [2]

уже вступившие в силу, требуют, чтобы массовое содержание серы не превышало 0,1 %. В этой связи судовладельцев могут заинтересовать вспомогательные ДД для установки на крупных морских судах, например, контейнеровозах.

➢ Кроме того, у газовых двигателей выбросы NO_x значительно меньше, чем у дизелей. Это означает, что ДД при работе на газе мог бы обеспечить выполнение требований ИМО Tier 3 для ECA, вступающих в силу с 2016 г.*

➢ ДД уже работают на газовозах, эффективно используя испарение природного газа из грузовых танков. Учитывая ожидаемый рост потребности в танкерных перевозках сжиженного природного газа (LNG), эта сфера применения ДД также будет расширяться.

➢ Экономия может быть получена не только за счет более низкой стоимости топлива, но и за счет снижения эксплуатационных расходов, поскольку сгорающий газ, в отличие от HFO, обычно не оставляет после себя твердых отложений. Это позволит увеличить срок службы некоторых компонентов камер сгорания.

Итак, основными причинами использования ДД на флоте являются уменьшение выбросов и возможное снижение расходов. Что же касается тепловозов, то здесь соображения экономии выходят на первое место, поскольку разница в ценах жидкого (дизельного) топлива и природного газа даже больше, чем на судах, где в качестве жидкого топлива используется HFO. Поэтому железнодорожники весьма заинтересованы в замене дизельного топлива природным газом.

Проблемы

Существует ряд проблем, которые необходимо будет решить, чтобы добиться внедрения двухтопливных двигателей на транспорте.

Хотя, как уже говорилось выше, природный газ по сравнению со сжиженным газом во многих случаях обладает рядом преимуществ, соответствующая инфраструктура в настоящее время развита достаточно слабо. Чтобы в достаточной мере расширить использование сжиженного газа, потребуется сооружение ряда терминалов в различных районах мира, вблизи основных морских путей и ECA. Кроме того, понадобится целый флот малотоннажных танкеров и барж для снабжения и заправки судов. Сети газоснабжения сухопутного транспорта от крупных терминалов LNG могут создаваться по инициативе операторов речного транспорта, железных и шоссейных дорог. Можно ожидать, что, когда использование ДД на транспорте приобретет достаточно широкие масштабы, этот вопрос решится достаточно быстро.

* Планируемая дата введения в силу IMO Tier 3 перенесена на 01.01.2021.

Следующая проблема — организация газохранилищ для транспортных ДД. Ожидается, что в абсолютном большинстве случаев предпочтение будет отдаваться именно LNG, поскольку хранение сжатого природного газа (CNG) сопряжено со значительными сложностями, учитывая необходимые объемы, а также требования безопасности, предъявляемые морскими классификационными обществами. В том, что касается хранения, следует учитывать также некоторые особенности LNG, отличающие его от стандартных видов жидкого топлива, таких как MDO или HFO.

➢ LNG требует хранения при температуре −163 °C. Для этого необходимо будет обеспечить соответствующую теплоизоляцию и охлаждение топливных баков.

➢ Низшая теплотворная способность (LHV) и удельный вес LNG составляют порядка 60 % от соответствующих параметров дизельного топлива.

➢ Это обстоятельство, а также наличие теплоизоляции и холодильного оборудования приводят к тому, что для хранения LNG требуется в 3−4 раза больше места, чем для хранения MDO или HFO.

➢ LNG перед поступлением в двигатель требует подогрева для обеспечения температурного уровня, необходимого для работы двигателя.

➢ При наличии длительных перерывов в работе двигателя необходимо учитывать испарение сжиженного газа, особенно в танках большого объема, типичных для судовых установок.

➢ Работа газового двигателя в составе транспортного средства во многих отношениях отличается от его работы в составе стационарного мотор-генератора. Во всех случаях придется учитывать возможность работы в полностью автономном режиме, чаще — при постоянной скорости, но иногда и при переменной скорости. Вопросом первостепенной важности во всех случаях остается обеспечение хорошей динамики (приемистости) двигателя.

При изменении уровня газа в танке состав его может меняться, что наиболее заметно проявляется в танках большого размера. Чем меньше газа в танке, тем большей оказывается относительная доля высших углеводородов (этана и пропана) в составе газа. При этом возрастает склонность топлива к детонации.

Двигатель должен устойчиво и надежно работать на газе при любых обстоятельствах. Для этого система управления двигателем (ECS) должна всегда поддерживать рабочий режим на достаточном удалении от границ зон детонации и пропуска вспышек. Опыт показывает, что повышение среднего эффективного давления (BMEP) ведет к сужению зоны допустимых рабочих ре-

жимов. В случае возникновения достаточно серьезных сбоев при работе на газе всегда остается возможность переключиться на жидкое топливо в качестве запасного варианта. Для морских судов такая возможность является обязательной согласно требованиям классификационных обществ.

Оптимальная степень сжатия для дизелей находится в диапазоне от 15 до 17. Для газовых двигателей она не превышает 12–13 ввиду опасности детонации, характерной для цикла Отто. Поэтому для ДД должна быть обеспечена возможность подстройки степени сжатия к условиям работы на газе. Форма камеры сгорания определяется спецификой процессов впрыска и сгорания в дизеле. Отсюда следует необходимость поиска компромисса между обоими топливными режимами, хотя КПД при этом будет, естественно, хуже, чем у чисто дизельного или чисто газового двигателя.

Видимо, подобным компромиссом и объясняются относительно низкие значения BMEP в современных ДД. Большинство современных ДД имеет BMEP не более 20 бар, хотя в дизелях он обычно составляет от 26 до 28 бар, а в чисто газовых двигателях — от 22 до 24 бар.

