

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 1 (271)
январь–март 2018

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Румб В.К., Хоанг Ван Ты
**Особенности расчета осевых колебаний судовых
валопроводов**

*Пономарев А.С., Метелев А.А., Абызов О.В.
Елизаров К.Э., Давыдов А.А.*
**Повышение технико-экономических показателей
дизеля ЗМЗ-51432.10CRS за счет применения
электронной системы управления
отечественного производства**

Кавтарадзе Р.З.
**Локальный теплообмен в поршневых двигателях —
развитие научного направления
в МГТУ ИМ. Н.Э. Баумана**

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Иванов А.К., Галышев Ю.В.
**Оценка влияния эксплуатационных факторов
на эффективность работы нейтрализатора
автомобильного бензинового двигателя**

Иванченко А.А., Ватолин Д.С.
**Опыт эксплуатации
двухтопливных дизелей MAN L51/60DF**

АЛЬТЕРНАТИВНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Сайданов В.О., Ландграф И.К., Касаткин М.А.
**Энергетические установки
на основе топливных элементов (окончание)**

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

*Бондарев А.В., Морозов Б.И.,
Смолинский С.Н., Росляков Е.М.*
**Сравнительная оценка эффективности капитальных
вложений при модернизации систем теплоснабжения
на основе теории производственных функций**

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

**Развитие топливной аппаратур
для двухтопливных двигателей
(материалы конгресса CIMAC-2016)**

ИНФОРМАЦИЯ

Рефераты статей

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Rumb V.K. and Hoang Van Ty
Analysis of marine shafting axial vibration

*Ponomarev A.S., Metelev A.A., Abyzov O.V.,
Elizarov K.E. and Davydov A.A.*
**Domestic electronic control system
as a means to improve performance
of type ZMZ-51432.10CRS engine**

Kavtaradze R.Z.
**Local heat exchange in reciprocating engine
as a subject area in Bauman Technical University**

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Ivanov A.K. and Galyshev Yu.V.
**Performance of car petrol engine
catalyst as a function of operational factors**

Ivanchenko A.A. and Vatolin D.S.
**Dual-fuel engines type MAN L51/60DF:
operating experience**

ALTERNATIVE POWER SUPPLIES

Saidanov V.O., Landgraf I.K. and Kasatkin M.A.
**Power plants with fuel cells
(end)**

POWER PLANTS

*Bondarev A.V., Morozov B.I.,
Smolinsky S.N. and Roslyakov E.M.*
**Comparative efficiency evaluation
of capital investments involved in renovation
of heating systems based on production function theory**

ENGINE BUILDING NEWS

**Development of fuel systems for dual-fuel engines
(based on CIMAC -2016 papers)**

INFORMATION

Synopsis

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

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

НИИ

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

ВУЗЫ

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

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.

Журнал издается при поддержке Военного института (инженерно-технического) — ВИ(ИТ) Военной академии материально-технического обеспечения (ВА МТО), Санкт-Петербург.

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 - Машиностроение и машиноведение

05.04.00 - Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 - Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2018 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

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

Сдано в набор 03.03.20187
Подписано в печать 26.03.187
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 15. Тираж 700 экз.
Цена договорная

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

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

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

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

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

© Журнал «Двигателестроение». 2018. № 1 (271)

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОСЕВЫХ КОЛЕБАНИЙ СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДОВ

В.К. Румб, проф., Хоанг Ван Ты, асп.
СПбГМТУ

Рассмотрены основные этапы расчета осевых колебаний судовых валопроводов современными численными методами. Методом Рунге-Кутты находится решения задач определения свободных, вынужденных и резонансных колебаний, при интегрировании систем дифференциальных уравнений второго порядка. Методом конечных элементов определяется податливость элементов коленчатого вала и упорного подшипника. Отмечается, что расчетная оценка осевых колебаний валопроводов остается единственным средством их прогнозирования.

Преимущества судовых дизелей с увеличенным ходом поршня очевидны и общеизвестны. Однако у этих так называемых длинноходных ДВС весьма малое или вообще отсутствует перекрытие шеек коленчатого вала, что уменьшает изгибную жесткость его шеек. В результате податливость вала в осевом направлении увеличивается, соответственно растет вероятность появления опасных резонансов осевых колебаний в эксплуатационном диапазоне частот вращения.

В [1, 2] описаны различные явления и аварийные ситуации, вызванные осевыми колебаниями судовых валопроводов. Во многом этими статьями доказано: во-первых, осевые колебания реально существуют и представляют опасность для судового валопровода, во-вторых, им надо уделять внимания не меньше, чем крутильным колебаниям и, в-третьих, особенно опасны осевые колебания в судовых силовых установках с малооборотными дизелями. Данный факт вынуждает классификационные общества — члены МАКО включать в свои Правила разделы с требованиями, регламентирующими расчет, нормирование и измерение осевых колебаний. Число таких обществ неуклонно растет, сейчас их уже семь. Анализ этих требований позволяет отметить следующие общие положения:

- требования распространяются на дизельные установки с прямой передачей крутящего момента;
- расчеты свободных колебаний допускают параметрический анализ податливости главного упорного подшипника;
- при наличии демпфера осевых колебаний должна учитываться ситуация его неисправности;

➤ экспериментальная проверка становится обязательной, если осевые колебания вызывают необходимость назначения запретной зоны.

Различия в требованиях касаются содержания расчета. Одни общества требуют представления подробного расчета свободных и резонансных колебаний с указанием всех исходных данных, включая массы и осевые податливости, другие — только расчет свободных колебаний для двух первых форм, а некоторые общества вообще не требуют представления расчета, хотя оговаривают, что он может быть востребован при наличии резонансной частоты вращения. Не отличается единообразием и нормирование осевых колебаний: одни общества регламентируют амплитуду колебаний носового торца коленчатого вала, а другие предлагают ограничивать амплитуду осевой силы на гребне упорного подшипника.

При всех указанных различиях расчет осевых колебаний остается единственным средством их прогнозирования. Говоря об этом, напомним, между осевыми и крутильными колебаниями много общего. Расчет тех и других базируется на цепных дискретных моделях, а вид уравнений, описывающих эти колебания, имеют полное сходство, если вместо угловых перемещений масс рассматривать перемещения линейные, моменты инерции масс заменить просто массами, а крутильные податливости — осевыми податливостями.

Пользуясь данной аналогией, сформулируем основные этапы расчеты осевых колебаний. Первый этап заключается в составлении расчетной модели. Общеизвестными являются дискретные модели: каждая из них представляет собой совокупность чередующихся масс, связанных упругими соединениями. Значительно реже применяют модели с распределенными параметрами, например, конечно-элементные модели, но они по большому счету также дискретные с большим числом масс. На втором этапе выполняется расчет частот и форм свободных колебаний. Данный расчет не относится к простой вычислительной процедуре. До сих пор часто этот расчет выполняют итерационными методами, основу которых составляют рекуррентные зависимости Терских, Толле, Хольцера. Их неоспоримое преимущество — возможность реализации без применения

ЭВМ, так как они ориентированы на ручной счет. Третий этап — это расчет резонансных колебаний. Он базируется на энергетическом методе, т. е. равенстве работ вынуждающих и демпфирующих усилий. При этом вынуждающие усилия как от двигателя, так и от гребного винта подвергают гармоническому анализу и в последующем рассматривают не все, а только некоторые гармоники. Помимо указанного равенства в энергетическом методе используется другая закономерность, а именно совпадение форм свободных и резонансных колебаний. Наличие такого совпадения позволяет вычислять амплитуды колебаний всех масс дискретной модели, если известна амплитуда одной, например, первой массы. Что касается околорезонансных и вынужденных колебаний, то для них положения энергетического метода не соблюдаются, поэтому их расчет становится весьма приближенным.

Из сформулированных этапов расчета можно сделать следующие выводы: во-первых, методы расчета свободных, резонансных, околорезонансных и вынужденных колебаний базируются на разных теоретических началах, во-вторых, представление вынуждающего усилия в виде отдельных гармоник — операция искусственная, она нужна для того, чтобы реализовать упомянутые методы, но за счет снижения точности расчета, и, наконец, в-третьих, все методы ориентированы по своей сути на стационарные так называемые установившиеся колебания. По этой причине предсказать с их помощью развитие колебаний во времени, например, с переменными амплитудой и частотой вынуждающего усилия невозможно. В то же время такие случаи нередко встречаются в расчетной практике особенно тогда, когда надо оценить опасность колебаний при переходе через резонанс, либо предсказать развитие колебаний при увеличении или уменьшении частоты вращения гребного винта.

Естественно, предпринимаются попытки обойти указанные недостатки рассмотренных классических методов расчета осевых колебаний. Например, предлагается решать задачу о колебаниях не в обобщенных, а в главных координатах. Основные положения метода главных координат подробно изложены в [5]. Здесь ограничимся лишь теми аспектами, которые дают представление о специфических особенностях реализации этого метода. Если дана дискретная модель, состоящая из p масс, то ее колебания в обобщенных координатах описываются системой дифференциальных уравнений, которая в матричной форме имеет вид

$$[M]\{\ddot{\varphi}\} + [B]\{\dot{\varphi}\} + [C]\{\varphi\} = \{Q\}, \quad (1)$$

где $[M]$ $[B]$ и $[C]$ — матрицы масс, демпфирования

и жесткости, соответственно имеют размерность $(p \times p)$; $\{\varphi\}$ и $\{Q\}$ — матрицы-столбцы обобщенных координат и вынуждающих усилий, причем усилия могут быть заданы произвольными законами.

Для перехода к главным координатам необходимо определить полный спектр частот свободных колебаний и соответствующих им коэффициентов распределения амплитуд. Частотное уравнение получается из (1) в результате выполнения тождеств $[B]$ и $\{Q\}$. Окончательно это уравнение можно записать так

$$\| [C] - \omega_e^2 [M] \| \{\mu\} = 0.$$

Для определения частот свободных колебаний мы используем итерационную процедуру анализа числа знакоперемен определителя $\det \| [C] - \omega_e^2 [M] \|$ в функции ω_e^2 . С этой целью матрица определителя приводится к треугольному виду в результате прямого хода по методу Гаусса. Условием нахождения собственной частоты ω_e в интервале шага итерации является изменение знака определителя. При выполнении этого условия частота уточняется до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность. После уточнения определяются коэффициенты матрицы $\{\mu\}$, соответствующие найденной частоте. Эта процедура использует обратный ход метода Гаусса. Формальное объединение матриц столбцов $\{\mu\}_i$ для всех частот дает квадратную матрицу форм свободных колебаний $[\mu]$. Тогда переход к главным координатам осуществляется по формулам

$$[\bar{M}] = [\mu]^T [M] [\mu] \quad [\bar{C}] = [\mu]^T [C] [\mu]$$

$$[\bar{B}] = [\mu]^T [B] [\mu] \quad [\bar{Q}] = [\mu]^T \{Q\}$$

После всех преобразований уравнение (1) в главных координатах будет иметь вид

$$[\bar{M}]\{\ddot{\bar{\varphi}}\} + [\bar{B}]\{\dot{\bar{\varphi}}\} + [\bar{C}]\{\bar{\varphi}\} = [\bar{Q}] \quad (2)$$

Уравнение (2) представляет собой совокупность независимых друг от друга дифференциальных уравнений. Вид интеграла каждого уравнения в отдельности определяется правой частью. Например, если правая часть представляет собой усилие, заданное любым законом и действующее в течение конечного времени T , то его можно идеализировать непрерывной последовательностью элементарных импульсов. Тогда уравнение колебаний массы будет определяться интегралом Дюамеля

$$\gamma(t < \tau < t + T) = \frac{1}{M\omega_e} e^{-h\tau} \int_t^{t+T} \bar{Q}(\tau) e^{h\tau} \sin \omega_e(t - \tau) d\tau, \quad (3)$$

где τ — время начала действия элементарного импульса; h и ω_e — коэффициент затухания и круговая частота свободных колебаний: $h = B/(2M)$; $\omega_e = \sqrt{C/M}$.

Интеграл, входящий в (3), вычисляется одним из численных методов. Удобно это делать методом Симпсона. После вычисления главных координат всех масс дискретной модели переходят к обобщенным, пользуясь соотношением

$$\{\varphi_i\} = [\mu] \{y_i\}.$$

Таким образом, для практической реализации метода главных координат необходимо решить проблему определения полного спектра частот свободных колебаний и соответствующих им коэффициентов распределения амплитуд, необходимых для составления матрицы $[\mu]$. Для рассматриваемой дискретной модели подлежит поиску $p - 1$ частот. Исходя из имеющего опыта решения подобных задач, можно утверждать, что относительно просто находятся низшие частоты спектра и значительно сложнее высшие частоты, отвечающие многоузловым формам колебаний.

Имеется еще одна возможность расчета колебаний судовых валопроводов с привлечением численных методов, которые исключают указанные выше недостатки, свойственные классическим расчетам. Речь идет о численном интегрировании системы дифференциальных уравнений (1) непосредственно в обобщенных координатах методом Рунге—Кутта 4-го порядка. Данный метод является достаточно известным в инженерной практике решения дифференциальных уравнений. Его достоинство — высокая точность и малая склонность к возникновению неустойчивости решения. Алгоритм реализации метода заключается в циклических вычислениях искомых переменных по каноническим формулам [4]. Из них наиболее употребительны формулы для систем дифференциальных уравнений первого порядка. Что касается уравнений второго порядка, составляющих систему (1), то существующие формулы дают приемлемые результаты только при решении одного уравнения, по этой причине ими можно пользоваться вместо интеграла Дюамеля (3). Конечно, такая замена возможна, однако корректнее и удобнее решать сразу всю систему дифференциальных уравнений. Это можно сделать, если понизить порядок дифференциальных уравнений, входящих в (1). Понижение порядка достигается с помощью следующих преобразований: если дано дифференциальное уравнение второго порядка

$$m \ddot{\varphi} + b \dot{\varphi} + c\varphi = q,$$

то его с помощью подстановки $\varphi = \gamma$ можно привести к системе

$$\begin{cases} \dot{\varphi} = \gamma; \\ m \dot{\gamma} + b \gamma + c\varphi = q. \end{cases}$$

Распространяя эти преобразования на (1), получим систему дифференциальных уравнений первого порядка, решение которой может быть получено применением стандартной процедуры метода Рунге—Кутта. В полном соответствии с рассмотренным алгоритмом составлена программа, которая автоматически формирует систему (1), приводит ее к системе уравнений 1-го порядка и пошагово реализует циклы с каноническими формулами Рунге—Кутта. Дополнительно в программу включено автоматическое изменение шага, что резко сокращает общее число шагов и уменьшает вероятность возникновения числовой неустойчивости.

Понятно, что точность расчета осевых колебаний зависит не только от принятого метода, но и от корректности задания параметров дискретной модели. Если с массами все просто, то с оценкой осевой податливости колена вала не так однозначно, поскольку для ее определения существует несколько формул [4]. Их общий недостаток — все они базируются на теоретических положениях стержневой идеализации колена. Такая идеализация не позволяет учитывать, во-первых, конструктивные особенности колена, во-вторых, степень перекрытия шеек и, в-третьих, влияние шеек на деформированное состояние колена. Все это свидетельствует о том, что существующие зависимости для осевой податливости коленчатого вала не могут гарантировать достаточной точности. Указанных недостатков во многом лишены конечно-элементные модели. На рис. 1 показана такая модель колена вала дизеля

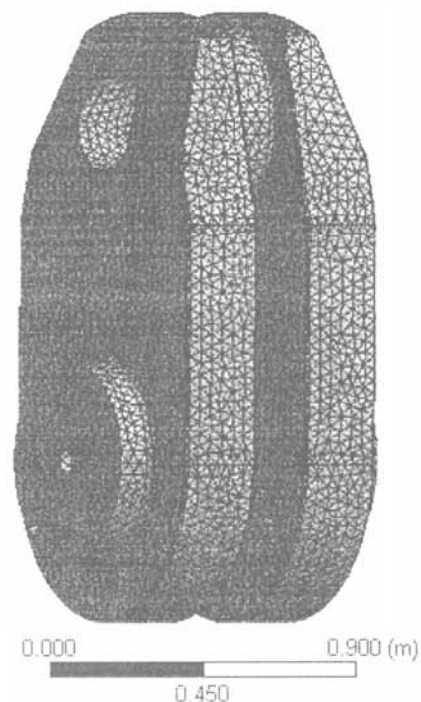


Рис.1. Конечно-элементная модель колена вала

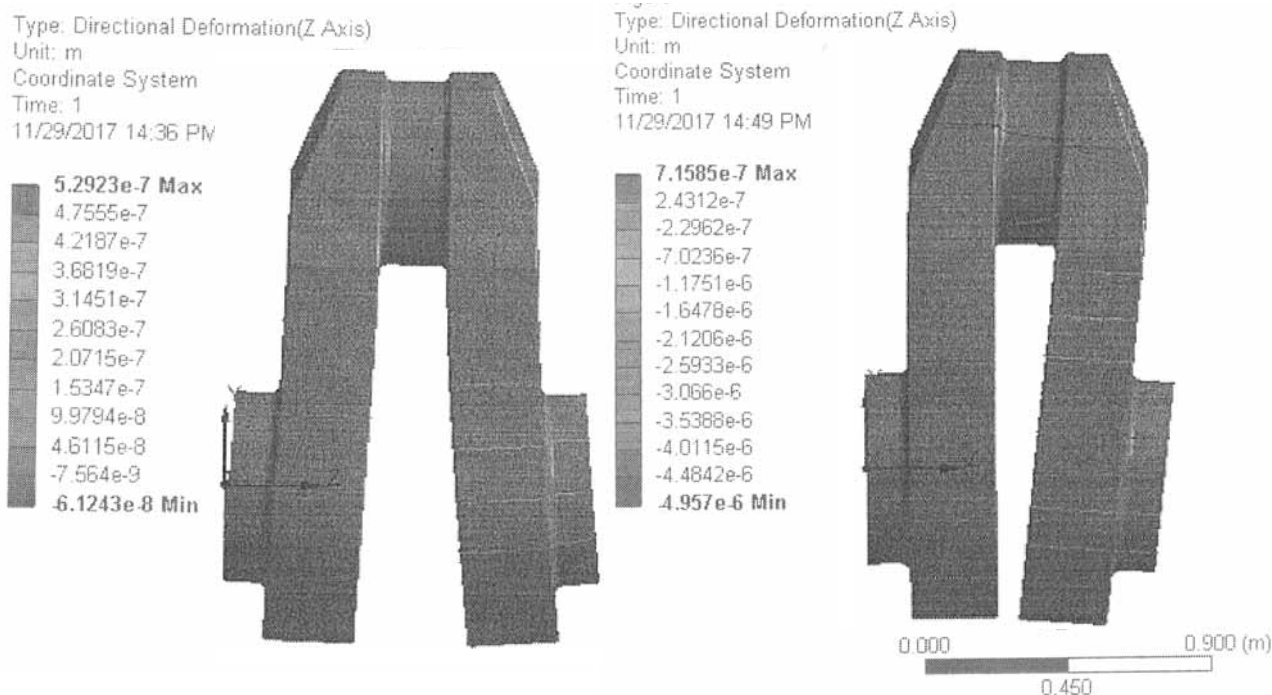


Рис. 2. Деформированные состояния колена вала

6S50MC-C (6ДКРН50/200) мощностью 8310 кВт при 123 об/мин, а рис. 2 иллюстрирует деформированное состояние колена под действием радиальной и осевой сил. Для сравнения в табл. 1 приведены значения осевой податливости колена вала, подсчитанные по известным формулам и найденные с использованием данной конечно-

элементной модели. Сопоставление приведенных значений подтверждает ранее сделанный вывод о том, что ни одна из рассмотренных формул не дает точных результатов.