Природный газ часто характеризуют как чистое топливо. Выбросы CO_2 и NO_x у газовых двигателей значительно ниже, чем у двигателей, работающих на дизельном топливе или мазуте (рис. 3). Поскольку газ, как правило, не содержит серы, ОГ газового двигателя практически свободны также и от SO_x. Кроме того, сгорание газа почти не оставляет после себя твердых частиц.

С другой стороны, для газового двигателя характерны выбросы несгоревших углеводородов, состоящих, в основном, из метана (CH_4). Причины их возникновения:

➢ прорыв части топливного газа с линии всасывания на выход в период перекрытия клапанов;

➢ наличие мертвых объемов (например, выемки в днище поршня);

➢ эффект гашения факела вблизи стенок камеры сгорания.

Метан обладает парниковым эффектом в двадцать раз более сильным, чем CO_2, поэтому такие выбросы должны быть сведены к абсолютному минимуму. Иначе газовые двигатели по создаваемому ими парниковому эффекту могут превзойти дизельные.

Снижение выбросов метана достигается следующими мерами:

➢ оптимизация подачи газа и углов открытия (закрытия) клапанов;

➢ уменьшение мертвых объемов;

➢ увеличение турбулентности и температур вблизи стенок камеры сгорания.

Все эти рекомендации могут показаться достаточно очевидными, однако, чтобы найти практичные и надежные решения, нужно провести огромный объем работы по проектированию, моделированию и испытаниям.

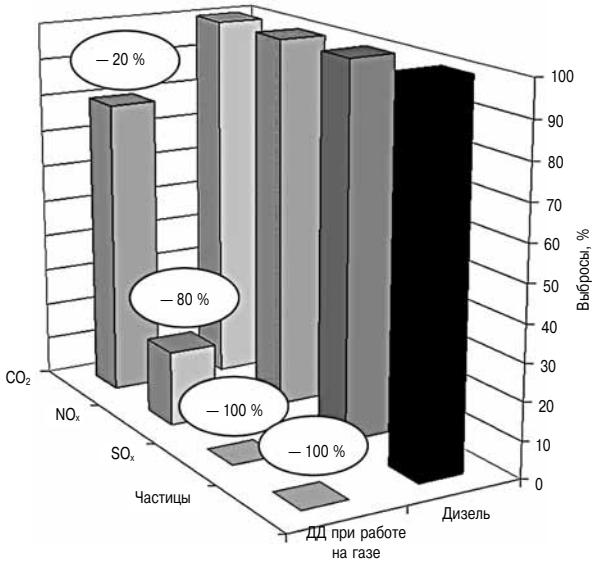


Рис. 3. Сравнение выбросов при работе ДД на дизельном топливе и на газе

На рис. 4 и 5 показано несколько взятых для примеров результатов 3D-моделирования аэродинамических процессов, проведенного AVL для оптимизации параметров подачи газа и углов газораспределения.

Нетрудно видеть, что в исходном варианте характер распределения топлива на середине хода поршня является неудовлетворительным, результат чего — высокая вероятность детонации, значительные выбросы NO_x и несгоревших HC. Изменение варианта подачи газа привело к явному улучшению распределения топлива.

На рис. 5 видно, насколько сильно изменение углов подачи газа повлияло на величину выброса несгоревшего газа на выпуске.

Для зажигания в ДД используется впрыск в камеру сгорания небольшого количества дизельного топлива (так называемого пилотного топлива). Пилотное топливо самовоспламеняется из-за высокой температуры сжатия и зажигает газовоздушную смесь, сгорание которой происходит по циклу Отто. Для того чтобы выполнялись требования нормативов по выбросам NO_x (например, TA Luft, IMO Tier 3, US EPA Tier 4), необходимо, чтобы при полной нагрузке энергия пилотного топлива составляла порядка 1 % от всей энергии топлива, подаваемого в двигатель. Для обеспечения стабильной и надежной подачи столь малого количества топлива нужно, помимо основной системы подачи дизельного топлива, иметь отдельное устройство топливоподачи. Задача оптимального встраивания дополнительной форсунки в головку цилиндра

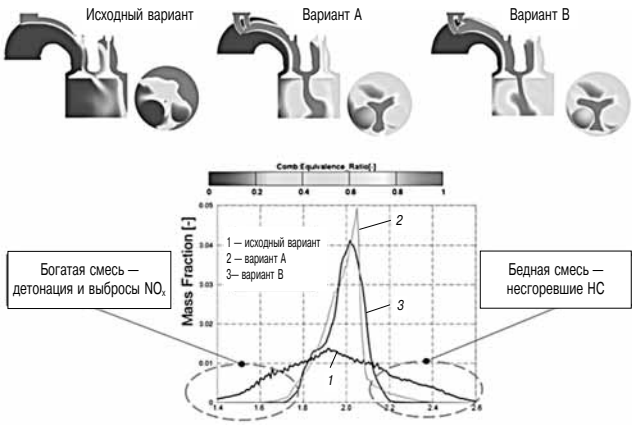


Рис. 4. Распределение коэффициента избытка воздуха при различных вариантах подачи газа

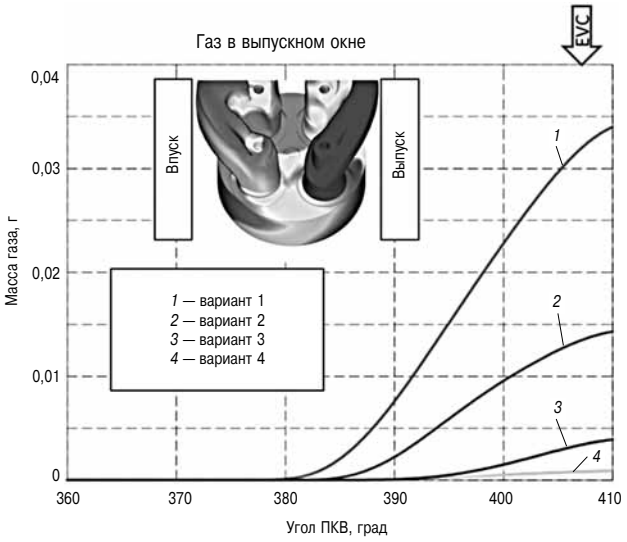


Рис. 5. Влияние углов подачи газа на выбросы газа в линию выпуска

является сама по себе достаточно сложной. Такое решение не только связано со значительным объемом конструкторских и расчетных работ, но и влечет за собой дополнительные затраты.