В равной мере сказанное относится к определению передаточной функции, посредством которой устанавливается соответствие между радиальной составляющей и эквивалентной ей осевой силой, т. е. силой, непосредственно вызывающей осевые колебания. Судить о передаточной функции, подсчитанной по известным формулам и с помощью метода конечных элементов, позволяет табл. 2.

Сложнее обстоит дело с осевой податливостью упорного подшипника. Именно через него осевые колебания передаются на корпус судна. На дискретной модели этот подшипник изображается в виде ответвления с жесткой заделкой. Осевая податливость ответвления определяется деформацией самого подшипника, его фундамента и части остова двигателя или корпуса судна. Главным образом из-за невозможности точного учета присоединенной части остова или корпуса данную податливость предлагается задавать ориентировочно и, в частности, для встроенных подшипников в двигатель, в пределах $(10-80)10^{-11}$ м·Н⁻¹. Насколько это оправдано поясняет рис. 3, где показано влияние податливости упорного подшипника на частоты свободных колебаний. Видно, для одних частот это влияние ничтожно мало, а для других — весьма значительное и может достигать до 30 % по резонансным оборотам

Таблица 1

Значения осевой податливости колена вала

Разработчик формулы	Расчетные значения осевой податливости колена, м·Н ⁻¹		Расхождение, %
	По формуле	По МКЭ	
ЦНИИМФ	$3,170 \cdot 10^{-6}$	$2,520 \cdot 10^{-6}$	20,50
Стоянов	$2,442 \cdot 10^{-6}$		3,08
Скорчев	$2,391 \cdot 10^{-6}$		5,13
Dory	$2,557 \cdot 10^{-6}$		1,45
Anderson	$2,210 \cdot 10^{-6}$		12,31

Таблица 2

Значения передаточной функции колена вала

Разработчик формулы	Расчетные значения передаточной функции		Расхождение, %
	По формуле	По МКЭ	
Кюлджиев	0,2274	0,1469	35,40
Anderson	0,2138		31,29
Tanida и Kubota	0,1701		13,64

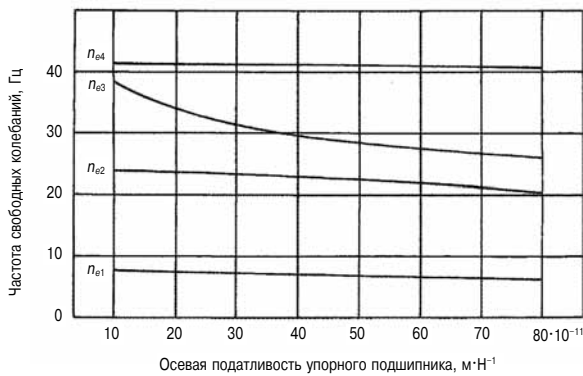


Рис. 3. Зависимость частоты свободных колебаний от осевой податливости упорного подшипника

двигателя. Все это свидетельствует о существующей проблеме определения осевой податливости упорного подшипника, которую надо решать.

Подобная связь валопровода с корпусом судна осуществляется демпфером осевых колебаний. Связанность обусловлена конструкцией демпфера: его гребень (масса основной системы) через соединение, обладающее одновременно упругими и демпфирующими свойствами, соединяется с корпусом демпфера, а он в свою очередь связан упругим соединением с остовом дизеля. Это обстоятельство вынуждает идеализировать демпфер осевых колебаний в виде ответвления с тремя массами, причем крайняя масса имеет жесткое крепление.

Таким образом, можно утверждать, что осевые колебания судовых валопроводов реально существуют и степень их опасности можно прогнозировать расчетным путем. Для этого могут быть использованы как классические методы,

ориентированные на ручной счет, так и современные численные методы. Результаты выполненных расчетов показали, что напряжения в валах от действия осевых колебаний слишком малы, чтобы их использовать в качестве параметра допустимости. Нормировать осевые колебания следует по амплитудам, например, по амплитуде носового торца коленчатого вала. Большие трудности представляет расчет осевых колебаний, которые вызываются крутильными колебаниями. В этом случае колебания валопровода становятся связанными и поэтому необходимо учитывать передачу колебательной энергии между составляющими колебаниями.

Литература

1. Румб В.К., Арутюнян А.С. О необходимости расчета осевых колебаний судовых валопроводов // Морской вестник. — 2009. — № 2 (30). — С. 56–58.
2. Румб В.К., Хоанг Ван Ты, Серов А.В. Современный взгляд на осевые колебания валопроводов судовых пропульсивных установок // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2017. — № 46/47. — С. 82–84.
3. Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам к программам на языке бейсик для персональных ЭВМ. Справочник / В.П. Дьяконов. — М.: Наука, 1987. — 240 с.
4. Дизели. Справочник / Под общей редакцией В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. — Л.: Машиностроение, 1977. — 480 с.
5. Румб В.К. Прочность судового оборудования. Конструирование и расчеты прочности судовых валопроводов: учебник / В.К. Румб. — СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2008. — 298 с.

ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ ЗМЗ-51432.10CRS ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

*А.С. Пономарев, ассистент, А.А. Метелев, ассистент, О.В. Абызов, ассистент
ФГАОУ ВО «СПбПУ», Санкт-Петербург*

*К.Э. Елизаров, ген. директор; ООО Научно-производственное предприятие «ТАЙФУН»
А.А. Давыдов, вед. инженер; ООО «АБИТ», Санкт-Петербург*

Разработана и испытана система электронного управления дизельным двигателем ЗМЗ-51432.10CRS на базе отечественного блока управления с целью повышения мощности и снижения расхода топлива. Система адаптирована для модификаций двигателей общепромышленного и специального назначения. За счет адаптации моторной электропроводки системы управления к объекту применения и ее калибровок увеличен крутящий момент дизеля в востребованном диапазоне частот вращения на 23 % и снижен удельный расход топлива на 4 г/кВт·ч. Проведены стендовые испытания дизеля и эксплуатационные испытания военного катера с силовой установкой в составе дизеля и водомета.

Введение

В судовом секторе двигателестроения, как и в автомобильном, в настоящее время не производятся отечественные малоразмерные быстроходные дизельные двигатели. До недавнего времени выпускался автомобильный дизельный двигатель ЗМЗ-514 и его модификации. Однако его последняя модификация ЗМЗ-51432.10CRS соответствует нормам экологического класса не выше Евро-4, что стало основной причиной прекращения его выпуска. Авторы полагают, что ЗМЗ-51432.10CRS наиболее успешно спроектирован, а его конструкция обладает большим потенциалом модернизации. Именно поэтому ЗМЗ-51432.10CRS был выбран в качестве объекта настоящего исследования.

На легкие коммерческие автомобили «Группы ГАЗ», такие как ГАЗель NEXT, ГАЗель БИЗНЕС, Соболь БИЗНЕС, устанавливаются импортные дизели Cummins ISF2.8s4129P. Повышение технико-экономических показателей ЗМЗ-51432.10CRS и снижение вредных выбросов до уровня экологического класса Евро-5 позволило бы заменить импортный дизель на отечественных автомобилях.



Очевидно, что в готовой продукции военного назначения жизненно необходимо использовать силовые агрегаты, производимые внутри страны. Уже сегодня применение отечественной электронной системы управления двигателем (ЭСУД) на дизеле ЗМЗ-51431.10CRS открывает возможности для использования двигателя этого типа для военных целей в диапазоне мощности до 120 кВт. Дизель может быть установлен в качестве силовой установки транспортного средства, катера, в составе дизель-генератора и т. д.

Таким образом, работа по повышению технико-экономических показателей дизеля ЗМЗ-51431.10CRS за счет применения новой отечественной системы управления является актуальной.

Цели и задачи

Анализ конструкции и системы управления ЗМЗ-51432.10CRS показал, что потенциал модернизации дизеля может быть реализован за счет модификации газоздушных каналов головки блока цилиндров, клапанного механизма, впускного и выпускного коллекторов, а также калибровки электронной системы управления на отечественном блоке. Снижение

массогабаритных показателей возможно за счет оптимизации конструкции масляного насоса и его привода, привода газораспределительного механизма. С точки зрения наименьших финансовых затрат для завода-изготовителя двигателя было выбрано использование калибровки электронной системы управления на базе отечественного блока управления [1, 2].

При этом использование отечественной системы управления и ее калибровка сертифицированными российскими специалистами исключает возможности установки вредоносного программного обеспечения, отслеживания пути следования и/или выведения из строя судна или другого транспортного средства за счет внешнего воздействия.

Целью работы является повышение мощности и снижение расхода топлива дизеля ЗМЗ-51432.10CRS путем калибровки электронной системы управления двигателем на базе отечественного блока управления.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- адаптировать систему управления дизелем на базе отечественного электронного блока управления ООО АБИТ М240 с учетом возможности военного применения;
- изготовить жгут электропроводки для системы управления;
- настроить, откалибровать дизель на новой системе управления на моторном стенде;
- провести испытания двигателя на натурном объекте (например, катере).

Объект исследования

Двигатель ЗМЗ-51432.10CRS, как объект исследования, устанавливался ранее на автомобили УАЗ Патриот, Хантер, Пикап, Карго с колесной формулой 4×4 и полной массой до 3500 кг, эксплуатировался при температурах окружающего воздуха от -45 до $+40$ °С, относительной влажности воздуха до 75 % (при температуре $+15$ °С) на высоте до 4000 м над уровнем моря [3].

Одна из последних модификаций двигателя ЗМЗ-51432.10CRS была оснащена топливной аппаратурой common rail и системой управления фирмы «Robert Bosch GmbH». Электронный блок управления микропроцессорный, тип EDC16C39-6.H1, 0 281 018 675.

Максимальная мощность дизеля 83,5 кВт (114 л. с.) достигается при частоте вращения 3800 об/мин, номинальная мощность 81 кВт (110 л. с.) при 3500 об/мин. Удельный расход топлива при номинальной мощности составлял 260 г/кВт·ч или 191 г/л. с.ч. Ограничение максимальной частоты вращения 4500 об/мин [3].

Анализ штатной системы управления

Серийный двигатель предназначен для установки на легковые автомобили. Штатные калибровки блока управления выполнены соответствующим для этого назначения способом. В основе управления лежит двухрежимный регулятор: поддержание частоты вращения холостого хода и предельных оборотов. В диапазоне рабочих режимов управление крутящим моментом и частотой вращения осуществляется непосредственно водителем. Из особенностей калибровки блока управления, ориентированного на автомобильное исполнение дизеля, следует отметить наличие заводского регулятора скорости, ограничивающего мощность при неисправности датчика скорости, режимы работы с педалями тормоза и сцепления. Таким образом, применение автомобильных калибровок для управления двигателем ЗМЗ-51432.10CRS, предназначенным для установки на катер, не представляется возможным.

Все штатные датчики и исполнительные механизмы двигателя были сохранены, за исключением датчика массового расхода воздуха (ДМРВ), были внесены изменения в моторную электропроводку в части разъема блока управления. Измерение массового расхода воздуха ДМРВ было заменено на расчетное определение расхода воздуха по датчику абсолютного давления (ДАД) и датчику температуры воздуха (ДТВ) во впускном коллекторе. Это мера была необходима для исключения погрешности измерения расхода воздуха из-за возможного попадания влаги на чувствительный элемент ДМРВ. Проводка была полностью переделана (рис. 1), для соединения с ЭБУ типа Абит М240 [4] применили разъемы военной спецификации круглой формы.

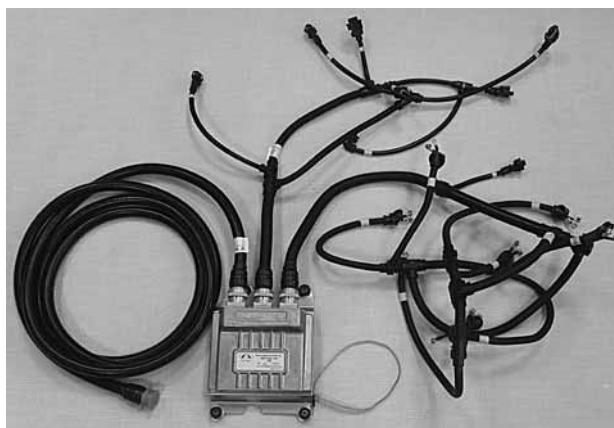


Рис. 1. Внешний вид собранной моторной электропроводки с блоком управления

Калибровка ЭСУД

Настройка происходила в следующем порядке. Первоначально были откалиброваны датчики и исполнительные механизмы. Затем была создана безмоторная установка для измерения расходных характеристик форсунок и топливного насоса высокого давления (ТНВД). На установке проведена настройка управления форсунками, клапаном MEU, регулятора давления в топливной рампе и поверхности времени открытия форсунок в зависимости от давления топлива и необходимой объемной топливоподачи (рис. 2).

В блок управления были внесены значения предельного крутящего момента, частота вращения холостого хода, предельная частота вращения и прочие статические параметры. На следующем этапе дизель был установлен на моторный и стенд и откалиброван в режиме реального времени.

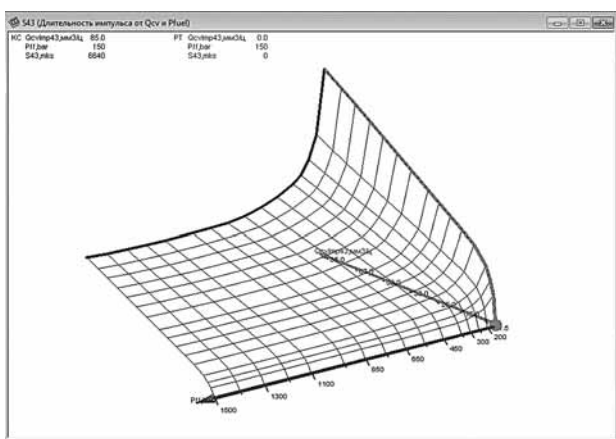


Рис. 2. Длительность импульса форсунки в зависимости от давления топлива и объемной топливоподачи

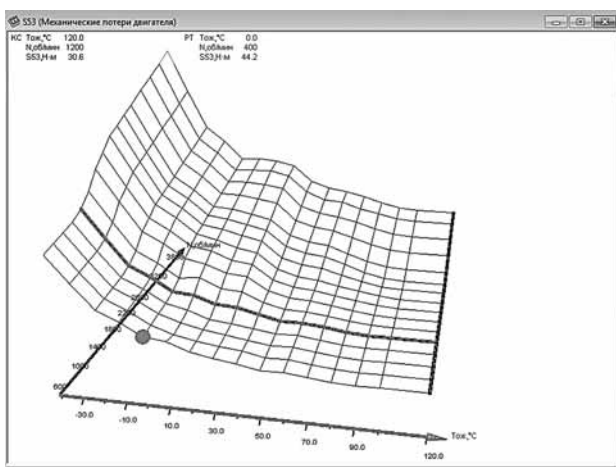


Рис. 3. Момент механических потерь дизеля в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и температуры охлаждающей жидкости

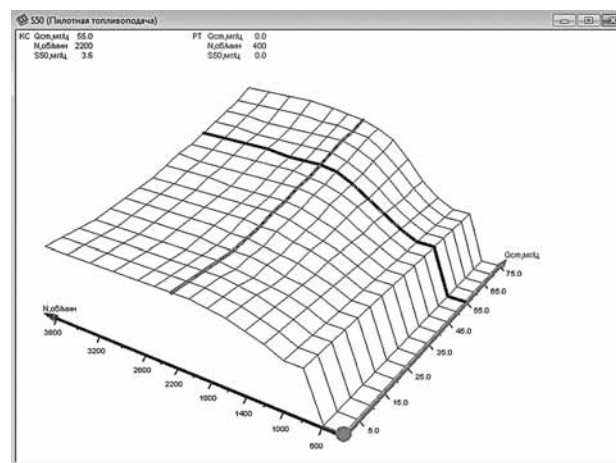


Рис. 4. Карта пилотной топливоподачи в зависимости от частоты вращения и нагрузки

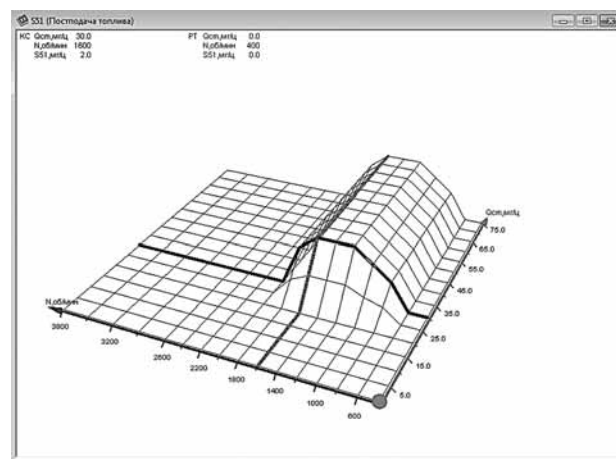


Рис. 5. Карта третьей топливоподачи в зависимости от частоты вращения и нагрузки

На нагрузочном стенде были выполнены измерения механических потерь во всем диапазоне частот вращения. Результаты измерения введены в программу (рис. 3).

Далее следует настройка закона топливоподачи и оптимизация углов опережения подачи топлива. Было принято решение реализовать два впрыска топлива за цикл (пилотный и основной), поскольку добавление третьего впрыска не привело к увеличению крутящего момента во всем диапазоне частоты вращения и нагрузки (рис. 4).

На малых частотах вращения (до 1800 об/мин), средних и высоких нагрузках добавлен третий впрыск после основного импульса (постподача). Цель данного решения — ускорение выхода турбокомпрессора на расчетный рабочий режим с более высоким давлением наддува, что позволяет увеличить крутящий момент на долевых режимах без дымления (рис. 5).

После оптимизации рабочего процесса построена поверхность величины цикловой подачи

Таблица 1

Удельный расход топлива

Частота вращения коленчатого вала, об/мин	Крутящий момент, Н·м	Удельный расход топлива, г/кВт·ч
1500	196	242
1600	255	206
2000	294	206
2500	333	202
3000	333	216
3200	333	216
3500	323	230

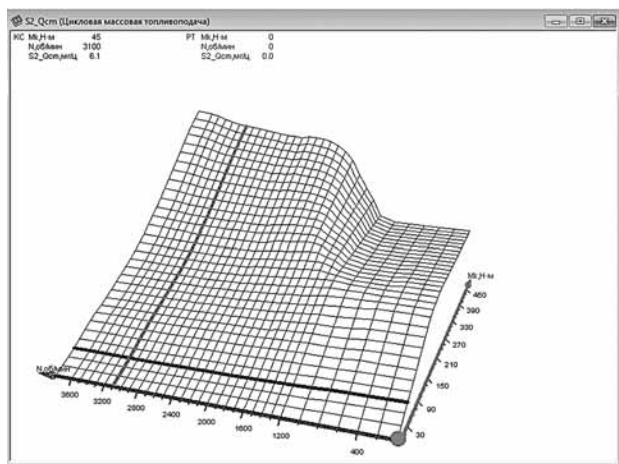


Рис. 6. Карта цикловой топливоподачи в зависимости от частоты вращения и нагрузки



Рис. 7. Доводка дизеля на натурном катере

в зависимости от частоты вращения и индикаторного крутящего момента дизеля. Эта поверхность позволяет задать соответствие реального эффективного момента и рассчитанного в ЭБУ (рис. 6).

Для обеспечения бездымной работы были построены карты объемной эффективности наполнения цилиндра (V_e), номинального и предельного состава смеси.

В процессе стендовых испытаний была проведена предварительная калибровка регулятора постоянной частоты вращения (РПО). В дальнейшем калибровка регулятора корректировалась на месте установки, а именно на катере в акватории реки Невы (рис. 7).