Для тех областей применения, где нормативы выбросов NO_x не столь жесткие, представляет интерес возможность замены максимально возможного количества жидкого топлива сжатым или сжиженным природным газом. В подобных случаях целесообразно сохранить стандартную систему впрыска дизельного топлива, а количество впрыскиваемого дизельного топлива варьировать в зависимости от требуемой пропорции замещения газа. Однако опыт эксплуатации ДД с обычной топливной аппаратурой показывает, что возникающие при этом соотношения между дизельным топливом и газом чреваты серьезными нарушениями рабочего процесса, поэтому такой вариант не рекомендуется [4]. Влияние данного эффекта в значительной степени зависит от типа двигателя. Вот почему, во избежание потери устойчивости работы двигателя и возникновения детонации, система управления (ECS) должна включать в себя рабочие профили и запретные зоны.

Еще одна задача, которую предстоит решить, — это создание эффективной системы защиты, требования к которой значительно выше, чем для дизеля (в особенности судового). Это потребует не только большого объема НИР и ОКР, но и дополнительных затрат. Вот лишь часть проблем, которые предстоит при этом решить:

➢ минимизация объема воспламеняемых смесей, в особенности в газовоздушном тракте;

➢ установка предохранительных клапанов на сторонах всасывания и выпуска, в картере и в корпусе кулачкового вала;

➢ обнаружение утечек газа из линии подачи и вокруг двигателя;

➢ резервирование за счет размещения нескольких двигателей в отдельных машинных помещениях, или альтернативные решения, как, например, дополнительный привод гребного вала от электродвигателей, питаемых вспомогательными генераторами (принцип «добраться до причала»)

Классификационные общества постепенно расширяют действующие правила применения газовых двигателей на судах по мере накопления практического опыта.

Опыт

В последнее время фирма AVL инициировала, а также провела собственные исследования специфики рабочих процессов ДД с тем, чтобы определить границы рабочих режимов с учетом накопленного на сегодняшний день опыта. Некоторые результаты этих исследований уже опубликованы [5].

Большой объем подобных исследований был выполнен на опытном одноцилиндровом отсеке среднеоборотного двигателя AVL (рис. 6), который мог работать как дизель, чисто газовый двигатель или газодизель. Технические характеристики каждой конфигурации приведены в таблице. Полное техническое описание установки приведено в [6].

Недавно фирмой было проведено исследование работы ДД на газе при высоких значениях BMEP. Оно включало систематическую оценку влияния таких факторов, как:

— степень сжатия;

— цикл Миллера;

— характеристики форсунки пилотного топлива и рабочие параметры, например

• уровень BMEP;

• скорость двигателя;

• количество пилотного топлива и фазирование его впрыска;

— коэффициент избытка воздуха;

— степень EGR;

— качество газа.

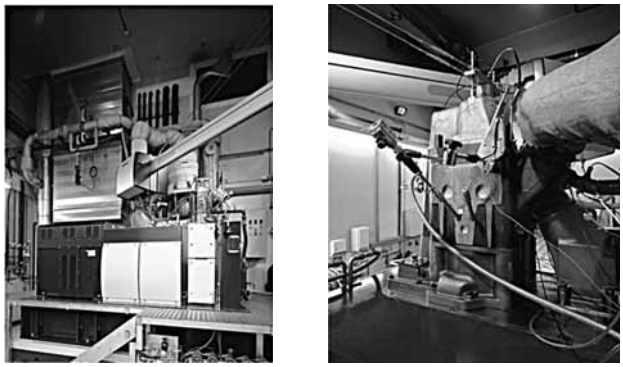


Рис. 6. Среднеоборотный отсек AVL типа SCE

Технические характеристики среднеоборотного отсека AVL типа SCE

Тип двигателя	FM250
Применение	Тепловозный/судовой
Размерность, мм×мм	250 × 320
Объем цилиндра, л	15,7
Топливо	Природный газ метановое число = 90
Номинальная скорость, об/мин	1000
Средняя скорость поршня, м/с	10,7
Цилиндровая мощность, кВт	макс. 393
Номинальное среднее эффективное давление, бар	макс. 30
Макс. давление сгорания (термодинам. предел), бар	макс. 220 (головка цилиндра)
Система впрыска пилотного топлива	Система Bosch типа Common Rail
Способ подачи газа	Центральное смесеобразование
Норма выбросов NO_x	ИМО Tier 3 < 2 г/кВт·ч

При работе на газе допустимая величина выбросов была установлена на уровне менее 2 г/кВт·ч, ориентируясь на нормативы ИМО Tier 3 в качестве целевого показателя.

При проведении испытаний необходимо было учесть некоторые ограничения, отличающие опытную установку от реального многоцилиндрового двигателя. На двигателе SCE имеется только форсунка пилотного топлива, что исключало возможность работы в дизельном режиме, а также возможность переключения режимов. Газ подавался через смеситель, а не через впускной газовый клапан, обычно используемый для этой цели. Это гарантировало более равномерное смесеобразование. Постоянная подача газа обусловила необходимость минимизации угла перекрытия клапанов, во избежание чрезмерного выброса газа в выпускной тракт и связанных с этим насосных потерь.

Ниже показаны некоторые наиболее характерные результаты, полученные при испытаниях.

Максимально возможное значение среднего эффективного давления BMEP для данной конфигурации двигателя составило порядка 27 бар. Это демонстрирует потенциальные возможности повышения параметров газодизеля в будущем. Как и ожидалось, максимальные значения КПД были получены при высоком уровне BMEP, при условии раннего начала впрыска пилотного топлива. Хотя уровень выбросов NO_x составил менее 2 г/кВт·ч, было достигнуто значение КПД свыше 45 % (рис. 7), при этом сгорание было вполне устойчивым (разброс индикаторного эффективного давления IMEP составил менее 3 %). Доля впрыскиваемого пилотного топлива варьировалась в пределах от 0,5 до 8 %, чтобы проверить ее влияние на КПД двигателя и максимальное давление сгорания.

Интересно, что наибольший эффективный КПД был получен при низких значениях этого показателя — в пределах 1 % (по подводимой энергии). При увеличении доли пилотного топлива наблюдалось падение КПД (рис. 8).

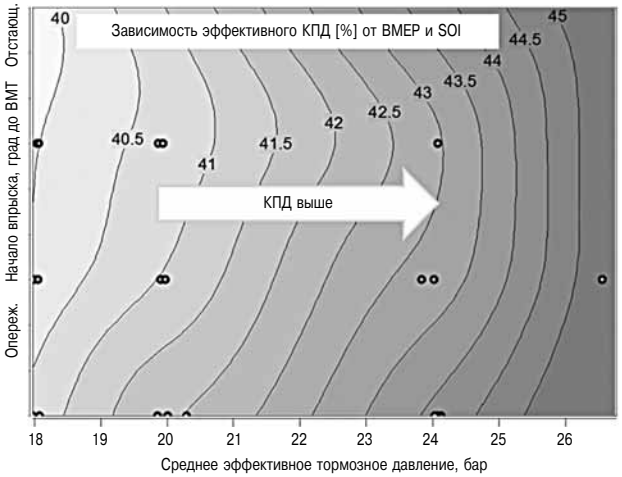


Рис. 7. Зависимость эффективного КПД от BMEP и угла начала впрыска пилотного топлива

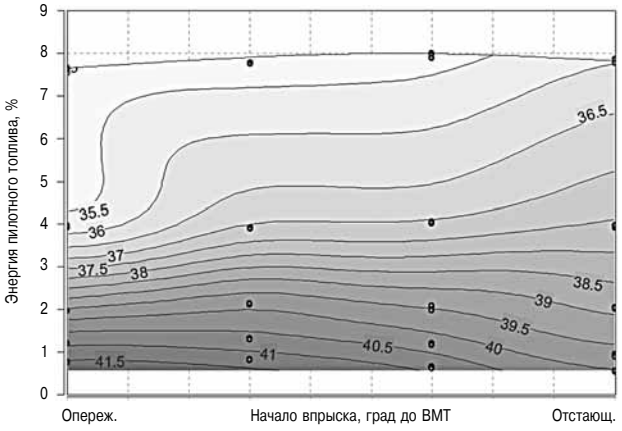


Рис. 8. Зависимость эффективного КПД от количества пилотного топлива и BMEP (при лимите NO_x 2 г/кВт·ч)

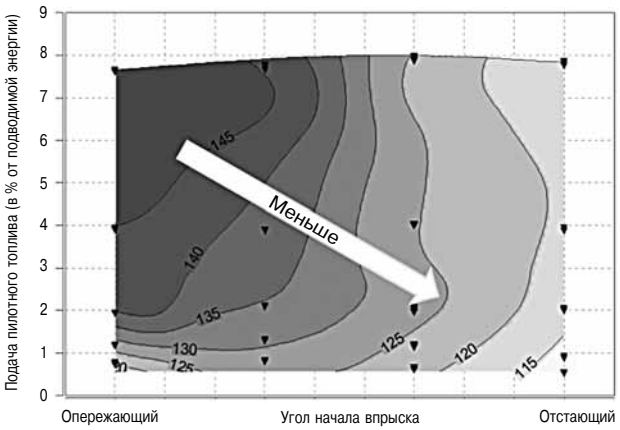


Рис. 9. Зависимость максимального давления сгорания от угла начала впрыска и количества пилотного топлива при BMEP = const и NO_x = 2 г/кВт·ч

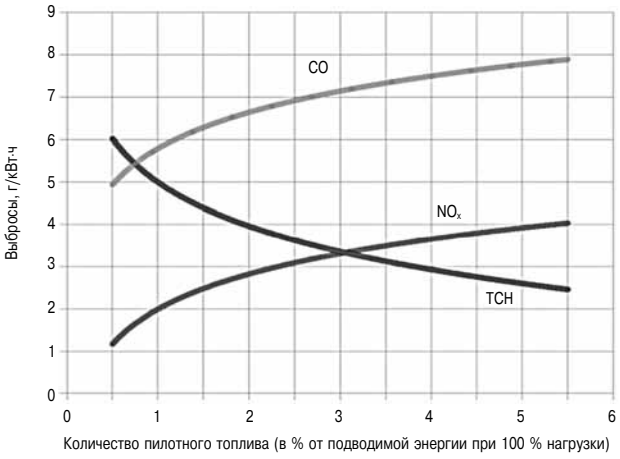


Рис. 10. Зависимость выбросов от количества пилотного топлива при BMEP = const и α = const

Повышение доли пилотного топлива вызывало также рост выбросов NO_x. Поэтому пришлось повышать общий коэффициент избытка воздуха с тем, чтобы выбросы NO_x не превысили 2 г/кВт·ч. Это привело к замедлению сгорания, сопровождаемому не только снижением выбросов NO_x, но и одновременным ростом выбросов НС, а также падением КПД.

Повышение коэффициента избытка воздуха, происходившее одновременно с увеличением доли пилотного топлива (для сохранения выбросов NO_x в допустимых пределах), вело к увеличению максимального давления сгорания. При позднем начале впрыска (SOI) процесс сгорания заметно сдвигался вправо от ВМТ, что предотвращало рост максимального давления сгорания (рис. 9).