Результаты исследования

Дизель был откалиброван, после чего экспериментально определены внешняя скоростная характеристика на штатной системе управления и на новой (рис. 8). Выполнены измерения расхода топлива с новой системой управления (табл. 1). Расход топлива измерялся калиброванным поршневым расходомером VZD 4 EKO № 5522477, производства AQUAMETRO AG, Therwill (Швейцария) с погрешность измерения, равной 0,38 %.

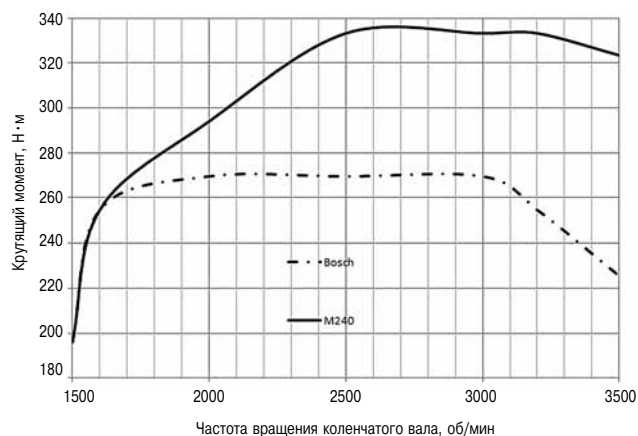


Рис. 8. Внешняя скоростная характеристика до («Robert Bosch GmbH») и после калибровки (ООО АБИТМ240)

В качестве силовой установки катера дизель работает в составе с водометом. Наиболее востребованная частота вращения находится в диапазоне 2000–3500 об/мин. Крутящий момент в данном диапазоне составил 290–333 Н·м. При необходимости, за счет замены турбокомпрессора и/или дополнения системы управления клапаном управления наддувом, имеется резерв увеличения крутящего момента в более широком диапазоне частоты вращения.

Выводы

В результате модернизации дизеля ЗМЗ-51432.10CRS с применением отечественной системы управления, были получены следующие технико-экономические характеристики. Минимальное значение расхода топлива было снижено на 2% — с 206 до 202 г/кВт·ч. Крутящий момент увеличен (макс. +23 %) практически во всем диапазоне частоты вращения, начиная от 1600 об/мин. Максимальный крутящий момент 333 Н·м достигается в диапазоне частоты вращения коленчатого вала от 2500 до 3200 об/мин, что соответствует наиболее востребованному для использования в качестве силовой установки катера с водометом.

Следует выделить некоторые из достоинств и преимуществ программного обеспечения и блока управления Абит М240:

➤ программное обеспечение позволяет осуществлять управление по принципу всережимного регулятора, имеются функции регулятора постоянной частоты вращения (РПО) и поддержания заданной скорости, что упростит пилотирование катера, сделает ход более стабильным, особенно при волнении;

➤ наличие достаточного количества калибруемых аналоговых входов для подключения датчиков позволяет укомплектовать ЭСУД элементами, контролирующими состояние двигателя, и в случае достижения аварийных значений рабочих параметров его остановить;

➤ в критических ситуациях возможна блокировка аварийного отключения по внешнему сигналу (нажатию кнопки или тумблера) с со-

ответствующей записью в регистраторе, встроенном в блок управления;

➤ протокол обмена данными содержит обширную информацию, которая может выводиться на дисплей отечественного производства, а именно: частота вращения коленчатого вала, температура охлаждающей жидкости, давление и температура масла, величина расхода топлива и т. д.;

➤ схмотехнические решения обеспечивают диагностику цепей датчиков и исполнительных устройств, а работа с многофункциональным дисплеем делает возможным выполнять первичную диагностику без подключения дополнительного оборудования к системе управления двигателем;

➤ в случае отказа датчика положения коленчатого вала предусмотрена возможность работы по датчику положения распределительного вала.

Литература

1. А.С. Пономарев, А.А. Метелев, М.Н. Немчикова. Исследование влияния формы седла клапана на расходную характеристику впускного канала автомобильного дизеля. Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. Спецвыпуск к 110-летию Н.С. Ждановского, 2017, — С. 115–118.

2. Пономарев А.С., Метелев А.А., Немчикова М.Н., Зайцев Д.А. Улучшение характеристик газоздушных каналов головки блока цилиндров дизельного двигателя Fiat 1,3 Multijet // Двигателестроение. — 2016. — № 1(263). — С. 18–24.

3. В.Л. Жбанников, Д.В. Епифанов, Н.К. Шишкин, А.И. Цой. Книга по устройству, эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту дизельных двигателей модели ЗМЗ-51432 для автомобилей УАЗ экологического класса 4. — Заволжье, 2015. — 304 с.

4. <https://abit.spb.ru/>;

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

6. Хрящев Ю.Е., Епанешников Д.А. Управление дизелем ЯМЗ уровня EURO-3 на холостом ходу // Вестник рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева. — 2012. — № 1. — С. 125–131.

7. Марков В.А., Фурман В.В., Акимов В.С. Система топливоподачи с электронным управлением тепловозного дизеля // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — 2013. — № 7. — С. 60–65.

8. Фурман В.В. Система топливоподачи с электронным управлением для дизеля // Грузовик. — 2014. — № 9. — С. 10–14.

ЛОКАЛЬНЫЙ ТЕПЛОБМЕН В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ — РАЗВИТИЕ НАУЧНОГО НАПРАВЛЕНИЯ В МГТУ ИМ. Н.Э. БАУМАНА

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

Изложены краткая история и вклад кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана в развитие научного направления. Проанализированы специфичные для поршневых двигателей задачи локального теплообмена, решаемые как в рамках классической теории Прандтля, так и с применением современных 3D-CRFD-кодов. Сформулированы пока еще нерешенные задачи локального теплообмена и теории рабочих процессов поршневых двигателей.

Введение. Основы теории теплообмена в поршневых двигателях внутреннего сгорания (ДВС) были заложены Р. Дизелем и В. Нуссельтом и впоследствии развиты их последователями, среди которых Н.Р. Брилинг, G. Eichelberg, Г.Б. Розенблит, G. Woschni, G. Hohenberg, Ch. Zapf и др. [1, 2]. Профессор МГТУ (ранее ИМТУ, МВТУ) Н.Р. Брилинг возглавил первую советскую научную школу теплообмена в поршневых двигателях. Позже такие же школы были образованы в Санкт-Петербурге (в Ленинграде) и в Харькове. Усилиями этих ученых была создана теория теплообмена в поршневых двигателях, обозначенная как традиционная или нуссельтовская теория, для которой характерным является, прежде всего, оценка и минимизация тепловых потерь, а также связанная с этим разработка α -формул для расчета коэффициента теплоотдачи в камере сгорания (КС) двигателя. Основные недостатки этой традиционной теории теплообмена заключаются в том, что она: позволяет определить параметры только усредненного по поверхности камеры сгорания теплообмена; не пригодна для определения термических граничных условий для расчета теплонапряженного состояния деталей двигателя; не учитывает влияния турбулентности на интенсивность теплообмена; основана на гипотезе аддитивности конвективных и радиационных тепловых потоков; переоценивает роль вихревого движения заряда в конвективной теплоотдаче в КС дизеля; не дает обоснования правомерности применения фундаментального закона теплоотдачи Ньютона для специфичных условий КС, в частности, для знакопеременного теплового потока; не приспособлена для исследования влияния на теплообмен искусственных и естественных теплоизоляторов в КС. Устранение

этих и других изъянов нуссельтовской теории стало возможным после разработки и внедрения в теории поршневых двигателей методов локального теплообмена. Следует подчеркнуть, что теория внутрицилиндровых процессов в настоящее время стала практически теорией локальных процессов и, естественно, исследует изменения локальных параметров в цилиндре. Не умоляя значения традиционной теории рабочих процессов, являющейся основным инструментом при прогнозировании эффективных показателей двигателя и основанной на исследовании усредненных по объему цилиндра параметров, необходимо отметить, что она не в состоянии достоверно решать целый ряд актуальных задач современного двигателестроения. Имеются в виду задачи, связанные с экологией (с образованием вредных компонентов в процессе сгорания) и надежностью (с теплонапряженным состоянием основных деталей) двигателя. Необходимость разработки теории локального теплообмена привела к возникновению трех различных направлений.

1. Стремление к получению новых формул для расчета локального значения α (А.К. Костин, Г.Б. Розенблит, W. Pflaum) или модернизация существующих (P. Ludwig) [1]. Это направление не привело к удачным результатам.

2. Решение обратных задач теплопроводности (G. Eichelberg, G. Woschni, Н.А. Ивашенко, S. Bludszuweit). Эти методы требуют проведения измерений локальных температур деталей и востребованы при обработке экспериментальных данных [1].

3. Разработка методов на основе теории пограничного слоя (Р.М. Петриченко и М.Р. Петриченко — на основе теории ламинарного ПС; МГТУ им. Н.Э. Баумана — на основе теории турбулентного ПС; J. Heywood, K. Boulouchos — измерения параметров ПС в цилиндре ДВС; K. Hanjalic — новая модель турбулентности для ПС). Это направление считается наиболее перспективным и активно развивается.

Приоритет в применении теории турбулентного пограничного слоя для решения задач локального теплообмена в камерах сгорания поршневых двигателей принадлежит кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана [1, 3, 4]. Решения получены как в рамках классической (полуэмпирической) теории Прандтля, основанной

на гипотезе длины пути перемешивания, так и в рамках современной теории, базирующейся на 3D-CRFD-кодах с применением пристеночных функций [1, 2, 5]. Следует также отметить, что 3D-CRFD-коды впервые в России для исследования рабочего процесса и локального теплообмена были применены в МГТУ им. Н.Э. Баумана [1, 2, 5]. В работе [6] впервые в теории ДВС для расчета теплового состояния поршня был использован метод контрольных объемов. В области теории рабочих процессов и связанной с ней теории теплообмена защищены 4 докторские (Р.З. Кавтарадзе, 1991; И.Е. Лобанов, 2006; М.М. Арипджанов, 2007; Д.О. Онищенко, 2013) и 13 кандидатские диссертации (Д.Ш. Бенидзе, 1992; Н.А. Лапушкин, 1995; И.Е. Лобанов, 1998; Ичунь Ван, 2000; Д.О. Онищенко, 2003; А.С. Голосов, 2003; А.А. Скрипник, 2004; В.А. Федоров, 2004; З.Р. Кавтарадзе, 2006; А.В. Шибанов, 2007; А.А. Зеленцов, 2011; С.С. Сергеев, 2011; А.Н. Костюченков, 2012; Е.В. Краснова, 2015; В.М. Краснов, 2016). Научное направление активно развивается в двух научно-образовательных центрах, созданных на базе кафедры, руководимых проф. Д.О. Онищенко.

Решения на основе классической теории пограничного слоя (ПС). Гипотеза Прандтля предполагает, что рабочее тело за пределами ПС представляет собой идеальный газ без трения и теплопроводности, что позволяет использовать «струйные» модели течения, в которых начальные скорости в сечениях КС вычисляются из термодинамических соотношений [1, 2, 4]. В рамках классической теории получены результаты, из которых следует отметить следующие.

1. Модель сложного (радиационно-конвективного теплообмена) в пограничных слоях КС. Доказана нецелесообразность применения традиционного, аддитивного подхода при оценке результирующего воздействия конвективного и лучистого тепловых потоков в КС дизеля.

2. Обобщение интегральных соотношений Кармана и Польгаузена–Кружилина для расчета гидродинамического и термического ПС в КС [1].

3. Оценка локального числа Больцмана и турбулентного числа Прандтля в условиях КС [1].

4. Исследование роли излучения в сложном теплообмене и его влияния на конвективный тепловой поток.

5. Влияние формы и кривизны поверхности КС на профиль теплового ПС;

6. Исследование роли интенсивности вихревого движения заряда в локальном теплообмене в КС. В традиционной теории теплообмена (G. Woschni, Г.Б. Розенблит) эта роль преувеличена [1, 7].

7. Доказательство правомерности применения фундаментального закона теплоотдачи Ньютона

при знакопеременных нестационарных тепловых потоках в КС [1].

8. Метод определения толщины слоя нагара в КС, температуры и теплового потока на поверхности слоя, оценка теплоизолирующего воздействия слоя нагара — естественного теплоизолятора, образованного при гетерогенном сгорании [1, 8].

9. Исследование влияния искусственной теплоизоляции (керамических материалов) на теплонапряженное состояние деталей и на экологические показатели дизеля [1]. Отметим, что теоретические результаты прошли экспериментальную проверку на различных двигателях российского и зарубежного производства [1, 2, 9].

Решения с применением 3D-CRFD-кодов. Кафедре поршневые двигатели МГТУ им. Н.Э. Баумана принадлежит приоритет использования 3D-CRFD-кодов в России для исследования рабочего процесса и локального теплообмена [1, 5, 9]. Классическая теория Прандтля в основном предполагает применение двухслойной модели пограничного слоя. В задачах ПС с применением современных 3D-CRFD-кодов и моделей пристеночной турбулентности используется более детальная схема пограничного слоя (ПС). Консервативность пристеночного течения позволяет ввести универсальные зависимости — пристеночные функции (например, К. Khanjalic и др. [1, 2]), связывающие параметры течения и теплообмена в ПС с безразмерным расстоянием от поверхности стенки

$$y^+ \equiv \frac{v_*}{\nu} y —$$

— с аналогом числа Рейнольдса, где ν — кинематическая вязкость;

$$v_* \equiv \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} —$$

— динамическая скорость, τ_w — касательное напряжение, ρ — плотность. Внешняя область не отличается консервативностью, так как ее свойства существенным образом зависят от предыстории турбулентного потока. При $y^+ < 30$ (ламинарный подслой + буферная зона) используется низкорейнольдсовая, а при $30 < y^+ < 200$ (область логарифмического закона) — высокорейнольдсовая модель турбулентности. В основе моделей лежат фундаментальные уравнения Навье–Стокса, Фурье–Кирхгофа, Фика и неразрывности, записанные в форме Рейнольдса в результате осреднения по Фавру [1, 2]. Детальное описание трехмерной расчетной области с подвижными границами, связь и взаимные влияния процессов гидродинамики, теплообмена и хими-

ческой кинетики, отраженные в указанных фундаментальных уравнениях переноса, а также учет предыстории протекающих в цилиндре двигателя и в смежных системах процессов является основным преимуществом описанного метода по сравнению с классической теорией Прандтля. Методом 3D-моделирования проведены исследования локального теплообмена в камерах сгорания ДВС различного назначения (авиационные и автомобильные бензиновые двигатели и дизели, двухтопливные двигатели (газодизели), газовые двигатели, водородный дизель) [1, 2, 10, 11]. Следует особенно отметить, что 3D-моделирование в отличие от 0-мерных моделей позволяет исследовать влияние на параметры рабочего процесса и теплообмена такого фактора, как кинетическая энергия турбулентности.

Нерешенные задачи локального теплообмена в КС. К таким задачам следует отнести создание для 3D-CRFD-кодов надежных подмоделей для описания таких процессов, как образование сажи в процессе гетерогенного сгорания и распределения частиц сажи в ПС, генерация лучистого теплового потока в КС и его влияние на профили скорости и температуры в ПС, взаимные влияния лучистого и конвективного тепловых потоков друг на друга, движение частиц сажи в ПС, их осаждение на поверхности КС, образование теплоизолирующего слоя нагара и локальное распределение этого слоя на тепловоспринимающих поверхностях КС. Очевидно, что эти задачи особенно актуальны для дизелей, а также для бензиновых двигателей с непосредственным впрыском, для которых уже введены ограничения по эмиссии твердых частиц. Современные 3D-CRFD-коды и используемые в них модели турбулентности (включая пристеночные функции с большим количеством эмпирических коэффициентов) практически не учитывают эти факторы. Очевидно также, что современные 3D-модели локального теплообмена в ДВС в этом отношении пока отстают от модели, основанной на классической теории Прандтля. Можно утверждать, что 3D-моделирование по точности количественных результатов может и опережает классический метод, однако уступает по качественным результатам, отражающим физическую сторону исследуемых задач (взаимное влияние конвективных и лучистых тепловых потоков, например).

Заключение. Связь и взаимное влияние процессов смесеобразования, сгорания, образования вредных веществ и теплообмена, учет которых необходим для усовершенствования двигателя, можно исследовать только с помощью локальных параметров. Другого пути для получения достоверных результатов нет. 0-мерные модели рабочего

процесса, прежде всего, многозонные модели, и по сравнению с 3D-моделями они представляют собой существенно упрощенную реальность, однако малое время счета при правильном отображении процессов сгорания и образования вредных веществ делает их востребованными, например, при моделировании городского ездового цикла с переходными режимами с учетом влияния управляемых фаз газораспределения и хода клапанов, условий работы λ -зонда и др. Кроме того, они могут быть полезными при прогнозировании и экспресс-оценке Downsizing- и Downsampling-мотор-трендов. Так как уровень сложности поставленных теорией ДВС задач обычно растет быстрее, чем располагаемые расчетные ресурсы, можно утверждать, что концептуально правильно построенные 0-мерные модели пока еще могут служить развитию ДВС. Очевидно также, что при создании новых перспективных поршневых двигателей 3D-CRFD-коды будут находить все более широкое применение.

Литература

1. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. — 515 с.
2. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. — 590 с.
3. Кавтарадзе Р.З. Решение задач конвективного и сложного теплообмена в камере сгорания дизеля с учетом пристеночного турбулентного течения. АН СССР. // ТВТ. — 1990. — Т. 28, № 5. — С. 969–977.
4. Кавтарадзе Р.З., Гайворонский А.И., Федоров В.А., Онищенко Д.О., Шибанов А.В. Расчет радиационно-конвективного теплообмена в камере сгорания дизеля // РАН. ТВТ. — 2007. — Т. 45, № 5. — С. 741–748.
5. Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelentsov A.A., Sergeev S.S. The influence of rotational charge motion intensity on nitric oxide formation in gas-engine cylinder. International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009). — 4308–4316.
6. Круглов М.Г., Кавтарадзе Р.З. Краевые задачи теплопроводности для транспортных энергетических установок и их решение численным методом. Известия АН СССР Энергетика и транспорт. — 1989. — № 5. — С. 149–157.
7. Петриченко М.Р., Валишвили Н.В., Кавтарадзе Р.З. Пограничный слой в вихревом потоке на неподвижной плоскости. РАН, Сибирское отделение. // Теплофизика и аэромеханика. — 2002. — Т. 9, № 3. — С. 411–421.
8. Kavtaradze R., Zelentsov A., Gladyshev S., Kavtaradze Z., Onishchenko D. Heat Insulating Effect of Soot Deposit on Local Transient Heat Transfer in Diesel Engine Combustion Chamber. SAE International Paper, № 2012-01-1217. — 12 p.
9. Кавтарадзе Р.З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород. — Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. — 238 с.
10. Леонтьев А.И., Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Голосов А.С., Панкратов С.А. Повышение эффективности рабочего процесса поршневого двигателя путем прямого преобразования теплоты выпускных газов в электрическую энергию. РАН. // Теплофизика высоких температур. — 2016. — Т. 54, № 1. — С. 99–107.
11. Кавтарадзе Р.З. Улучшение экологических показателей водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода. РАН. // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2016. — Т. 45, № 4. — С. 20–29.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ НЕЙТРАЛИЗАТОРА АВТОМОБИЛЬНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

А.К. Иванов, к.т.н., доц., Ю.В. Галышев, д.т.н., доц.
ФГАОУ ВО «СПбПУ»

Представлены результаты испытаний автомобильного бензинового двигателя, проведенных с целью получения экспериментальных данных для оценки влияния эксплуатационных факторов на эффективность работы нейтрализатора для снижения выбросов углеводородов и оксида углерода. На основании анализа полученных результатов испытаний выделены режимы работы и факторы, в наибольшей степени влияющие на содержание указанных токсичных компонентов в отработавших газах. Даны рекомендации по реализации дополнительных возможностей и резервов для выполнения норм токсичности по заявленному экологическому классу.