Влияние количества пилотного топлива на выбросы в последние годы служило предметом оживленных дискуссий, в первую очередь в том, что касается выбросов NO_x, зависимость которых от количества пилотного топлива предполагалась линейной.

Кривые изменения выбросов NO_x, CO и THC в зависимости от количества пилотного топлива показаны на рис. 10. В целях настоящего исследования значения BMEP и давления наддува поддерживались постоянными, а количество пилотного топлива изменялось. Особенно сильный рост выбросов отмечался при малых количествах пилотного топлива — он был заметно выше, чем при больших объемах пилотного топлива. С ростом мощности источника зажигания длительность процесса сгорания уменьшается, пока относительное количество пилотного топлива не достигнет уровня порядка 2 %. Дальнейшее увеличение подачи пилотного топлива не приводит к изменению скорости горения. Из-за увеличения продолжительности впрыска топливо, попадающее в цилиндр на поздней стадии впрыска, не улучшает горения газа. Небольшое снижение коэффициента избытка воздуха приводит к уменьшению выбросов THC, зато повышаются выбросы CO из-за неполного сгорания.

Давление впрыска влияет на КПД двигателя весьма заметно (рис. 11). В эксперименте давление впрыска менялось в диапазоне от 800 до 1400 бар. Лучший результат для стендового двигателя был достигнут при уровне давления впрыска чуть выше 1000 бар. Правильный выбор давления впрыска может обеспечить рост КПД на величину до 1 %, что говорит о важности данного параметра.

На рис. 12 показаны кривые изменения некоторых параметров при работе двигателя по винтовой характеристике. Чем ниже скорость двигателя, тем позже должен начинаться впрыск, чтобы разброс значений IMEP не превысил 2 %. Кроме того, по мере снижения скорости количество пилотного топлива пришлось увеличивать для обеспечения гарантированного зажигания газа, хотя значение выбросов NO_x сохранялось постоянным на уровне 2 г/кВт·ч. При снижении скорости и нагрузки двигателя его КПД заметно падает.

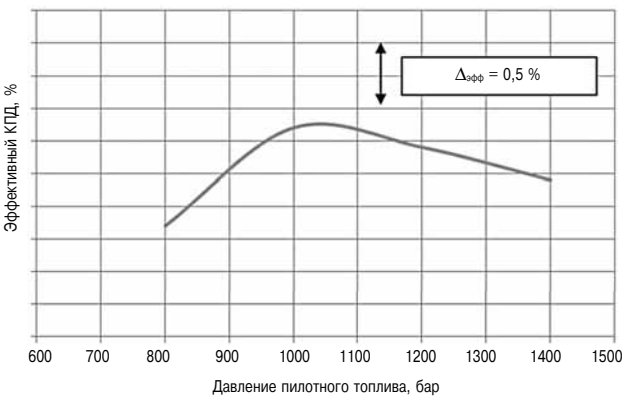


Рис. 11. Зависимость эффективно КПД от давления пилотного топлива при подаче пилотного топлива 1%

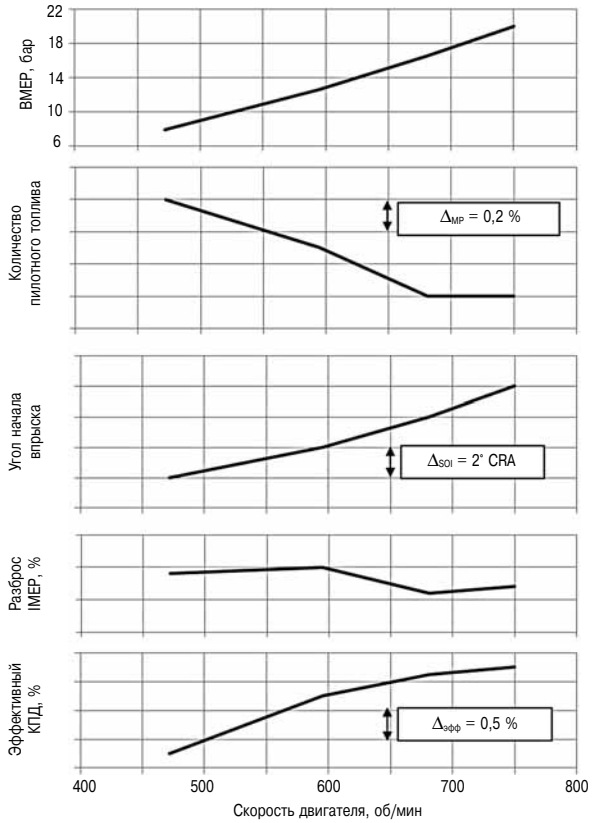


Рис. 12. Зависимость рабочих параметров от скорости

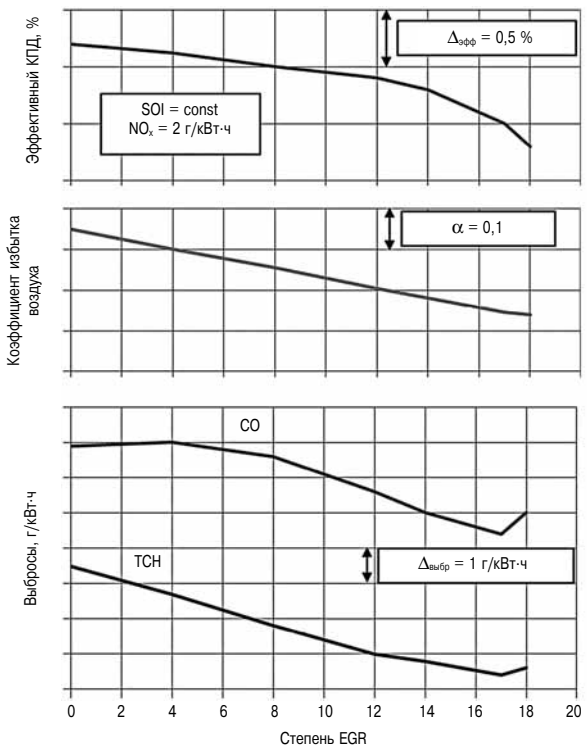


Рис. 13. Влияние степени EGR на параметры двигателя

На рис. 13 показаны результаты эксперимента с изменением степени рециркуляции отработавших газов до 20 %.