В настоящее время широкое распространение каталитических нейтрализаторов позволяет до минимума сократить вредные выбросы в отработавших газах (ОГ) легковых автомобилей с бензиновыми двигателями. Для подтверждения соответствия заявленному экологическому классу автомобили периодически подвергаются испытаниям, включающим так называемый стандартный ездовой цикл. Европейский ездовой цикл (NMEFZ), принятый в большинстве Европейских стран, включая Российскую Федерацию, с максимальным приближением моделирует условия движения автомобиля в городе и частично в загородном режиме [1]. Однако существует целый ряд факторов, связанных с режимами работы двигателя во время испытаний и с неисправностями, возникающими в период эксплуатации автомобиля, воздействие которых может препятствовать безусловному выполнению существующих норм выбросов углеводородов (СН) и оксида углерода (СО) для автомобиля по заявленному экологическому классу.

К наиболее неблагоприятным режимам работы бензинового двигателя, затрудняющим выполнение заявленных норм токсичности по ездовому циклу, следует отнести режимы холодного пуска и прогрева, а также часто повторяющиеся режимы ускорения и торможения автомобиля на низших передачах [1, 2]. Вынужденное использование обогащенного состава смеси для надежного запуска и последующей устойчивой работы непрогретого

двигателя снижает эффективность окислительных реакций в нейтрализаторе в условиях дефицита кислорода, что приводит к резкому увеличению выбросов СН и СО. Приходится учитывать, что активное окисление вредных веществ в нейтрализаторе начинается только при достижении рабочей температуры свыше 300 °С, а замкнутый контур в электронном блоке управления (ЭБУ) с корректировкой состава смеси от датчика кислорода (ДК) не включается, пока температура керамического элемента ДК не достигнет значения примерно 350 °С [3]. Таким образом, при запуске холодного двигателя требуется определенное время для прогрева нейтрализатора и управляющего ДК до достижения рабочих температур, при которых осуществляется эффективная нейтрализация вредных компонентов ОГ. Поскольку проверка автомобиля на соответствие заявленному экологическому классу свыше норм Евро-3 начинается с отбора ОГ непосредственно после пуска холодного двигателя, любая задержка включения в активную работу нейтрализатора, вызванная какими-либо неполадками в условиях непрогретого двигателя, сказывается на эффективности очистки ОГ от СН и СО. Известно также, что на неустановившихся режимах работы двигателя, связанных с ускорением и торможением автомобиля при испытаниях по Европейскому ездовому циклу, максимум выбросов СО и СН может быть намного выше, чем на установившихся режимах работы [1, 2].

К числу неисправностей, наиболее неблагоприятно влияющих на количество вредных выбросов в период эксплуатации двигателя, в первую очередь следует отнести пропуски воспламенения рабочей смеси в отдельных цилиндрах двигателя, вызванные перебоями в системах зажигания и топливоподачи, а также выход из строя управляющего ДК. Причем известно, что эти неисправности в первую очередь приводят к увеличению выбросов СН и в меньшей степени СО [4–6]. Поскольку полностью исправные автомобили, находящиеся в эксплуатации, часто с трудом укладываются в заявленные нормы вредных выбросов, любой из перечисленных эксплуатационных дефектов двигателя может вызвать превышение этих норм.

В условиях эксплуатации всесторонняя проверка автомобилей на предмет соответствия заявленному экологическому классу является весьма дорогостоящим и труднодоступным мероприятием, поскольку для полного воспроизведения ездового цикла необходимо наличие специализированного стенда с беговыми барабанами и дополнительным оборудованием. Учитывая это обстоятельство, в данной работе представлен упрощенный способ оценки влияния отдельных режимов и других вышеупомянутых эксплуатационных факторов на количество выбросов СН и СО с целью определения возможностей штатного нейтрализатора минимизировать эти выбросы. Эффективность работы нейтрализатора оценивалась путем сравнения экспериментальных данных по выбросам указанных компонентов в системе выпуска ОГ до и после нейтрализатора.

Для получения экспериментальных данных в стационарных условиях использовался автомобиль марки Chevrolet Cruze, оснащенный четырехцилиндровым 16-клапанным двигателем FD3 рабочим объемом 1600 см³ с распределенным впрыском бензина во впускной трубопровод и штатным нейтрализатором. Сравнительные испытания проводились с помощью диагностического комплекса FSA-740 фирмы Bosch [7], укомплектованным газоанализатором BEA-050 с программным обеспечением ESA (Emission-System-Analysis), позволяющим быстро регистрировать значения упомянутых компонентов СН (в единицах ppm) и оксида углерода СО (в % по объему), свободного кислорода О₂ и углекислого газа СО₂ (в % по объему), а также вычислять значения состава смеси по газовому анализу. Регистрация этих значений проводилась с помощью фото- и видеофиксации, фрагмент которой показан на рис. 1. Диагностическая программа ESI[tronic] 2.0 позволяла оперативно фиксировать значения температуры рабочих жидкостей, частоты вращения коленчатого вала (*n*), угла опережения зажигания и других параметров двигателя, а также вести наблюдения за характером изменения напряжения управляющего ДК.

Весь объем испытаний был разделен на два цикла. В первом цикле проводились испытания на режимах холодного пуска и прогрева двигателя, а во втором — все испытания проходили при полностью прогретом двигателе на режимах холостого хода и неустановившихся режимах с небольшими значениями *n*.

При отсутствии специализированной холодильной камеры испытания в первом цикле проводились в боксе при начальной температуре порядка 15 °С и состояли из трех стадий. Первая стадия проходила в штатных условиях без имитации каких-либо неисправностей в системе

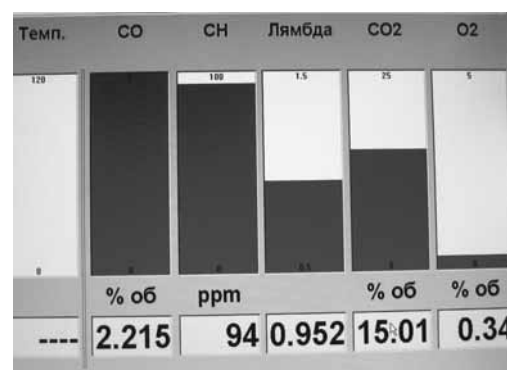


Рис. 1. Фрагмент значений газового анализа и состава смеси (лямбда), полученных с помощью программы ESA

управления двигателем (СУД) с отбором ОГ из выпускной трубы. На второй стадии испытаний управляющий ДК был отключен и двигатель работал по разомкнутому контуру без обратной связи от ДК к ЭБУ с имитацией неисправности в электропроводке, связывающей ДК с ЭБУ. На третьей стадии испытаний вместо установленного штатного управляющего ДК был установлен штуцер и отбор ОГ производился из системы выпуска ОГ до нейтрализатора. Для идентичности условий испытаний каждая стадия проводилась в разные дни, чтобы двигатель успел полностью остыть (до 15 °С). Длительность каждой стадии испытаний составляла 300 с и фиксировалась с помощью секундомера. Измерения производились сначала через 10 с, 30 с и затем через каждые 30 с после пуска двигателя. При этом диапазон изменения температуры охлаждающей жидкости находился в пределах от 15 °С перед запуском до 70–75 °С в конце испытаний. По мере прогрева двигателя значение *n* постепенно снижалось от 1100 об/мин до 800 об/мин, а угол опережения зажигания находился в пределах 2–4 град ПКВ до ВМТ.

Наиболее важные результаты испытаний представлены на рис. 2, где показаны зависимости эмиссии СН и СО от времени работы холодного двигателя после запуска.

Анализ представленных зависимостей показывает, что содержание СН и СО в первые секунды (10–30 с) после пуска двигателя было достаточно велико независимо от способа отбора ОГ. Однако на первой стадии испытаний в штатных условиях отбора ОГ содержание СН и СО несколько меньше, чем содержание тех же компонентов до нейтрализатора. Этот факт означает, что окислительные реакции в нейтрализаторе начинались спустя непродолжительное время после запуска холодного двигателя. Значительно быстрее наблюдалось снижение этих компонентов спустя 60 с после запуска, что обусловлено началом подачи активного сигнала от управляющего

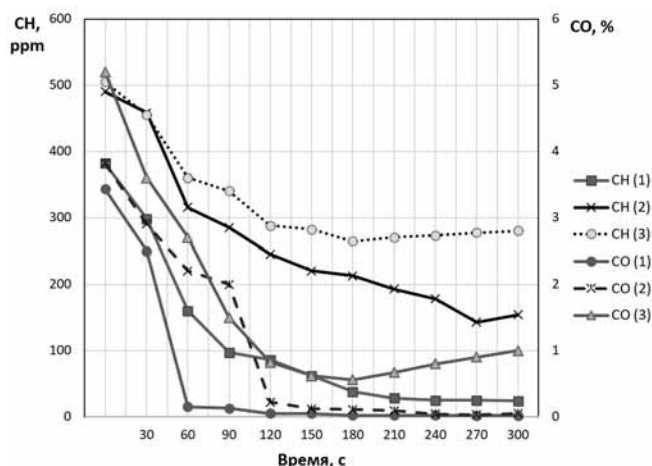


Рис. 2. Зависимости эмиссии СН и СО от времени работы холодного двигателя после запуска при различных условиях:

СН (1) и СО (1) — значения на первой стадии испытаний в штатных условиях; СН (2) и СО (2) — значения на второй стадии без ДК; СН (3) и СО (3) — значения на третьей стадии без ДК и с отбором ОГ до нейтрализатора

ДК (по данным программы ESI[tronic] 2.0) и постепенному переходу к составу смеси, близкому к стехиометрическому. В дальнейшем значения СН постепенно снижались, но оставались несколько завышенными (25–90 ppm), несмотря на достижение нейтрализатором рабочей температуры порядка 550 °С. При этом следует отметить, что на протяжении этой стадии испытаний содержание O_2 в ОГ было близко к нулю и, видимо, его не хватало для полного окисления СН.

На второй стадии испытаний при отсутствии управляющего напряжения ДК содержание СН после нейтрализатора значительно возросло из-за подачи более богатой смеси и, соответственно, меньшего содержания O_2 в ОГ. На третьей стадии испытаний при отборе ОГ до нейтрализатора содержание СН и СО возросло еще больше. Сравнивая результаты испытаний на второй и третьей стадиях видно, что даже в отсутствии управляющего напряжения ДК нейтрализатор способен существенно снижать выбросы СН и СО на режиме прогрева двигателя. Однако для этого необходимо располагать большим количеством O_2 в ОГ, что на режимах холодного пуска и прогрева практически недостижимо без использования системы дополнительной подачи воздуха.

Во втором цикле испытаний для оценки влияния других факторов были выбраны четыре режима работы двигателя в исправном состоянии и четыре режима работы с имитацией распространенных дефектов, возникающих в эксплуатации. Первые четыре режима включали холостой ход (XX) при постоянных значениях $n = 1000$ и

3000 об/мин, режим разгона двигателя от 1000 до 3000 об/мин при открытии педали газа на 20 % и режим торможения двигателя от 3000 до 1000 об/мин при сбросе педали газа. Выбор режимов разгона и торможения двигателя без внешней нагрузки в диапазоне указанных значений n обусловлен желанием в стационарных условиях проведения испытаний приблизительно воспроизвести неустановившиеся режимы работы двигателя при движении автомобиля по Европейскому ездовому циклу на первой и второй передачах. Остальные четыре режима проводились только на установившихся режимах XX при тех же значениях n , но с отключением работы одного цилиндра двумя разными способами. Сначала отключалась одна форсунка, имитируя неисправность в системе топливоподдачи, а затем отключение цилиндра производилось путем установки заведомо неисправной свечи, имитируя дефект в системе зажигания.

Результаты испытаний представлены на рис. 3, где показаны значения содержания отдельных компонентов в ОГ и вычисленный по данным газового анализа приблизительный состав смеси (λ) на вышеперечисленных режимах работы. Причем на неустановившихся режимах значения всех компонентов зафиксированы в момент максимальных значений СН и СО.

Для оценки эффективности работы нейтрализатора на различных режимах работы, включая режимы с неисправностями, отбор ОГ производился из разных мест. На первой стадии испытаний, результаты которых представлены в верхней части рис. 3, отбор ОГ осуществлялся обычным способом из штатной выпускной системы. На второй стадии испытаний, результаты которых представлены в нижней части рис. 3, отбор ОГ производился из штуцера, установленного до нейтрализатора на месте крепления управляющего ДК. При этом разъем управляющего ДК был отключен и, следовательно, система управления двигателя работала по разомкнутому контуру, несколько обогащая рабочую смесь.

Из анализа представленных на рис. 3 результатов испытаний следует, что при отборе ОГ из штатной выпускной системы и наличии каталитического нейтрализатора в рабочем состоянии выбросы СН и СО на установившихся режимах близки к нулевым значениям.

Наблюдается некоторый всплеск значений этих компонентов на переходном режиме (режим 3), обусловленный кратковременным обогащением состава смеси. Тем не менее, выбросы СН на рассматриваемых неустановившихся режимах после нейтрализации сокращаются на порядок по сравнению с выбросами до нейтрализатора.

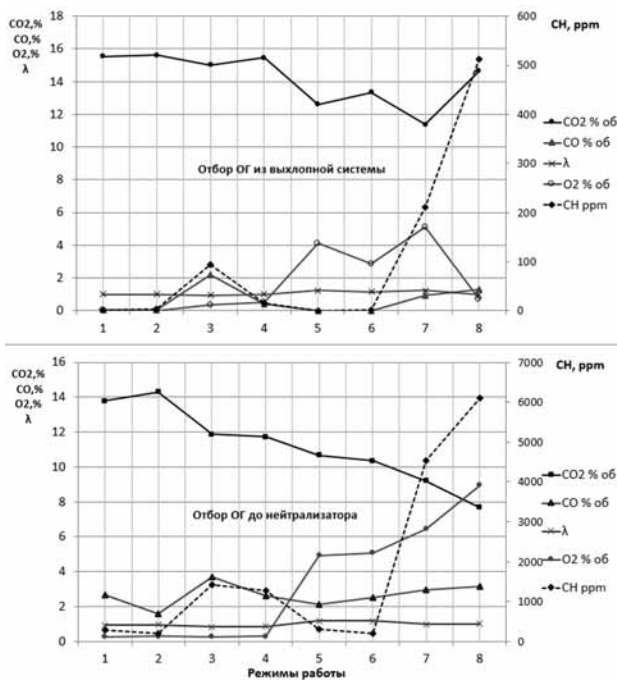


Рис. 3. Значения содержания отдельных компонентов в отработавших газах и состав смеси I на различных режимах работы двигателя:

1 — ХХ при $n = 1000$ об/мин; 2 — ХХ при $n = 3000$ об/мин; 3 — режим ускорения от $n = 1000$ до $n = 3000$ об/мин; 4 — режим торможения от $n = 3000$ до $n = 1000$ об/мин; 5 — ХХ при $n = 1000$ об/мин с отключением форсунки; 6 — ХХ при $n = 3000$ об/мин с отключением форсунки; 7 — ХХ при $n = 1000$ об/мин с неисправной свечой; 8 — ХХ при $n = 3000$ об/мин с неисправной свечой

Выключение одного цилиндра из рабочего процесса двигателя путем отключения форсунки (режимы 5 и 6) не вызывает ощутимого повышения выбросов СН и СО по сравнению с выбросами исправного двигателя при отборе ОГ из штатной выхлопной системы благодаря избыточному содержанию O_2 в ОГ. В этом случае кратковременное выключение из работы цилиндра не представляет опасности для нормальной работы нейтрализатора. Иная картина наблюдается в случае выключения из работы цилиндра вследствие отсутствия рабочей искры при исправной форсунке (режимы 7 и 8). Такой дефект сразу многократно увеличивает выбросы СН по сравнению с выбросами исправного двигателя. Хотя и в этом случае выброс СН при отборе ОГ после нейтрализатора на порядок меньше, чем до нейтрализатора, что свидетельствует об эффективности его работы. Однако даже кратковременная работа с таким дефектом опасна, поскольку значительная часть топлива догорает в элементах нейтрализатора, разогревая его до недопустимых температур и разрушая его структуру. Приведенный пример показывает, что даже отдельные пропуски рабочих циклов, вызванные дефектами в системе зажигания, крайне

нежелательны из-за резкого повышения выбросов СН и опасности выхода из строя нейтрализатора. Поэтому в большинстве современных автомобилей система управления, распознав данный дефект, выключает форсунку в цилиндре, где происходят пропуски воспламенения рабочей смеси.

Подводя итоги проделанной работы, можно сделать следующие основные выводы.

Дана количественная оценка влияния отдельных эксплуатационных факторов на содержание СН и СО в ОГ с отбором газов до и после нейтрализатора.

Анализ результатов первого цикла испытаний (рис. 2) показывает, что проверяемый штатный нейтрализатор при включении управляющего ДК способен практически на порядок снизить содержание СН и СО в ОГ на режимах холодного пуска и прогрева. Вследствие нехватки O_2 для более эффективных окислительных реакций имеется определенный резерв для дальнейшего снижения СН (30–100 ppm), который может быть реализован за счет сокращения времени подогрева ДК и установки системы дополнительной подачи воздуха на входе в нейтрализатор.

Из анализа результатов второго цикла испытаний (рис. 3) следует, что при полностью прогревом двигателя и исправном контуре управления от ДК нейтрализатор эффективно снижает выбросы СН и СО до минимальных значений на всех проверяемых режимах с малыми расходами смеси. Существенный ресурс по снижению выбросов СН появляется при возникновении эксплуатационных дефектов, вызывающих пропуски рабочих циклов из-за неисправностей в системе зажигания.

Практическое значение предлагаемого способа оценки влияния эксплуатационных факторов заключается в возможности использования результатов испытаний для определения резервов по снижению токсичных компонентов в ОГ автомобиля в случаях превышения установленных норм.

Литература

1. Системы управления бензиновыми двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. — М. : ООО «Книжное издательство "За рулем"», 2005. — 432 с.
2. Токсичность автомобильных двигателей: Учеб. Пособие/ К.А. Морозов. — М. : МАДИ (ТУ), 1997. — 84 с.
3. Лещенко В.П. Кислородные датчики. — М. : Легион-Автодата, 2003. — 112 с.
4. Кульчицкий А.Р. Токсичность поршневых ДВС. Экспериментальная оценка экологического уровня двигателя: учеб. пособие. — Владимир : Изд. Влад. гос. ун-та, 2011. — 116 с.
5. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие/К.А. Кульчицкий. — Владимир : Владим. гос. ун-т. — 2-е изд. — М. : Акад. проект, 2004. — 398 с.
6. Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — М. : Изд. Российского университета дружбы народов, 1998. — 216 с.
7. Диагностика двигателей. Лабораторный практикум на диагностическом комплексе FSA-740: учеб. пособие/ А.К. Иванов. — СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2011. — 30 с.

ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВУХТОПЛИВНЫХ ДИЗЕЛЕЙ MAN L51/60DF

А.А. Иванченко, д.т.н., проф., Д.С. Ватолин, аспирант
Государственный университет морского и речного флота
имени адмирала С.О. Макарова

В качестве одного из наиболее привлекательных решений для российских судовладельцев рассматривается оснащение судов двухтопливными двигателями, способные работать на жидком и газовом топливах. Рассмотрены особенности конструкции двухтопливных двигателей компании «MAN Diesel & Turbo» типа 51/60DF, работающие в составе дизель-генераторов на судах проекта S1910 с системой электродвижения. Выполнен анализ опыта эксплуатации и возникающих отказов дизелей за время наработки около 18 000 часов. В рассмотрение принимались особенности процессов пуска, перевода на различные виды топлива (жидкое топливо–газ–жидкое топливо) и возникающие при этом отказы. Анализ возникающих отказов показал, что их основной причиной является нестабильность рабочего процесса в зоне режимов, преобладающих в условиях эксплуатации.

Введение

Принятое в 2010 г. на 58 сессии ИМО пересмотренное Приложение VI к МАРПОЛ 73/78, вступившее в силу 01.01.2011, наметило план поэтапного снижения выбросов окислов азота (NO_x) от судовых энергетических установок. Согласно этому плану к 01.01.2016 предусмотрено сокращение выбросов NO_x на 80 % за счет введения нормы выбросов NO_x для судовых дизелей на уровне ИМО Tier-3 (3,4–2,0 г/кВт·ч) при условии, что этот технический норматив будет действовать только в областях контроля выбросов (NECA) [1]. К областям NECA относятся Североамериканское побережье Канады и США, а также в перспективе Балтийское и Северное моря (рис. 1).

В настоящее время нормативы ИМО Tier-3 вступили в силу с 2016 г. в районах, прилегающих к Североамериканскому побережью Канады и США. Сроки введения норматива ИМО Tier-3 в районах Северного и Балтийского морей перенесены на 2021 г., т. к. анализ состояния разработок технологий в Европе по сокращению выбросов NO_x показал неготовность изготовителей

двигателей к выпуску продукции, соответствующей заявленным нормативам.

В связи с изложенным внимание изготовителей судовых силовых установок сосредоточено на разработке двухтопливных двигателей, способных работать как на жидком, так и на газовом топливе. Это обусловлено во-первых, необходимостью выполнения вступающих в силу требований ИМО Tier-3, во-вторых — относительной дешевизной и перспективностью газового топлива.

В России применение газа в качестве моторного топлива все больше рассматривается как серьезная альтернатива флотскому мазуту (HFO) и дизельному топливу (MDO). Об этом свидетельствует содержание принятой Государственной программы «Развитие транспортной системы» [2], которая предусматривает создание условий для использования сжиженного природного газа (СПГ) в целях обеспечения работы судовых энергетических установок на морском и речном транспорте; развитие объектов газозаправочной инфраструктуры для хранения и бункеровки судов СПГ в морских портах и на внутренних водных путях; стимулирование исследований по разработке и производству морских и речных судов, использующих СПГ для обеспечения работы энергетических установок. Программу планируется реализовать в один этап в период с 2018 по 2022 гг.

В развитие этой программы ПАО Газпром рассмотрел следующие сценарии спроса на бункер СПГ в Балтийском и Северном морях в 2011–2030 гг. [3] (рис. 2).



Рис. 1. Расположение зон ECA

Таблица 1

**Технические данные дизеля фирмы
«MAN Diesel&Turbo» типа 51/60DF**

Количество цилиндров, шт.	6–9
Частота вращения, об/мин	514/500
Диаметр цилиндра, мм	510
Ход поршня, мм	600
Среднее эффективное давление, бар	20,0/20,6
Цилиндровая мощность, кВт	1050
Расход топлива/газа при нагрузке 85 %, г/(кВт·ч)/кДж/(кВт·ч)	180,2/7,265

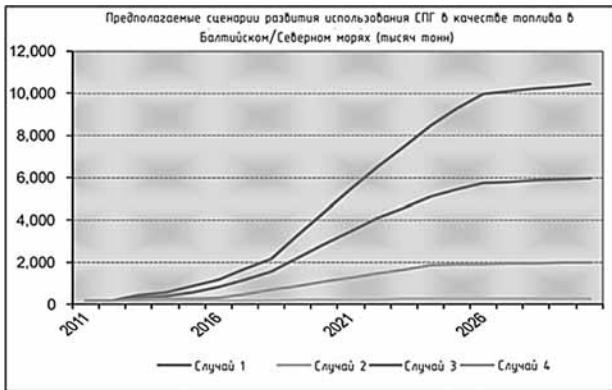


Рис. 2. Предполагаемые сценарии развития использования СПГ в качестве топлива в Балтийском/Северном морях

Случай 1: LNG \$ 15,73/MMBtu* — эквивалентная цена использования HFO с системой очистки скрубберами.

Случай 2: СПГ \$ 20,25 / MMBtu — эквивалентная цена использования MDO. (Поставка СПГ слишком дорогостоящая, пределы серы принимаются только на основе регулирования).

Случай 3: СПГ \$ 13,62 / MMBtu — эквивалентная цена использования HFO. (СПГ сильно стимулируется, топливный переключатель производится на основе лучшей экономики).

Случай 4: СПГ \$ 15,73 / MMBtu — эквивалентная цена использования HFO из-за отстающей экономики и снижения спроса.

Все вышеприведенные факторы послужили толчком к началу производства двухтопливных дизелей и их большому распространению на мировом рынке. Несмотря на то что конструктивные схемы рассматриваемых дизелей уже не раз рассматривались в настоящем журнале и современной технической литературе [4–6], работы, посвященные анализу особенностей эксплуатации современных судовых двухтопливных дизелей, их рабочих процессов и отказов, практически отсутствуют.

Общий анализ показателей работы и безотказности двухтопливных дизелей

Настоящий анализ выполнен по итогам наблюдения за эксплуатацией двухтопливных дизелей компании MAN Diesel & Turbo типа 51/60DF. Производство двигателей начато компанией с 2011 г. Основные характеристики двигателей приведены в табл. 1 [7]. Двигатели используются на судах проекта S1910 в составе двигатель-генераторов на судах с системой электродвижения. За время наблюдения наработка двигателей составила около 18 000 часов, что соответствует периоду с 2015 г. по настоящее время.

* MMBtu — один миллион британских тепловых единиц (1000 м³ природного газа = 35,8 MMBtu).

В рассмотрение принимались особенности эксплуатации двухтопливных дизелей, вопросы их пуска, перевода с топлива на топливо, контролируемые показатели рабочего процесса и отказы.

Двигатели эксплуатируются в составе судовой электроэнергетической установки, состоящей из четырех дизель-генераторов (2-х MAN 8L51/60DF; 2-х MAN 9L51/60DF) и турбогенератора. Двигатель работает на двух видах топлива: дизельном и газовом. При использовании газового топлива газ подается в рабочие цилиндры через газовый клапан (Solenoid Gas Admission Valve — SOGAV) вместе с продувочным воздухом. Для воспламенения газа используется система «Micro Pilot», которая подает в цилиндры дизельное топливо (MDO) через пилотные форсунки. В качестве жидкого топлива предусмотрено использование в основном тяжелого топлива (HFO), и MDO при заходе в зоны ЕСА и при обкатке двигателя после моточистки. При работе на жидком топливе оно подается через основные форсунки, причем система «MicroPilot» остается в работе. Двигатель способен перейти на газовое топливо, начиная с нагрузки 20 % от номинальной, и поддерживать работу при нагрузке не ниже 15 %. Контроль сгорания газа в цилиндрах осуществляется с помощью пьезометрических датчиков, контролирующих предотвращение детонации. Выход из режима детонации осуществляется микропроцессорной системой управления и защиты SaCoSone, разработанной компанией «MAN Diesel & Turbo». При этом система с помощью программно-логического аппарата, изменяет угол опережения воспламенения топлива и уменьшает подачу газа в цилиндр. В случае длительной работы двигателя в режиме неуправляемого сгорания газа система SaCoSone начинает его автоматический перевод на жидкое топливо, продолжительность которого составляет ~5 мин, а в случае возникновения слишком сильной детонации при сгорании в цилиндре — инициирует быстрый переход на жидкое топливо (практически мгновенный).

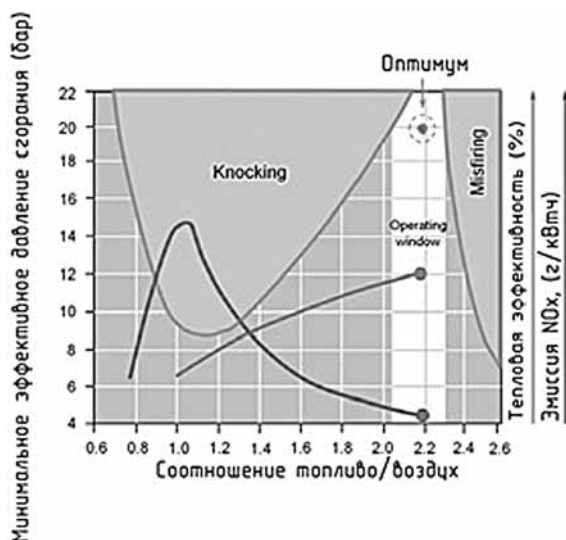


Рис. 3. Определение соотношения топливо/воздух при работе дизеля на газовом топливе

Рабочий процесс при работе на газовом топливе организован по принципу использования обедненной газовой смеси. А именно сгорание обедненной газовой смеси в рабочих цилиндрах происходит при поддержании соотношения топливо/воздух $\lambda \sim 2,2$ (рис. 3). Для поддержания оптимального коэффициента избытка воздуха используется специальный перепускной клапан, который стравливает избыточный воздух с нагнетательной части турбокомпрессора в атмосферу через глушитель. Указанный клапан приводится в действие только при работе двигателя на газовом топливе, при работе на жидком топливе он остается закрытым.

Изменение основных контролируемых параметров рабочего процесса двигатель-генераторов № 1–4 по нагрузочной характеристике в при их работе на газовом и тяжелом топливе представлены на рис. 4–5.

Измерения рабочих параметров двигателей выполнялись ежедневно в 12:00 по местному времени на всех работающих двигателях.

Из представленных данных следует, что не все контролируемые параметры подчиняются

строгим закономерностям во всем диапазоне рабочих режимов. Относительно стабильны характеристики давления наддувочного воздуха и частоты вращения ротора турбокомпрессора на всех двигателях при работе на газовом топливе. Это является следствием автоматического регулирования давления наддува при работе на газовом топливе. При работе на топливе НФО наблюдаются колебания и давления наддува и частоты вращения ротора турбокомпрессора. Причем особенно нестабильно агрегат наддува работает на долевых режимах. Это следствие нестабильности рабочего процесса, о чем свидетельствует разброс наблюдаемых данных по температуре отработавших газов перед турбиной и после турбины. Причиной нестабильности рабочего процесса при работе на газовом топливе могут быть колебания в наполнении цилиндров зарядом воздуха в результате волновых процессов в ресивере. При работе на жидком топливе нестабильность

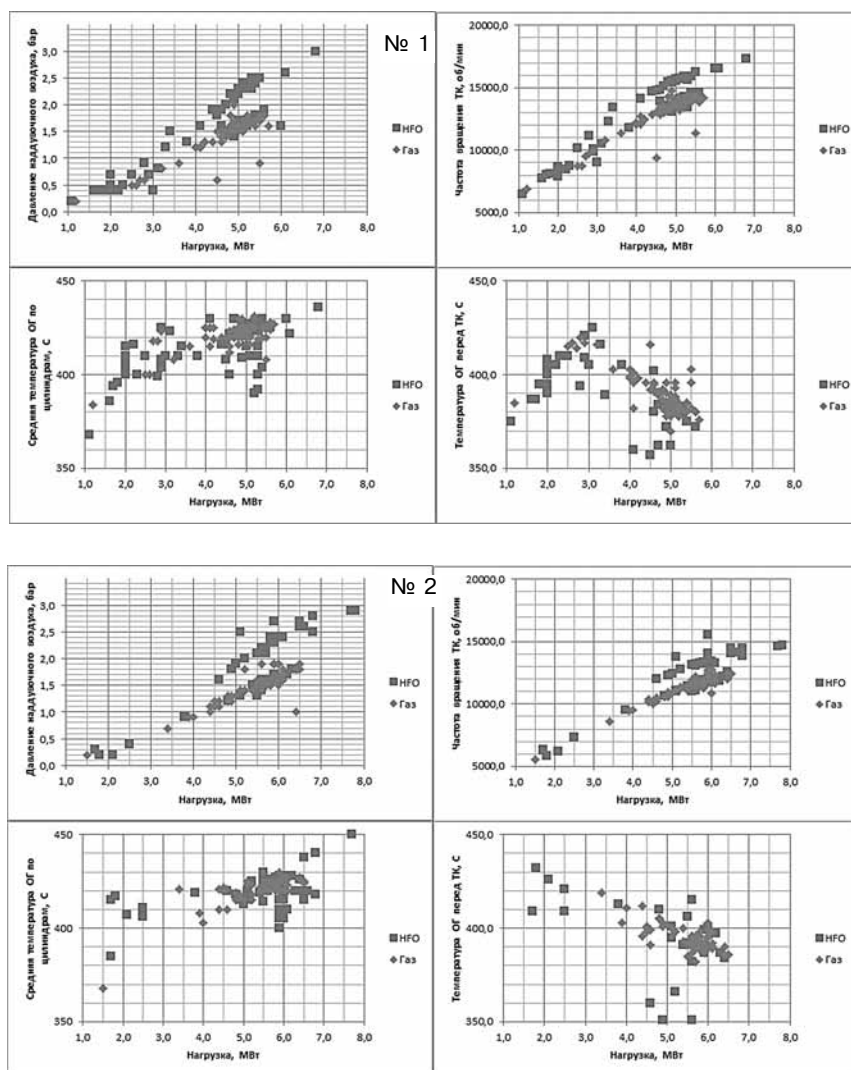


Рис. 4. Зависимость значений рабочих параметров от нагрузки главного двигателя № 1–2

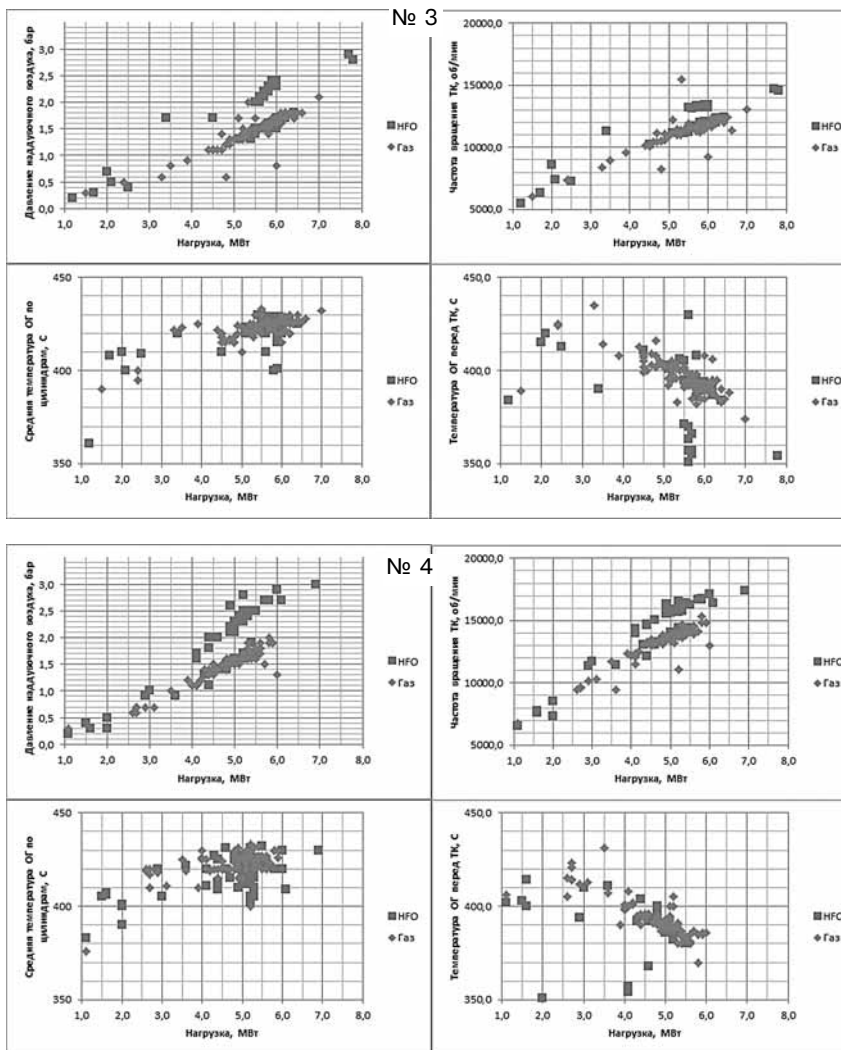


Рис. 5. Зависимость значений рабочих параметров от нагрузки главного двигателя № 3–4

рабочего процесса и соответственно температур до и после турбины могут быть дополнительно вызваны различиями в гидроплотности топливной аппаратуры по цилиндрам, загрязнением рабочих элементов турбины и компрессора, загрязнения теплообменных поверхностей ОНВ и другими факторами. По мере роста нагрузки увеличиваются расхождения основных рабочих параметров дизеля при работе на жидком и газовом топливах. При работе на тяжелом топливе, двигатели оказываются более теплонапряженными, чем при работе на газовом топливе. Так же наглядно показано существенное различие в давлении наддува и частоте вращения турбокомпрессора.

двигателя. В отдельных случаях имело место

Таблица 2

Рабочие параметры дизеля при работе на газовом топливе

Дата	Нагрузка, МВт	Давление наддувочного воздуха, бар	Средняя температура ОГ по цилиндрам, °С	Температура ОГ за ТК, °С	Частота вращения ТК, об/мин
03.11.2015	6,1	1,7	420	390,0	11 840,0
04.11.2015	5,4	1,4	420	400,0	11 080,0
05.11.2015	5,1	1,4	425	400,0	11 070,0
06.11.2015	4,8	1,3	415	405,0	10 560,0
07.11.2015	5,6	1,9	420	387,0	12 220,0
08.11.2015	5,6	1,4	420	396,0	11 380,0
09.11.2015	5,7	1,6	425	396,0	11 670,0
10.11.2015	5,6	1,6	425	395,0	11 540,0
11.11.2015	5,5	1,5	420	392,0	11 640,0
12.11.2015	5,6	1,5	420	391,0	11 640,0
13.11.2015	6,0	1,9	420	402,0	10 900,0
14.11.2015	5,0	1,3	415	402,0	10 940,0
15.11.2015	5,2	1,4	418	398,0	11 200,0
16.11.2015	4,9	1,3	416	401,0	10 950,0

Таблица 3

Рабочие параметры дизеля при работе на тяжелом топливе (НФО)

Дата	Нагрузка, МВт	Давление наддувочного воздуха, бар	Средняя температура ОГ по цилиндрам, °С	Температура ОГ за ТК, °С	Частота вращения ТК, об/мин
04.10.2015	5,9	1,7	422	392,0	11 950,0
05.10.2015	6,0	1,6	425	390,0	12 010,0
06.10.2015	6,0	1,6	426	390,0	12 070,0
07.10.2015	6,0	1,6	427	394,0	11 870,0
08.10.2015	6,0	2,4	427	394,0	11 760,0
09.10.2015	6,2	1,7	427	390,0	12 040,0
10.10.2015	7,8	2,8	460	354,0	14 540,0
11.10.2015	5,6	2,1	425	351,0	13 140,0
12.10.2015	7,7	2,9	456	344,0	14 700,0
13.10.2015	5,7	2,1	423	355,0	13 250,0
14.10.2015	5,6	2,1	423	357,0	13 180,0
15.10.2015	5,7	2,1	426	357,0	13 320,0
16.10.2015	5,7	2,0	427	370,0	13 240,0
17.10.2015	5,5	2,0	428	371,0	13 190,0
18.10.2015	5,7	1,7	422	392,0	11 950,0
19.10.2015	5,6	1,6	425	390,0	12 010,0
20.10.2015	5,8	1,6	426	390,0	12 070,0
21.10.2015	5,8	1,6	427	394,0	11 870,0



Рис. 6. Повреждения турбинной части ТК

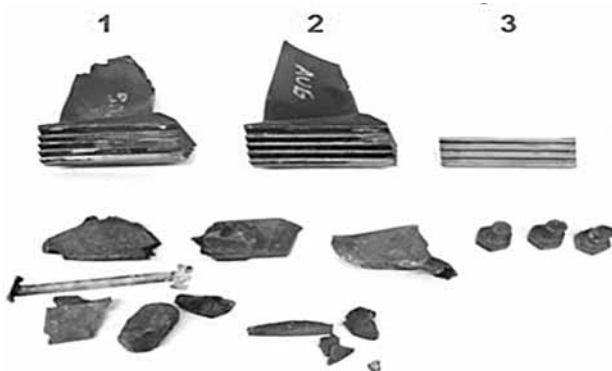


Рис. 7. Компоненты ТК, доставленные в Аугсбург

заклинивание 8 плунжеров ТНВД из 9. Причем рассматриваемые систематические отказы имели место на трех из четырех судов с главными двигателями MAN L51/60DF, находящихся в эксплуатации ПАО «Совкомфлот». Собранные по ре-

зультатам отказов статистика по всей серии судов передана производителю двигателей для анализа и решения данной проблемы.