Угол начала впрыска пилотного топлива поддерживался постоянным, а уровень выбросов NO_x опять-таки сохранялся в пределах 2 г/кВт·ч.

При повышении степени EGR коэффициент избытка воздуха может быть снижен. Это оказывает сильное влияние на КПД двигателя, особенно при высоких значениях степени EGR. При повышении степени EGR снижаются выбросы CO и THC благодаря уменьшению коэффициента избытка воздуха (при сохранении постоянства выбросов NO_x). Период задержки зажигания и длительность горения при этом почти не меняются. Замедление сгорания, вызванное EGR, снижает чувствительность двигателя к детонации при работе на газе. Следовательно, EGR может рассматриваться в качестве одного из средств повышения значений BMEP и степени сжатия, что способствует повышению КПД двигателя в дизельном режиме. При работе на газе возможности повышения КПД за счет увеличения BMEP и степени сжатия следует сопоставить с одновременным снижением КПД за счет замедления сгорания.

Перспективы

Перспективы ДД на будущее выглядят довольно многообещающе. К существующим газовозам и судам снабжения прибрежной зоны (OSV) с ДД добавился большой паром, предназначенный для работы в Балтийском море, который недавно был передан заказчику [7]. Кроме того, заказаны два контейнеровоза с ДД в качестве главных судовых двигателей [8]. И наконец, можно ожидать, что в течение нескольких лет ДД найдут себе применение в указанных видах транспорта в качестве:

- ➢ главных двигателей речных и каботажных судов;
- ➢ вспомогательных двигателей больших сухогрузов;
- ➢ двигателей магистральных тепловозов;
- ➢ главных двигателей больших сухогрузов.

В первых трех случаях больше всего подходят 4-тактные среднеоборотные ДД. В последнем случае будут, скорее всего, использоваться 2-тактные малооборотные ДД.

По оценке AVL, для решения обозначенных выше проблем предстоит большой объем исследовательских работ, направленных, в частности, на расширение сферы применения ДД на и разработку требований к этим двигателям.

Дать энергичный начальный толчок подобному циклу исследований может база данных, созданная по результатам испытаний опытного двигателя AVL DF.

Сформулируем основные задачи, которые на сегодняшний день представляются первоочередными. Различные приоритеты — снижение расходов на топливо, с одной стороны, и выполнение все более жестких требований к выбросам NO_x — приводят к разным концепциям ДД.

Одной из важнейших целей дальнейшего развития ДД является преодоление или, по крайней мере, минимизация противоречия между требованиями дизельного и газового режимов. Это позволило бы значительно улучшить как экономические, так и экологические показатели двигателей.

Следующая задача — постепенное повышение среднего эффективного давления при работе на газе до 28 бар. Для этого нужно искать способы, позволяющие снизить риск возникновения детонации, такие как, например, регулирование углов газораспределения в широком диапазоне и изменение формы камеры сгорания, в сочетании с двухступенчатым наддувом, рециркуляцией отработавших газов и альтернативными методами организации зажигания. Данные шаги представляются наиболее очевидными, причем их реализацию следует увязать с мероприятиями по резкому уменьшению потерь метана при продувке.

Не менее важен систематический и детальный анализ КПД двигателя и механических потерь. В некоторых случаях для этого может потребоваться построение новых математических моделей, а также интеграция этих моделей, наряду с результатами лабораторных и эксплуатационных испытаний в реальном времени. Такое моделирование поможет выявить пределы возможностей дальнейшего совершенствования двигателей, найти новые конструктивные решения и пути использования альтернативных материалов.

Заслуживает внимания также изучение влияния отношения хода поршня к диаметру цилиндра на КПД двигателя. Эта тема имеет непосредственное отношение к проблеме предельно допустимой скорости поршня, которая для машин данного класса составляет в настоящее время порядка 12 м/с. Увеличение отношения хода поршня к диаметру цилиндра в сочетании со снижением скорости двигателя может привести к улучшению его КПД, хотя и ценой удорожания конструкции. Это удорожание, однако, должно окупиться за счет достигнутой экономии топлива.

Выводы

Одним из факторов, вызвавших повышенный интерес к ДД, стало предстоящее вступление в силу новых нормативов ИМО, которые предусматривают снижение выбросов NO_x от судовых двигателей в зонах контролируемых выбросов (ECA) на 80 % по сравнению с ИМО Tier 1. Эти двигатели при работе на газе обеспечивают выполнение соответствующих нормативов без очистки отработавших газов. Они могут представить интерес и применительно к стационарным установкам, для которых экологические нормативы также вскоре должны быть ужесточены. Нужно, кроме того, учесть сохранение цены природного газа на относительно низком уровне по сравнению со стандартными видами жидкого топлива, на которые в последние годы наблюдался резкий рост цен. Поэтому переход на газ экономически выгоден операторам морского и железнодорожного транспорта. Общая тенденция — расширение области применения ДД, традиционно использовавшихся лишь в стационарных установках, на транспортные средства. Значительный потенциал ДД и большой интерес, проявляемый к ним во всем мире, обусловили нынешнее интенсивное развитие этих двигателей, которое в будущем обещает еще ускориться.

Существует ряд аспектов, отличающих характер работы ДД на газе в стационарных и транспортных установках. Помимо необходимости создания мировой системы газоснабжения, а также роста требований к удельной мощности и КПД двигателей, есть еще ряд проблем, требующих решения, в том числе надежная работа при переменной скорости, минимизация противоречий между требованиями газового и дизельного режимов, унос метана при продувке и требования безопасности.