Отдельно стоит отметить случай отказа турбокомпрессора (ТК) двигателя MAN 9L51/60DF марки TCA 66 [8]. Аварийная остановка главного дизель-генератора № 3 при работе на топливе НФО во время морского перехода произошла по сигналу низкого давления масла в системе смазки ТК (нормальное значение — 1,5 бар; аварийное значение — 0,9 бар). Сразу же после аварийной остановки при внешнем осмотре были обнаружены повреждения изоляции турбинной части ТК и протечки охлаждающей воды. После вскрытия турбинной части были обнаружены 40 поврежденных турбинных лопаток, и одна лопатка, оторвавшаяся от хвостовика (рис. 6). Нарботка двигателя на момент аварии составляла всего 600 часов.

Фрагменты турбинных лопаток и других поврежденных компонентов (рис. 7) были отправлены в Аугсбург заводу-производителю для выяснения причин произошедшей аварии.

В ходе расследования аварии были проведены проверки и анализ поврежденных поверхностей, качества материала турбинных лопаток и исследованы условия

эксплуатации (на основании данных машинного журнала).

В результате анализа поврежденных поверхностей турбинных лопаток на поверхности разрушения лопатки № 3 обнаружены следы развившейся трещины, приведшей к отрыву лопатки от хвостовика (рис. 8).

На поврежденной поверхности турбинной лопатки № 1 найдены следы ударных повреждений (рис. 9).

На поврежденной поверхности турбинной лопатки № 2 были обнаружены следы повреждения передней кромки (рис. 10).

Анализ поврежденных поверхностей лопаток показал, что наиболее вероятной причиной произошедшей аварии было образование микротрещины в турбинной лопатке № 3, которая развилась во время эксплуатации ТК, и спонтанный обрыв которой привел к повреждению всей

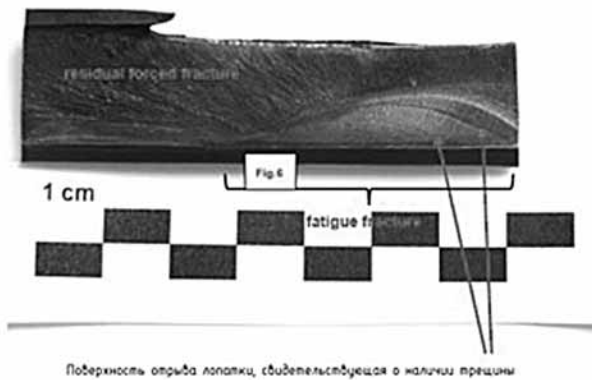


Рис. 8. Фото поверхности отрыва лопатки

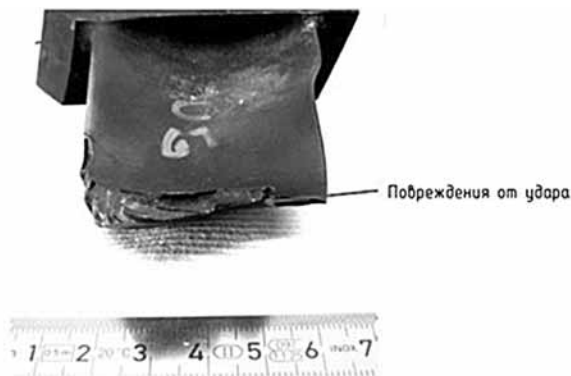


Рис. 9. Повреждения лопатки № 1

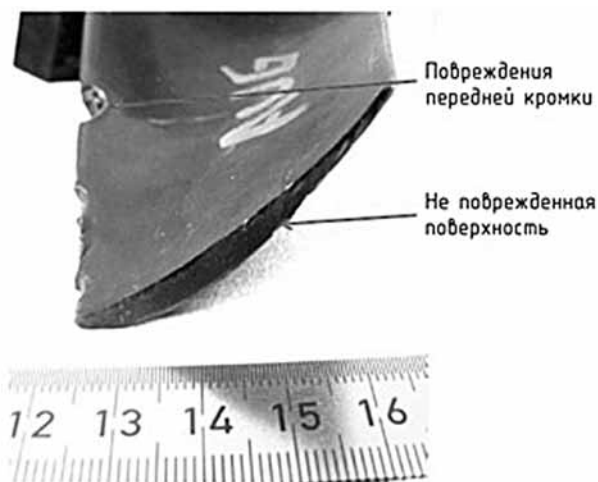


Рис. 10. Повреждения турбинной лопатки № 2

турбинной части. Дефектов материала в месте обрыва обнаружено не было.

Причиной разрушения турбинной лопатки № 3 стала усталостная микротрещина, появившаяся в зоне наибольшей концентрации напряжений (рис. 11), соответствующих 4-й частоте автоколебаний. Корень лопатки подвержен наибольшему влиянию усталостных напряжений вызываемых автоколебаниями 4-й частоты.

Резонанс 4-й собственной частоты автоколебаний соответствует 13 400–14 500 об/мин

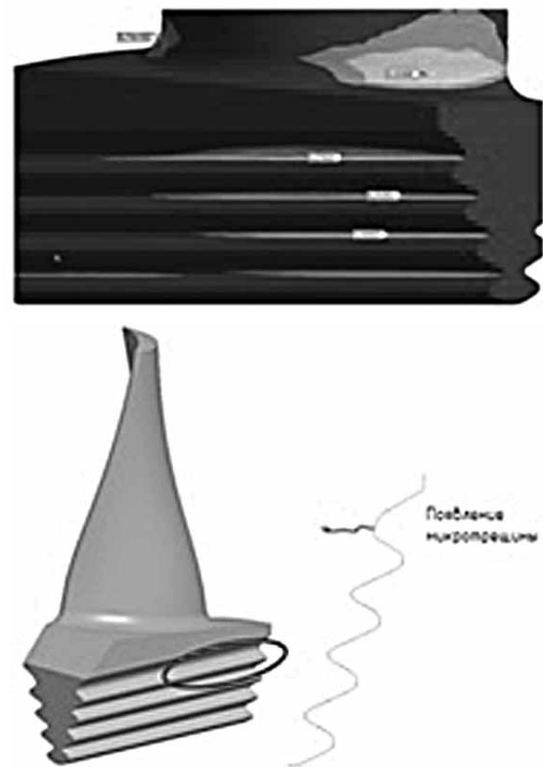


Рис. 11. Распределение усталостных напряжений в турбинной лопатке

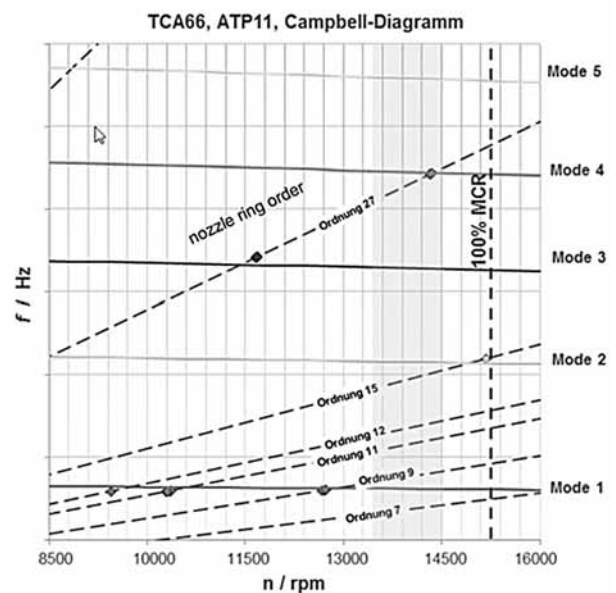


Рис. 12. Диаграмма Кемпбела для ТК ТСА 66

(рис. 14) (что соответствует работе дизеля при нагрузке 72–80 % на НФО).

Все другие собственные частоты автоколебаний лопаток, возбуждаемые в пределах рабочего диапазона, не приводили к появлению предельных напряжений в корне турбинных лопаток и могут быть исключены в качестве причины появления усталостной трещины.

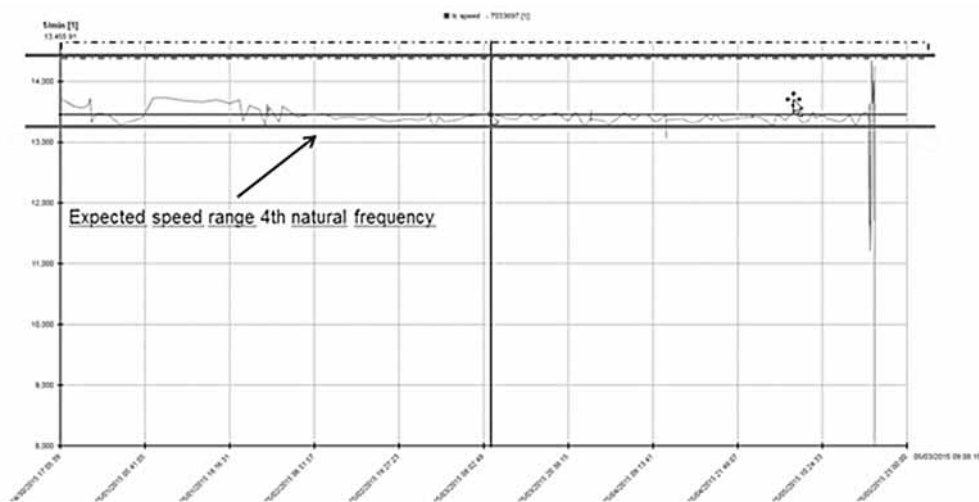


Рис. 13. Условия работы ТК в течение недели предшествующей аварии

По данным, зафиксированным в машинном журнале, были восстановлены условия работы ТК в течение последней недели, предшествующей аварии. Анализ показал, что ТК работал без каких-либо замечаний в основном в диапазоне скоростей ~13500 об/мин (рис. 15), соответствующем диапазону возбуждения 4-й частоты собственных автоколебаний.

Для исключения зафиксированных отказов компания «MAN Diesel & Turbo» произвела замену соплового аппарата турбины ТК на всех двигателях рассматриваемой серии и тем самым изменила критическую частоту вращения на основном эксплуатационном режиме.

Заключение

Современные экологические требования к силовым установкам судов инициировали повышение интереса судовладельцев к двухтопливным двигателям. Ответом промышленности на этот вызов стало начало производства двухтопливных двигателей всеми ведущими производителями, контролирующими большую часть мирового рынка. Российские судовладельцы, эксплуатирующие суда проекта S1910 с системой электродвижения, на которых двухтопливные двигатели компании «MAN Diesel & Turbo» типа 51/60DF используются в качестве привода генераторов, познакомились и столкнулись с проблемами при эксплуатации этих двигателей. Однако опыт эксплуатации двигателей этого типа еще

слишком мал. Причины возникших отказов наиболее вероятно состоят в нестабильности рабочего процесса в зоне режимов, преобладающих в эксплуатации. И хотя фирмы-производители постоянно занимаются улучшением конструкции и решением проблем в эксплуатации, разработчикам двухтопливных дизелей предстоит еще очень долгий путь до получения оптимальной надежной конструкции.

Литература

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения морской среды МАРПОЛ 73/78 // СПб. : ЦНИИМФ. — 2012. — 762 с.
2. Паспорт государственной программы Российской Федерации «Расширение использования природного газа в качестве моторного топлива на транспорте и техникой специального назначения» // <http://www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc;base=PNPA;n=26650#0>
3. GAZPROM G4T. LNG bunker supply and infrastructure development by Gazprom // <http://slideplayer.com/slide/5801252/>
4. Кристен К., Бранд Д. IMO Tier 3: Газовые и двухтопливные двигатели — экологически чистое и эффективное решение (материалы конгресса CIMAC 2013) // Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 42–55.
5. Милло Ф., Лаврино Г. Детонация в газодизеле: сопоставление различных методов обнаружения и контроля (материалы конгресса CIMAC 2010) // Двигателестроение. — 2013. — № 1. — С. 42–53.
6. Мельник Г.В. Новые дизели и газовые двигатели // Двигателестроение. — 2011. — № 1. — С. 40–50.
7. MAN L51/60 DF Propulsion // <http://marine.man.eu/docs/default-source/shopwaredocumentsarchive/man-l51-60df.pdf?sfvrsn=7>
8. Investigation Report. Turbocharger breakdown TCA66 — 42289 // MAN | PrimeServ Augsburg. — 2015. — 9 с.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

В.О. Сайданов, д.т.н., профессор
ВИ(ИТ) ВА МТО им. генерала армии А.В. Хрулева
И.К. Ландграф, зам. директора–гл. конструктор
М.А. Касаткин, нач. отдела

Филиал ЦНИИ СЭТ ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

Окончание. Начало см. в № 4 (270) 2017

В 2016 г. ИФТТ РАН (г. Черноголовка) совместно с филиалом ЦНИИ СЭТ разработали демонстрационный образец ЭУ с ТОТЭ мощностью 2 кВт (рис. 15), основанной (впервые в России) на ТОТЭ планарной конструкции. В табл. 5 представлены основные характеристики ЭУ.

Привлекательность внедрения ЭЭУ с ЭХГ на основе ТОТЭ состоит, помимо всего прочего, в том, что они могут успешно использоваться как в виде самостоятельного источника электрической энергии и теплоты, так и в составе комбинированных (гибридных) энергоустановок и систем (совместно с ЭЭУ на базе ДВС, ГТУ и т. п.) [1, 10, 11]. Применение ЭЭУ с ЭХГ на основе ТОТЭ целесообразно в диапазоне мощностей до 1 МВт в качестве автономных энергоблоков, например, для замены местных котельных, КПД которых очень низок и они в большинстве своем не отвечают требованиям по экологии; в качестве источников распределенной генерации; для оснащения промышленных предприятий. Еще более эффективно применение ЭЭУ с ТОТЭ простого, когенерационного и гибридного циклов в диапазоне мощностей 10–100 МВт в централизованной электроэнергетике и распределенной энергетике районного и городского масштаба [17]. Учитывая компактность и экологическую чистоту ЭЭУ с ЭХГ на основе ТОТЭ, они прекрасно могут быть интегрированы в инфраструктуру существующих объектов жилищно-коммунального хозяйства и промышленности.

Вместе с тем ЭЭУ с ЭХГ на основе ТОТЭ, несмотря на все свои преимущества, имеют один весьма существенный недостаток. Время пуска таких установок со-

ставляет несколько часов, что исключает возможность их использования на транспорте, а также в качестве резервных и аварийных источников энергии.

Таблица 5

Характеристики экспериментального образца батареи ТОТЭ, мощностью 2 кВт

Наименование параметра, единица измерения	Значение параметра
Вид и сила вырабатываемого тока, А	Постоянный, 53,5
Напряжение, В	37,5
Количество ТЭТО в батарее	25
Количество батарей в ЭХГ	4
Давление природного горючего газа на входе ЭУ (определяется характеристикой источника подачи), бар	1,5–55,0
Удельный расход природного горючего газа (при низшей теплотворной способности 35 МДж/м ³), кг/кВт·ч	0,311
Расход воздуха, кг/ч	37
Электрический КПД, %	50 %
Время пуска, ч	4
Наработка на отказ, ч	8000

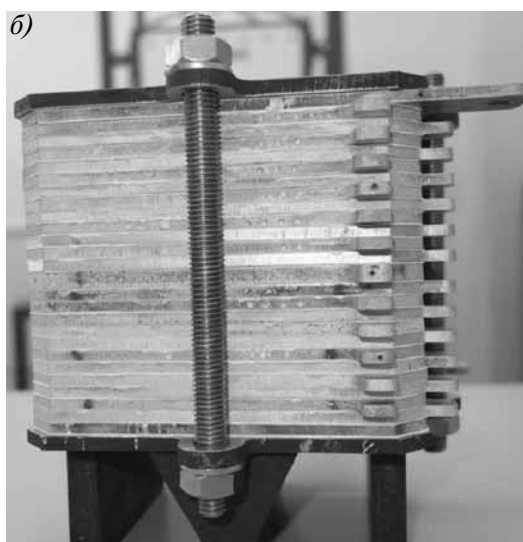
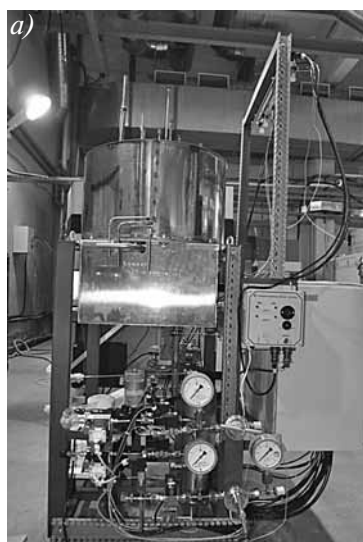


Рис. 15. Экспериментальный образец ЭУ с ТОТЭ мощностью 2 кВт:

а — внешний вид установки (без теплоизоляции);
б — батарея ТОТЭ планарной конструкции

Кафедра двигатели и тепловые установки ВИ(ИТ) ВА МТО им. генерала армии А.В. Хрулева по роду своей деятельности сотрудничает с направлением водородной энергетики филиала ЦНИИ СЭТ с конца 1990-х гг.

Разрабатываемые энергоустановки на топливных элементах (ЭУ с ТЭ) по направлению водородной энергетики — реальная альтернатива существующим дизельным энергоустановкам, которые в настоящее время являются основой военной энергетики. ЭУ с ТЭ после их всесторонних испытаний и сертификации могут быть востребованы для резервного и автономного энергообеспечения объектов МО РФ, в том числе для расположенных в Арктической зоне РФ военных городков замкнутого цикла.

В ходе выполнения одной из НИР сотрудниками кафедры и филиала ЦНИИ СЭТ разработана комбинированная (гибридная) энергетическая установка на базе ЭХГ с ТОТЭ и ЭУ с ДВС, дооборудованного системой комплексной утилизации теплоты (СКУТ) [10].

Отличительной особенностью данной схемы является то, что водородосодержащий газ для ТЭТО на режиме пуска установки получают термохимической конверсией топлива в

собственных продуктах сгорания ДВС согласно реакции:

$C_xH_y + x(H_2O + CO_2) \leftrightarrow (x+y)H_2 + 3xCO - Q$,
где Q — тепловой эффект эндотермической реакции восстановления углеводородного топлива собственными продуктами сгорания.

Процессы некаталитической конверсии дизельного топлива в собственные продукты сгорания исследовались сотрудниками кафедры двигатели и тепловые установки ВИ(ИТ) ВА МТО в 1990-х гг. Результаты исследований подробно описаны в литературе, например [9].

На рис. 16 представлена технологическая схема комбинированной энергоустановки на базе ЭХГ с ТОТЭ и ЭУ с ДВС, дооборудованного СКУТ [12].

Функционирование комбинированной энергоустановки (рис. 16) осуществляется по следующему алгоритму. Первоначально в течение нескольких десятков секунд запускается и достигает номинальной мощности ДВС 20, а электрический генератор 18 через коммутационную аппаратуру 19 присоединяется к шинам потребителей электрической энергии и полностью обеспечивает их электроснабжение. При этом в ДВС 20 через систему воздухозабора 21 поступает атмосферный

воздух, а из системы топливоснабжения 22 (открыт запорно-регулирующий орган 24) углеводородное топливо.

При сгорании топлива в ДВС образуются продукты сгорания — ОГ, при расширении которых вырабатывается полезная мощность, которая передается на привод электрического генератора 18. После расширения ОГ поступают в систему газовыпуска 23, из которой через запорно-регулирующие органы 14, 15, 25, 28, поступают в газовые контуры: котла-утилизатора 17 для выработки пара или горячей воды в водяном контуре последнего, теплообменника-подогревателя топлива для конверсии 8, в топливный контур которого насосом (компрессором) 7 из емкости запаса 6 подается жидкое или газобразное углеводородное топливо, и в ТХР 10, в

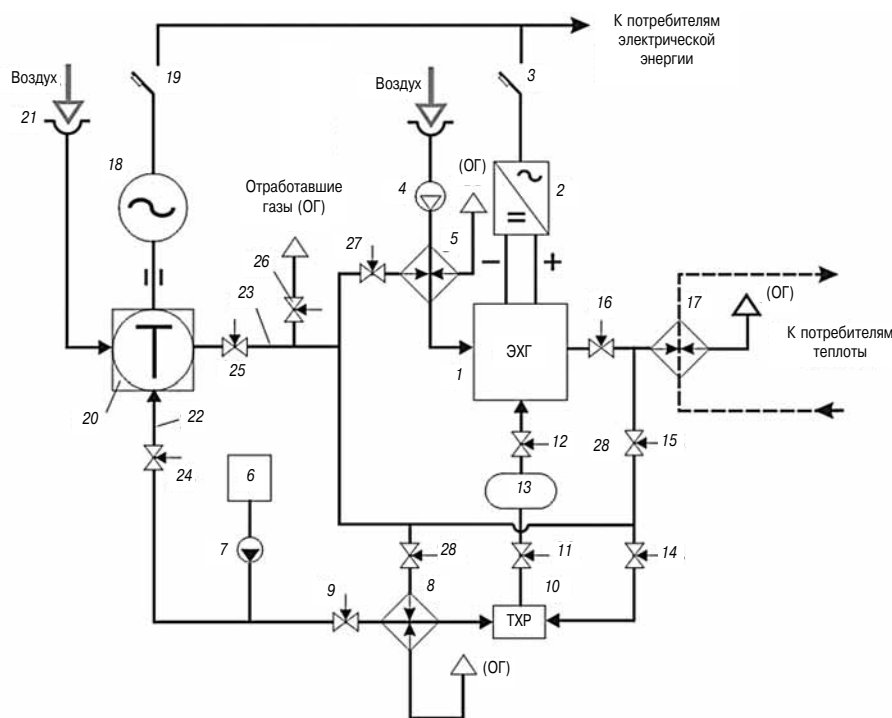


Рис. 16. Схема комбинированной энергетической установки:

1 — ЭХГ с ТОТЭ; 2 — инвертор; 3, 19 — коммутационная аппаратура; 4 — воздушный компрессор; 5, 8 — подогреватели воздуха и топлива; 6 — емкость запаса углеводородного топлива; 7 — топливный насос (компрессор); 9, 11, 12, 14–16, 24–28 — запорно-регулирующие органы; 10 — термохимический реактор (ТХР); 13 — теплоизолированная буферная емкость; 17 — котел-утилизатор; 18 — генератор переменного тока; 20 — ДВС; 21–23 — системы воздухозабора, топливоснабжения и газовыпуска ДВС

который также поступает подогретое и испаренное углеводородное топливо (при этом запорно-регулирующие органы 26, 16 закрыты).

В ТХР 10 происходит эндотермическая реакция конверсии углеводородного топлива в водородосодержащий газ (смесь водорода и оксида углерода и пр.), который через запорно-регулирующий орган 11 поступает в буферную емкость 13 (при этом запорно-регулирующий орган 12 закрыт). После накопления в буферной емкости 13 достаточного для запуска ЭХГ количества водородосодержащего газа одновременно открываются запорно-регулирующие органы 12, 27 и включается компрессор 4, при этом водородосодержащий газ поступает в топливный контур ЭХГ 1, атмосферный воздух компрессором 4 подается сначала в воздушный контур теплообменника-подогревателя 5, в газовый контур которого поступают ОГ ДВС 20, а после подогрева — в воздушный контур ЭХГ 1, в топливных элементах происходит электрохимическая экзотермическая реакция, в результате которой вырабатывается постоянный электрический ток и образуются высокотемпературные продукты (газовая смесь двуокиси углерода и водяного пара). Постоянный ток поступает в инвертор 2, где преобразуется в переменный и через коммутационную аппаратуру 3 подается на шины потребителей электрической энергии. При этом высокотемпера-

турные продукты из ЭХГ 1 поступают через открытый запорно-регулирующий орган 16 в газовый контур котла-утилизатора 17, а через открытые запорно-регулирующие органы 15, 14, 28, 27 в ТХР 10 и газовые контуры теплообменников-подогревателей 5, 8. По мере набора электрической и тепловой мощности ЭХГ 1 ДВС 20 постепенно выводится из действия и останавливается, отключается коммутационная аппаратура 19, закрываются запорно-регулирующие органы 24, 25 и дальнейшее электро- и теплоснабжение потребителей осуществляется только от ЭХГ 1.

Выводы

1. Рассмотрены основные типы ТЭ и ЭЭУ на их основе, определены преимущества ЭЭУ на ТЭ перед другими источниками энергии, а также области их применения в энергетике и на транспорте.

2. Проанализированы результаты комплекса НИОКР, выполненных филиалом ЦНИИ СЭТ ФГУП «Крыловский государственный научный центр» в 1990–2016 гг. по созданию ТПТЭ и ТОТЭ, а также ЭЭУ на их основе.

3. Отмечен значительный научно-технический задел в области разработки ТПТЭ и ТЭТО, который позволяет сократить сроки внедрения новых высокоэффективных и экологически чистых энергоустановок на объектах малой энергетики и военной инфраструктуры.

Литература

1. Аваков В.Б., Зинин В.И., Ландграф И.К. Автономные энергоустановки на основе высокотемпературных электрохимических генераторов для промышленных и коммунальных объектов // Теплоэнергоэффективные технологии. — 1997. — № 4. — С. 25–29.
2. Аваков В.Б., Ландграф И.К., Кулаков Г.В. и др. Состояние и потенциал развития водородной энергетики // Академия энергетик. — 2008. — № 4. — С. 28–32.
3. Аваков В.Б., Богдановская В.А., Ландграф И.К. и др. Характеристики мембранно-электродных блоков водородовоздушных топливных элементов с ртсост/с-катализатором // Электрохимия. — 2014. — Т. 50, № 7. — С. 733.
4. Аваков В.Б., Ландграф И.К., Ковалевский В.П. Экспериментальная стендовая доводка конструкции и эксплуатационных режимов твердооксидного электрохимического генератора мощностью около 1000 Вт // Труды Крыловского государственного научного центра. — 2014. — Вып. 81 (365). — С. 5–24.
5. Аваков В.Б., Хайров Д.А., Ландграф И.К. и др. Разработка моноблочного конвертора углеводородного топлива с отбором водорода из зоны реакции // Труды Крыловского государственного научного центра. — 2017. — Вып. 2 (380). — С. 111–120.
6. Дядик А.Н., Замуков В.В., Дядик В.А. Корабельные воздухо-независимые энергетические установки. — СПб.: Судостроение, 2006. — 424 с.
7. Ковалевский В.П., Аваков В.Б., Ландграф И.К. Конструкции трубчатых твердооксидных топливных элементов // Труды Крыловского государственного научного центра. — 2014. — Вып. 81 (365). — С. 25–50.
8. Системы малой энергетики. Современное состояние и перспективы развития / Аверьянов В.К., Карасевич А.М., Сайданов В.О. и др.; под ред. Аверьянова В.К. — М.: ИД «Страховое ревю», 2008. — Т. 1. — 466 с.
9. Сайданов В.О., Дыбок В.В., Складенко Е.В. Экспериментальное исследование работы дизеля 6Ч15/18 с системой термохимической обработки топлива по нагрузочной характеристике // Двигателестроение. — 1991. — № 12. — С. 5–6.

10. Сайданов В.О., Агафонов А.Н., Гудзь В.Н. Комбинированные энергоустановки объектов малой энергетики. — СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2005. — 262 с.

11. Сайданов В.О., Михайлов А.К., Ландграф И.К. Энергетические установки на базе топливных элементов // Новости электротехники. — 2007. — № 5 (47). — С. 2–5; № 6 (48). — С. 27–29.

12. Патент РФ 2206777 С1 МПК 7 F 02 G 5/00. Способ работы комбинированной энергоустановки для совместной выработки электрической и тепловой энергии / Сайданов В.О., Агафонов А.Н., Аваков В.Б., Ландграф И.К. — Оpubл. 20. 06. 2003, бюл. № 17.

13. Патент РФ 2328060 С1 МПК H01M 8/00. Топливный элемент и батарея топливных элементов / Аваков В.Б., Кулаков Г.В., Ландграф И.К. и др. — Оpubл. 27. 06. 2008., бюл. № 18.

14. Патент РФ 114808 С1 МПК H01M 8/00. Полномасштабный топливный элемент с твердополимерным электролитом для батарей топливных элементов мощностью около 60 кВт / Аваков В.Б., Кулаков Г.В., Ландграф И.К. и др. — Оpubл. 25. 10. 2011.

15. Патент РФ 152752 С1 МПК G01B 3/34. Конвертор паровой органического топлива на базе нежаростойких конструкционных материалов со сниженными потерями энергии с уходящими газами / Аваков В.Б., Ландграф И.К., Хайров Д.А. и др. — Оpubл. 20. 06. 2015.

16. Патент РФ 154716 С1 МПК H01 M 8/00. Батарея водородовоздушная многосекционная для энергоустановок мегаваттного класса / Аваков В.Б., Ландграф И.К., Хайров Д.А. и др. — Оpubл. 20. 06. 2015.

17. Бредихин С.И., Голодницкий А.Э., Истомин С.Я., Ковалевский В.П., Филиппов С.П. Стационарные энергетические установки с топливными элементами: Материалы, Технологии, Рынки. — М.: НТФ «Энергопрогресс» Корпорации ЕЭЭК, 2017.

18. Yoshinori Kobayashi, Yoshima Sa Ando, Tatsuo Kabata, Masanori Nishiura, Kazuo Tomida, Norisha Mataka. Extremely high-efficiency thermal power system-solid oxide fuel cell (SOFC) triple combined-cycle system // Mitsubishi Heavy Industries technical review. — 2011. Vol. 48. — № 3. — P. 9–15.

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ КАПИТАЛЬНЫХ ВЛОЖЕНИЙ ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ФУНКЦИЙ

А.В. Бондарев, к.т.н., ВА МТО, Санкт-Петербург

Б.И. Морозов, к.т.н., зам. директора, ОАО «Авангард», Санкт-Петербург

С.Н. Смолинский, нач., ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург

Е.М. Росляков, д.т.н., проф. кафедры, ВКА, Санкт-Петербург, Санкт-Петербург

Представлены результаты сравнительной оценки эффективности капитальных вложений при модернизации систем теплоснабжения с котельными, оснащенными котлами высокотемпературного кипящего слоя. Оценка выполнена по методике, основанной на использовании универсальной диаграммы кривых замещения материальных ресурсов, построенной на основе расчетов двухфакторных производственных функций Кобба–Дугласа.

В настоящей работе представлены результаты апробации методики сравнительной оценки эффективности капитальных вложений при модернизации систем теплоснабжения при строительстве и реконструкции угольных котельных на основе теории производственных функций. [1–3].

Методика была разработана для решения практических задач выбора приоритетного варианта модернизации систем теплоснабжения на стадии принятия решения о выделении бюджетного финансирования применительно к объектам Департамента эксплуатационного содержания и обеспечения коммунальными услугами Министерства обороны Российской Федерации (ДЭС и ОКУ МО РФ).

Напомним, что разработанная методика основана на использовании универсальной диаграммы кривых замещения материальных ресурсов, построенной на основе расчетов модифицированных двухфакторных производственных функций Кобба–Дугласа. Вид таких функций получен в результате следующих преобразований.

Для удобства и наглядности при проведении инженерных расчетов для сравнения характеристик разных групп систем теплоснабжения (СТС) и выбору наилучшего варианта целесообразно перейти к представлению функций замещения материальных ресурсов в относительных вели-

чинах. Такой переход осуществляется следующим образом. Запишем уравнения функции Кобба–Дугласа для двух значений годовых эксплуатационных расходов котельной одной из рассматриваемых групп:

— для некоторого исходного («базового») варианта СТС с параметрами C_0 , K_0 и C_{M0} :

$$C_0 = AK_0^\alpha C_{M0}^\beta; \quad (1)$$

— для любого другого варианта СТС этой группы с параметрами C , K и C_M :

$$C = AK^\alpha C_M^\beta. \quad (2)$$

Разделив (2) на (1), получим:

$$\frac{C}{C_0} = \frac{AK^\alpha C_M^\beta}{AK_0^\alpha C_{M0}^\beta}. \quad (3)$$

Предполагается, что значения K , K_0 , C_M и C_{M0} относятся к одинаковым («базовым») условиям, что обеспечивает равенство коэффициентов A , α и β . Рассматривая это соотношение для кривой замещения (изокванты), при $C = \text{const}$, имеем $C = C_0$ и тогда:

$$1 = \left(\frac{K}{K_0} \right)^\alpha \left(\frac{C_M}{C_{M0}} \right)^\beta. \quad (4)$$

Из этого выражения получим уравнение кривой замещения в относительных координатах K/K_0 , C_M/C_{M0} :

$$\frac{K}{K_0} = \left(\frac{C_{M0}}{C_M} \right)^{\frac{\beta}{\alpha}}, \quad (5)$$

где C_M , C_{M0} — годовые приведенные расходы рассматриваемого и базового вариантов системы теплоснабжения; K , K_0 — капитальные затраты на строительство или реконструкцию рассматриваемого и базового вариантов системы теплоснабжения; α , β — параметры функций

Таблица 1

Значения параметров однофакторных производственных функций для систем теплоснабжения с различными группами котельных установок и подземным бесканальным типом прокладки тепловых сетей

Группы систем теплоснабжения (СТС)	Вид топлива	Прокладка тепловых сетей в сухих грунтах		Прокладка тепловых сетей в мокрых грунтах	
		A_1	n_1	A_1	n_1
Котельные установки с котлами ВТКС	Уголь	2797,6	−0,032	2989,9	−0,022
Котельные установки с механизированными котлами	Уголь	4212,8	−0,326	4380,2	−0,295
Котельные установки с котлами ручного обслуживания	Уголь	1835,1	−0,096	2031,2	−0,074
Котельные установки низкого давления малой мощности	Мазут	1571,2	−0,016	1765,2	−0,004

Кобба–Дугласа (коэффициенты эластичности составляющих материальных ресурсов).

Отметим, что величина β/α характеризует соотношение материальной составляющей годовых эксплуатационных расходов и составляющей, зависящей от капитальных вложений. Соотношение β/α существенно зависит от типа котлов (паровые, водогрейные), мощности котельной (малая, до нескольких МВт или средняя, несколько десятков МВт), вида топлива (уголь, газ, мазут), и типа прокладки тепловых сетей (бесканальная, в непроходных каналах, надземная).

Для системы теплоснабжения военного городка с угольной котельной, в которой установлены 10 котлов марки Э5Д2 с ручным обслуживанием, работающих на угле, установленной мощностью 7 МВт (6 Гкал/ч) при наличии изношенных тепловых сетей с бесканальной прокладкой в мокрых грунтах, предлагаются следующие варианты модернизации системы теплоснабжения:

1. Вариант модернизации системы теплоснабжения со строительством новой автоматизированной котельной с 4 котлами КВП-1,74 ВТКС высокотемпературного кипящего слоя установленной мощностью 6 Гкал/ч, с укрытым механизированным угольным складом, механическими системами углеподачи и шлакозолоудаления и заменой тепловых сетей с бесканальной прокладкой в мокрых грунтах.

2. Вариант модернизации системы теплоснабжения со строительством новой

автоматизированной котельной с 4 механическими котлами ТШПм-1,5 с шурующей планкой установленной мощностью 6 Гкал/ч, с укрытым механизированным угольным складом, механическими системами углеподачи и шлакозолоудаления и заменой тепловых сетей с бесканальной прокладкой в мокрых грунтах.

3. Вариант модернизации системы теплоснабжения со строительством новой котельной с ручными слоевыми котлами и заменой тепловых сетей с бесканальной прокладкой в мокрых грунтах.

Для каждого из рассмотренных вариантов были определены соотношения капитальных затрат K/K_0 с использованием однофакторных производственных функций для удельных показателей вида:

$$k_{уд} = A_1 Q_{уст}^{n_1}, c_{уд} = A_4 Q_{уст}^{n_2}, z_{уд} = A_5 Q_{уст}^{n_3}. \quad (6)$$

Таблица 2

Значения капитальных затрат для различных вариантов модернизации СТС

Вариант рекон- струкции	В сухих грунтах			В мокрых грунтах		
	Бес- канальная	В непро- ходных каналах	Над- земная	Бес- канальная	В непро- ходных каналах	Над- земная
3,5 МВт						
1	12975,71	15393,79	13856,03	14069,11	18150,39	14791,23
2	11012,66	13430,74	11892,98	12106,06	16187,34	12828,18
3	10609,61	13027,69	11489,93	11703,01	15784,29	12425,13
4	8405,66	10823,74	9285,98	9499,06	13580,34	10221,18
5	7708,31	10126,39	8588,63	8801,71	12882,99	9523,83
5,2 МВт						
1	19047,44	22819,32	20286,86	20738,50	27196,58	21736,00
2	16519,01	20290,89	17758,43	18210,07	24668,15	19207,57
3	15999,99	19771,87	17239,41	17691,05	24149,13	18688,55
4	13050,24	16822,12	14289,66	14741,30	21199,38	15738,80
5	11880,83	15652,71	13120,25	13571,89	20029,97	14569,39
7,0 МВт						
1	23267,86	28531,62	24851,72	25611,62	34725,92	26864,72
2	20629,42	20290,89	22213,28	22973,18	32087,48	24226,28
3	20087,75	19771,87	21671,61	22431,51	31545,81	23684,61
4	16857,86	16822,12	18441,72	19201,62	28315,92	20454,72
5	14666,60	15652,71	16250,46	17010,36	26124,66	18263,46
8,7 МВт						
1	27087,54	33801,74	28967,24	30060,94	41786,84	31527,04
2	24496,27	31210,47	26375,97	27469,67	39195,57	28935,77
3	23905,24	30619,44	25784,94	26878,64	38604,54	28344,74
4	20590,17	27304,37	22469,87	23563,57	35289,47	25029,67
5	17098,77	23812,97	18978,47	20072,17	31798,07	21538,27
10,5 МВт						
1	30619,60	38905,60	32785,70	34271,30	48852,10	35936,50
2	28002,20	36288,20	30168,30	31653,90	46234,70	33319,10
3	27464,80	35750,80	29630,90	31116,50	45697,30	32781,70
4	24088,10	32374,10	26254,20	27739,80	42320,60	29405,00
5	20546,10	28832,10	22712,20	24197,80	38778,60	25863,00

Проценты составляющих текущих материальных расходов

Таблица 3

Группы систем теплоснабжения (СТС)	Вид топлива	Доли составляющих текущих материальных расходов				
		на топливо C_t/C_m , %	на электро-энергию $C_{эл}/C_m$, %	на воду C_v/C_m , %	на заработную плату $C_{з.п}/C_m$, %	общекотельных и др. $C_{общ}/C_m$, %
СТС с котельными установками с котлами ВТКС	Уголь	40–60 60–80	10–12 8–9	9–12 7–10	10–15 6–9	7–10 4–6
СТС с котельными установками с механизированными котлами	Уголь	35–50 50–70	7–12 6–8	10–14 8–10	12–20 9–12	8–12 6–8
СТС с котельными установками с котлами ручного обслуживания	Уголь	35–45 45–60	7–11 4–8	8–12 8–12	25–35 20–30	9–12 10–13
СТС с котельными установками низкого давления малой мощности	Мазут	45–50 50–55	4–5 3–4	9–12 7–9	30–35 25–30	10–12 8–10

Примечание. 1. В таблице указаны значения долей составляющих текущих материальных расходов для различной тепловой мощности системы теплоснабжения:
— в числителе, при установленной тепловой мощности $Q_{\text{ст}}$ до 5 МВт;
— в знаменателе, при установленной тепловой мощности $Q_{\text{ст}}$ от 5 до 15 МВт.
2. Значения долей в пределах указанных интервалов следует принимать:
— для расходов на топливо и воду, при большей мощности — большее значение;
— для других расходов, при большей мощности — меньшие значения.

Значения коэффициентов в формулах (6) приведены в табл. 2.

Для удобства использования значения капитальных затрат для различных вариантов модернизации систем теплоснабжения протабулированы. В частности, капитальные затраты в базовых ценах 2000 г. для различных вариантов модернизации систем теплоснабжения с применением котельных, оснащенных котлами высокотемпературного кипящего слоя приведены в табл. 2.

Для каждого из рассмотренных вариантов определены соотношения $C_m/C_{\text{мо}}$ полученные с использованием данных табл. 3.

По соотношениям K/K_0 и $C_m/C_{\text{мо}}$ на диаграмме изоквант (рисунок) нанесены три рабочие точки, соответствующие рассмотренным вариантам модернизации систем теплоснабжения. Напомним, что рабочая кривая (пунктирная линия) на диаграмме выбрана на основании соотношения β/α , полученного из табл. 4 для исходного варианта СТС.

Расположение рабочих точек, соответствующих сравниваемым вариантам, относительно рабочей кривой позволил сделать следующие практические выводы.

1. Рабочая точка 1 (вариант 1) расположена в области диаграммы ниже рабочей кривой. Это значит, что срок окупаемости реконструкции будет меньше нормативного, а предложенный вариант реконструкции будет экономически выгодным.

2. Рабочая точка 2 (вариант 2) также находится в области диаграммы ниже рабочей кривой, это значит, что предложенный вариант реконструкции будет также экономически выгодным. Однако данная рабочая точка находится на диаграмме ближе к рабочей кривой замещения, чем рабочая точка для первого варианта. Следовательно, вариант 2 будет менее эффективным, чем вариант 1.

3. Рабочая точка 3 (вариант 3) находится в области диаграммы выше рабочей кривой. Это значит, что срок окупаемости будет больше нормативного, а предложенный вариант реконструкции будет экономически невыгодным.

Из положения рабочей точки 3 на рисунке следует, что для снижения срока окупаемости ниже

Таблица 4

Показатели степени β/α в уравнениях изоквант для приведенных затрат СТС

Группы систем теплоснабжения (СТС)	Вид топлива	Тип прокладки тепловой сети					
		бесканальная в сухих грунтах	бесканальная в мокрых грунтах	в непроходных каналах в сухих грунтах	в непроходных каналах в мокрых грунтах	надземная в сухих грунтах	надземная в мокрых грунтах
СТС с котельными установками с котлами ВТКС	Уголь	0,87	0,75	0,63	0,40	0,84	0,74
СТС с котельными установками с механизированными котлами	Уголь	1,69	1,46	1,22	0,78	1,63	1,43
СТС с котельными установками с котлами ручного обслуживания	Уголь	2,44	2,11	1,78	1,26	2,19	1,94
СТС с котельными установками низкого давления малой мощности	Мазут	1,55	1,1	0,69	0,16	1,21	0,88

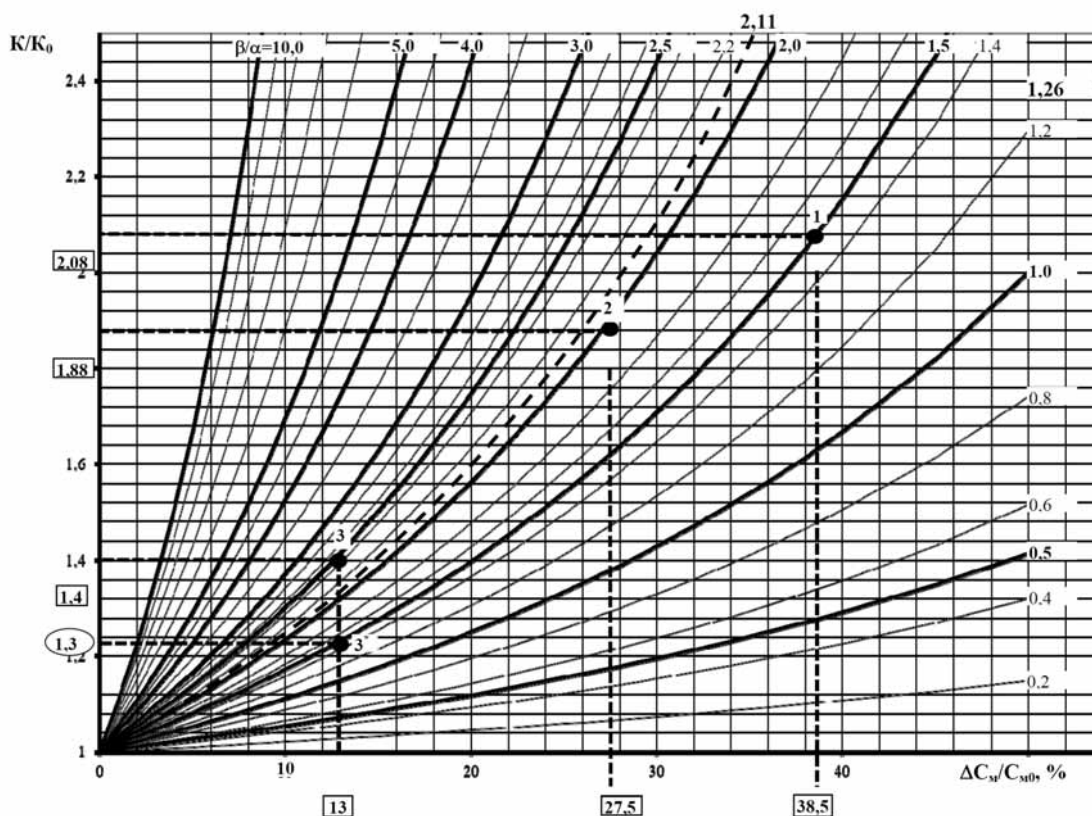


Диаграмма кривых замещения (изоквант)
для двухфакторной функции Кобба–Дугласа вида $C = A(pK)^{\alpha}C_m$

нормативного необходимо снизить капитальные затраты на модернизацию системы теплоснабжения при сохранении соотношения C_m/C_{m0} .

Следует отметить, что окупаемость капитальных затрат в данном варианте реконструкции получается в основном за счет экономии топлива вследствие снижения тепловых потерь в тепловых сетях примерно на 15–20 %. Строительство новой котельной не даст какой-либо существенной экономии топлива, т. к. вместо существующих изношенных котлов с ручными топками устанавливаются аналогичные новые котлы с ручными топками с практически таким же КПД. Следовательно, снижать составляющую капитальных затрат на реконструкцию тепловых сетей нецелесообразно. Поэтому снижение капитальных затрат на модернизацию систем теплоснабжения

целесообразно осуществлять за счет снижения капитальных затрат только на строительство котельной. Например, в условиях дефицита средств можно при модернизации котельной заменить только котлы и насосную группу без реконструкции существующего здания котельной. Если снизить капитальные затраты на 30 %, то получим величину $K/K_0 = 1,3$, при этом рабочая точка (точка 3*) занимает положение ниже рабочей кривой со сроком окупаемости капитальных вложений ниже нормативного.

Таким образом, использование диаграммы дает возможность анализировать разные варианты модернизации систем теплоснабжения, в зависимости от располагаемых объемов и графика финансирования строительства.

Литература

1. Смолинский С.Н. К вопросу технико-экономической оценки модернизации систем теплоснабжения с автоматизированными угольными котельными с котлами высокотемпературного кипящего слоя // Военный инженер. — 2017. — № 2 (4). — С. 42–47.
2. Смолинский С.Н. Оценка технико-экономической эффективности модернизации систем теплоснабжения с автоматизированными котельными с котлами вы-

сокотемпературного кипящего слоя в сб. трудов Военно-космической академии имени А.Ф. Можайского. — Санкт-Петербург, 2017. — № 656.

3. Бондарев А.В., Морозов Б.И., Смолинский С.Н. Оценка технико-экономической эффективности реконструкции систем теплоснабжения с применением угольных котлов высокотемпературного кипящего слоя // Двигателестроение. — 2017. — № 4. — С. 34–40.

РАЗВИТИЕ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ И ДВУХТОПЛИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (материалы конгресса CIMAC-2016)

Обзор посвящен развитию современной перспективной топливной аппаратуры дизелей и двухтопливных двигателей. По общему мнению специалистов к наиболее перспективному направлению развития следует отнести применение системы common rail.

Распространение этой системы на мощные средне- и малооборотные дизели и двухтопливные двигатели дают возможность отказаться от использования отдельных форсунок для основного дизельного и пилотного топлива в газовом режиме. Повышение давления в магистралях common rail позволяет существенно увеличить КПД двигателя как в дизельном, так и в газовом режимах, снизить объем вредных выбросов и

уменьшить весогабаритные показатели топливной аппаратуры. При этом необходимо расширить диапазон устойчивой подачи жидкого топлива до 100:1 и более, что требует решения целого ряда технических и технологических проблем.

В докладе фирмы L'Orange (ФРГ) подробно описаны исследования процессов впрыска и сгорания топлива в цилиндре двигателя фотооптическими методами с использованием скоростной видеосъемки.

В докладе фирмы OMT (Италия) приведены результаты разработки и доводки новых моделей форсунок для средне- и малооборотных двигателей.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ДЕТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА НОВОЙ ШИРОКОДИАПАЗОННОЙ ФОРСУНКИ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ДВУХТОПЛИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ БОЛЬШОЙ РАЗМЕРНОСТИ

*Constantin Kiesling, Christoph Redtenbacher, LEC GmbH
Martin Kirsten, Andreas Wimmer,
Graz University of Technology
Dino Imhof,
GE Global Research Zweigniederlassung der General
Electric Deutschland Holding GmbH
Ingmar Berger, L'Orange GmbH
Jose Maria Garcia-Oliver,
CMT Universitat Politecnica de Valencia*

Реферат

Двухтопливные двигатели в последние годы приобретают все большую популярность благодаря таким качествам, как меньший, по сравнению с дизелями, уровень выбросов, а также возможность перехода от дизельного топлива к более дешевому газовому топливу. Недостатком существующих двухтопливных двигателей является сложность систем топливоподачи, поскольку топливная система имеет две форсунки на каждый цилиндр. При этом если одна форсунка (основного топлива) расположена, как обычно, по оси камеры сгорания, т. е. оптимальным образом, то вторая форсунка (пилотного топлива) устанавливается эксцентрично, что снижает ее эффективность. Поэтому была поставлена задача создать новую форсунку с одним (центральным) распылителем, способным сохранять высокую эф-

фективность при изменении цикловой подачи в широком диапазоне. Однако обеспечение требуемой точности дозировки топлива в широком диапазоне является непростой задачей, особенно если речь идет о впрыске энергетической доли дизельного топлива (ЭДДТ) порядка 1 % от номинальной. Немалые сложности также представляет необходимость обеспечения формы и динамики развития топливного факела во всем диапазоне режимов работы.

В настоящей работе сравниваются показатели наиболее совершенной из существующих форсунок для двухтопливных двигателей и новой всережимной опытной форсунки L'Orange. Сравнение осуществлялось с использованием результатов скоростной съемки в специальной оптической камере. Для выделения паровой и жидкой фаз использовались высокоскоростной шпирен-метод и визуализация методом скоростной дифракции Mie. Основное внимание уделялось области малых подач (1–10 % от полной подачи).

Обе форсунки — существующая и экспериментальная — прошли сравнительные испытания на опытном одноцилиндровом отсеке двигателя. Для того чтобы исключить влияние положения форсунки, в обоих случаях они устанавливались по центру камеры сгорания. Проведенные испытания позволили установить пределы уменьшения впрыснутой доли дизельного топлива, при которой сгорание еще сохраняет устойчивость. Кроме того, выполнено сравнение показателей двигателя с существующей и экспериментальной форсунками при различных условиях.

Введение

В настоящее время значительная часть двухтопливных двигателей находит применение в составе судовых пропульсивных установок. В особенности это актуально для газозовов, где продукты испарения хранящегося в танках сжиженного газа (LNG) удобно использовать как горючее для двухтопливных двигателей в газовом режиме, всегда сохраняя при этом возможность переключения на дизельное топливо в качестве резервного [2, 11, 24]. В качестве еще одного стимула для более широкого применения двухтопливных двигателей стало введение в действие в 2016 г. нормативов IMO Tier 3 в зонах регулируемых выбросов (ECA) [7]. Соблюдение указанных нормативов без использования систем газоочистки может быть обеспечено за счет применения газовых двигателей, уровень выбросов NO_x которых значительно ниже, чем дизелей [3, 6, 21, 23].

Возможность перехода с газового топлива на дизельное и обратно для тепловозного двигателя так же важна, как и для судового. Еще одна потенциальная область применения двухтопливных двигателей — стационарные двигатель-генераторы, для которых возможность выбора вида топлива зависит от ценовой конъюнктуры, а также наличия резервного варианта питания. Для этих двигателей важна возможность переключения на различные виды газообразного и жидкого топлива, например, природный газ, биогаз, LNG, сырая нефть, дизельное или жидкое биотопливо, равно как и возможность комбинировать указанные топлива [10, 25].

Существуют различные конфигурации двухтопливных двигателей для каждого конкретного применения. В частности, важную роль играют такие особенности, как способ подвода газа к двигателю (внутреннее или внешнее смесеобразование), пределы изменения соотношения газообразного и жидкого топлива (например, вариант полного или частичного замещения дизеля, вариант впрыска пилотного топлива). Подробный обзор возможных вариантов можно найти, например, в [18].

В настоящей работе рассматривается вариант, когда доля энергетического дизельного топлива может изменяться в пределах от $<1\%$ до 100% . При этом в цилиндр двухтопливного двигателя подается газоздушная смесь, зажигание которой осуществляется за счет воспламенения (от сжатия) впрыснутого в цилиндр пилотного топлива [12].

Впрыск дизельного топлива в двухтопливных двигателях: проблемы, требующие решения

Однако двухтопливным двигателям свойственны не только преимущества, но и недостатки. Перечислим их.

1. Более сложная, по сравнению с дизельными или чисто газовыми двигателями, конструкция. Необходимы отдельные системы подачи как газообразного, так и жидкого топлива, соответственно для работы в газовом и дизельном режимах [5, 20, 30].

2. Высокая степень сжатия, характерная для дизелей, для газового двигателя не приемлема из-за опасности детонации. Поэтому в дизельном режиме двигатель должен работать с пониженной степенью сжатия, свойственной газовому двигателю, что отрицательно сказывается на его КПД [2, 6].

3. При работе в газовом режиме двухтопливного двигателя КПД оказывается ниже, чем у газового двигателя (см., например, [18]).

4. Возможность утечки метана в газовом режиме оказывается все более серьезной проблемой с учетом планируемого введения в ближайшем будущем нормативных ограничений на выбросы метана [23].

Перечисленные недостатки необходимо учитывать при проектировании новых двигателей для того, чтобы снизить стоимость производства и полного жизненного цикла, повысить экономичность двигателей, обеспечить выполнение перспективных экологических стандартов, а также снизить выбросы парниковых газов.

Система впрыска дизельного топлива оказывает значительное влияние на показатели рабочего процесса, поэтому столь важна ее оптимизация. Оптимизация системы впрыска должна прежде всего обеспечить ее существенное упрощение. Предмет настоящего исследования — система впрыска дизельного топлива двухтопливного двигателя, которая должна обеспечить возможность работы в широком диапазоне изменения ЭДДТ.

Первая часть доклада содержит краткий обзор существующих систем впрыска и возможных перспективных решений. Сформулированы общие требования к системе впрыска для работы в газовом режиме. Вторая часть посвящена исследованию работы «широкодиапазонной» (wide range) форсунки, разработанной фирмой «L'Orange», главным образом, при минимальных значениях ЭДДТ. Исследования проводились с использованием специальной оптической камеры и опытного одноцилиндрового отсека двигателя (SCE).

Концепции впрыска дизельного топлива для работы двухтопливного двигателя в широком диапазоне ЭДДТ. Система впрыска дизельного топлива — один из важнейших элементов, определяющих концепцию двухтопливного двигателя. Известен ряд способов организации впрыска дизельного топлива в двухтопливном двигателе.

Лучшие из существующих конструкций основаны на применении двух форсунок (рис. 1, 1). Одна форсунка (с большой пропускной способностью) предназначена для работы в дизельном режиме, а другая (с меньшей пропускной способностью) — для подачи пилотного топлива в газовом режиме [4, 6, 26, 27]. К недостаткам подобной системы относятся сложность и дороговизна [20, 30]. С точки зрения термодинамики недостатки данной схемы приводят к снижению КПД и увеличению вредных выбросов (по сравнению с классическим газовым двигателем) из-за эксцентричного положения форсунки пилотного топлива [18].

Еще один возможный вариант состоит в том, что в общем корпусе форсунки размещаются два распылителя (рис. 1, 2). Однако и этот вариант достаточно сложен с точки зрения конструкции, к тому же совсем не просто разместить такую форсунку в ограниченном пространстве камеры сгорания [29, 30].

Анализ известных вариантов с двумя распылителями приводит к выводу о том, что оптимальным решением было бы использование одного распылителя, способного обеспечить работу двухтопливного двигателя в широком диапазоне изменения цикловой подачи топлива (рис. 1, 3) [11, 20, 29]. Однако возникает другая проблема — обеспечение нормальной работы форсунки при малых расходах дизельного топлива [30]. Как упоминалось выше, такая форсунка была разработана компанией «L'Orange».