В AVL давно поняли необходимость и важность разработок данного типа двигателей. Участвуя в различных проектах создания ДД, фирма в то же время ведет собственные исследования, позволившие накопить значительный опыт и теоретический багаж в данной области. Несколько примеров таких работ приведены в настоящей публикации.

Перспективы ДД представляются весьма многообещающими, особенно если удастся решить упомянутые выше проблемы. Некоторые из указанных проблем могут быть решены уже сегодня. Уже в ближайшие годы производители, разработчики и операторы смогут в полной мере оценить и использовать результаты ведущейся в настоящее время интенсивной работы над созданием и совершенствованием двухтопливных двигателей.

Литература

1. BP Statistical Review of World Energy, June 2012.

2. Federal Energy Regulatory Commission, www.ferc.gov/oversight.

3. Legal Regulations Shipping, MAN Diesel & Turbo 2013.

4. www.mandieselturbogreentechnology.com.

5. *Grosshans, G.* «Development of a 1200 kW/cyl low pressure Dual-Fuel Engine for LNG-Carriers», CIMAC Congress, 1998, Copenhagen.

6. *Baufeld, T., Lustgarten, G., Murakami, S. and Stoewe, C.* «Combustion Concepts for Future Gas Engines», 13th Symposium of the Working Process of the Internal Combustion Engine, 2011, Graz.

7. *Kling, W. H. and Greylinger, W.* «The new AVL Medium Speed Single Cylinder Engine» ASME, 2003, Salzburg.

8. «Viking Grace delivered» Ship & Offshore Newsletter, 14th Jan. 2013.

9. «First order for low-speed, dual-fuel engine» Ship & Offshore Newsletter, 7th Dec. 2012.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.431.74

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

Ключевые слова: среднеоборотные судовые дизели, технический уровень, сравнительный анализ, конструирование, совершенствование производства.

Приведены результаты сравнительного анализа технического уровня современных среднеоборотных судовых дизелей, выпускаемых ведущими зарубежными фирмами. Разработаны предложения по модернизации, созданию новых конкурентоспособных судовых дизелей российского производства.

Табл. 5. Библ. 3 назв.

УДК 621.436

Камалтдинов В.Г., Драгунов Г.Д., Марков В.А. Прогнозирование показателей рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала // Двигателестроение. — 2013. — № 3. — С. 9—15.

Ключевые слова: HCCI двигатель, рабочий цикл, диметиловый эфир, природный газ, скорость сгорания, индикаторные показатели.

На основе новой модели горения топлива разработана методика расчета рабочего цикла HCCI двигателя с получением текущих значений тепловыделения, теплоотдачи, изменения массы, объема и состава рабочего тела в цилиндре ДВС. Выполнены расчеты индикаторных показателей рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала. Табл. 1. Ил. 5. Библ. 14 назв.

УДК 621.431

Обозов А.А., Таричко В.И. Совершенствование технического диагностирования автомобильных двигателей на основе применения методов статистической теории распознавания образов // Двигателестроение. — 2013. — № 3. — С. 16—22.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, алгоритм технического диагностирования, имитация неисправностей.

Представлены методические основы построения алгоритмов диагностики неисправностей двигателей автотракторного типа с применением методов статистической теории распознавания образов. Рассмотрен частный случай распознавания нарушения герметичности камеры сгорания на примере автомобильного карбюраторного двигателя ГАЗ-52 (6Ч8,2/11) для режима стартерной прокрутки.

Табл. 3. Ил. 5. Библ. 13 назв.

УДК 621.74.047

Марукович Е.И., Бевза В.Ф., Груша В.П., Богданов Б.И., Красный В.А. Литье полых цилиндрических заготовок из чугуна методом пристеночной кристаллизации // Двигателестроение. — 2013. — № 3. — С. 23—27.

Ключевые слова: заготовки гильз цилиндров, чугунное литье, кристаллизатор, плотность теплового потока, скорость затвердевания, структура чугуна.

Разработан новый метод литья полых цилиндрических заготовок гильз цилиндров без применения стержня. Проведен анализ формирования отливок из чугуна с пластинчатым графитом при высокой интенсивности теплоотвода. Показано, что новый метод литья обеспечивает получение заготовок с заданным фазовым составом и повышенными физико-механическими и эксплуатационными свойствами. Табл. 1. Ил. 3. Библ. 9 назв.

УДК 621.436

Терегулов Т.И., Черноусов А.А. Программный пакет ALLBEA: расчетный анализ и синтез характеристик газообмена дизеля с турбонаддувом // Двигателестроение. — 2013. — № 3. — С. 28—32.

Ключевые слова: двигатели внутреннего сгорания, рабочие процессы, математические модели, численное моделирование, пакеты прикладных программ, информационное обеспечение.

Обсуждается организация расчетов на ЭВМ процессов в ДВС как многоэтапных проектов в контексте расчетно-экспериментальной методологии. Отмечается важность автоматизации расчетных работ различными программными средствами. На примере расчетного анализа и оптимизации процессов газообмена дизеля 12ЧН15/18 показаны преимущества использования моделей из пакета программ ALLBEA. Ил. 3. Библ. 6 назв.

УДК 621.433.2

Ефремов Б.Д., Рок Д.М. Система управления двигателем при питании сжиженным газом // Двигателестроение. — 2013. — № 3. — С. 33—35.

Ключевые слова: схема управления двигателем, питание сжиженным нефтяным газом, корректировка программы, дозирование топлива.

Рассмотрена система управления двигателем при работе на сжиженном нефтяном газе при сохранении штатной системы управления. Предусмотрена возможность введения корректировки программы управления дозировкой топлива. Ил. 4.

УДК 621.43

Андрусенко О.Е., Матвеев Ю.И. Необычный автограф Рудольфа Дизеля (социальное мировоззрение изобретателя) // Двигателестроение. — 2013. — № 3. — С. 36—38.

Ключевые слова: Рудольф Дизель, малоизвестная книга, социальное мировоззрение изобретателя, переписка с А.М. Горьким.

Статья знакомит читателей с социальным мировоззрением Р. Дизеля, основные принципы которого изложены в малоизвестной книге изобретателя, подаренной русскому писателю А.М. Горькому. Ил. 2. Библ. 2 назв.

УДК 621.436

Мельник Г.В. Развитие двигателестроения за рубежом (по материалам конгресса CIMAC 2013) // Двигателестроение. — 2013. — № 3. — С. 39—53.

Ключевые слова: научный проект HERCULES, автоматизация проектирования, двигатель с предельными показателями, пределы снижения выбросов, стабильность рабочих параметров, технологии снижения выбросов, сжиженный природный газ, двигатели двойного топлива.

Приводятся предварительные итоги комплексного научного проекта HERCULES, выполняемого фирмами MAN и Wartsila при финансовой поддержке Евросоюза. Цель проекта — оценка возможных пределов снижения вредных выбросов транспортных и судовых дизелей за счет применения различных технологий, при сохранении достигнутых показателей экономичности. Выполнен анализ проблем применения газодизельного рабочего цикла, рассмотрены направления и способы их решения. Табл. 4. Ил. 21. Библ. 14 назв.

UDC 621.431.74

Sorokin V.A. Modern Medium Speed Marine Diesel Engines // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 3. — P. 3–8.

Keywords: medium speed marine diesel engines, technical level, comparative analysis, design, improvement in technologies.

The article provides comparative analysis of modern medium speed marine diesel engines from leading international manufacturers. The analysis is added with recommendations on ways of development of new competitive domestic-made marine diesel engines and modernization of existing models. 5 tables, 3 ref.

UDC 621.436

Kamaltdinov V.G., Dragunov G.D. and Markov V.A. Supercharged HCCI Engine: Prediction of Combustion Parameters at Varying Load and Speed // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 3. — P. 9—15.

Keywords: HCCI engine, working cycle, dimethyl ether, natural gas, combustion velocity, indicating parameters.

A new combustion model was offered. The model was used as a basis to develop a new method of analysis of HCCI engine combustion process, which would yield current values of heat release rate, heat transfer, and changes in working medium mass, volume and composition. Indicated parameters of combustion process in supercharged HCCI were calculated for varying load and speed values.
1 table, 5 ill., 14 ref.

UDC 621.431

Obozov A.A. and Tarichko V.I. Stochastic Image Recognition Theory as a Means to Improve Technical Diagnosis of Car Engines // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 3. — P. 16–22.

Keywords: internal combustion engine, technical diagnosis algorithm, fault simulation.

The article discusses methods of elaboration of technical diagnosis algorithms for car and tractor engines based on stochastic image recognition theory. The approach in question is exemplified in detection of combustion chamber leakage in type 6CH8,2/11engine (powering GAZ-52 lorry) during starter cranking.
3 tables, 5 ill., 13 ref.

UDC 621.74.047

Marukovich E.I., Bevza V.F., Grusha V.P., Bogdanov B.I. and Krasny V.A. Moulding of Hollow Cast Iron Bars with Wall Crystallization Method // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 3. — P. 23–27.

Keywords: cylinder sleeve blanks, iron casting, crystallizer, heat flow density, rate of solidification, cast iron structure.

A new method is offered for coreless moulding of hollow cast iron bars. The article includes the analysis of formation of flakish graphite cast iron moulding, making use of high heat removal rate. The new method results in mouldings with given composition and improved mechanical & service properties. 3 ill., 1 table, 9 ref.

UDC 621.436

Teregulov T.I. and Chernousov A.A. ALLBEA Program Package: Analysis and Synthesis of Gas Exchange Characteristics in Turbocharged Engine // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 3. — P. 28–32.

Keywords: internal combustion engines, combustion, mathematical models, numerical simulation, applied software, dataware.

The article discusses simulation of engine combustion process as multi-stage projects. It emphasizes the importance of using various software as means to automate calculation. Advantages of ALLBEA programs are demonstrated by the example of analysis and optimization of gas exchange processes in engine type 12CHN15/18.
3 ill., 6 ref.

UDC 621.433.2

Efremov B.D. and Rock D.M. Control System for Engine Firing Liquefied Gas // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 3. — P. 33–35.

Keywords: engine control system, LPG, program correction, fuel metering.

The authors discuss performance of conventional control system of engine operating on liquefied petrol gas. The control system provides for programmable fuel metering correction.
4 ill.

UDC 621.43

Andrusenko O.E. and Matveyev Yu.I. Rudolf Diesel's Unusual Autograph (Inventor's Social Weltanschauung) // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 3. — P. 36–38.

Keywords: Rudolf Diesel, little-known book, inventor's social outlook, correspondence with A.M.Gorky.

The article familiarizes readers with Rudolf Diesel's social ideology, formulated in a little-known book of the inventor, presented to Russian author A.M.Gorky.
2 ill., 2 ref.

UDC 621.436

Melnik G.V. Engine Building Worldwide (Based On Papers Presented at CIMAC 2013) // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 3. — P. 39–53.

Keywords: HERCULES scientific project, computer-aided design, ultimate engine, emission reduction limits, operating values' stability, emission reduction technologies, liquefied natural gas, dual fuel engines.

The paper in question presents preliminary results of HERCULES integrated project, carried out by major engine makers MAN and Wartsila partly funded by European Union.
The project in general is targeted at evaluation of practical limits of emission reduction in transport and marine diesel engines by integration of various successful technologies, without compromising efficiency. Challenges arising from dual duel operation are considered, and solutions of problems involved are analyzed.
3 tables, 2 ill., 2 ref.

Вниманию авторов

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

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

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

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

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

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

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

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

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала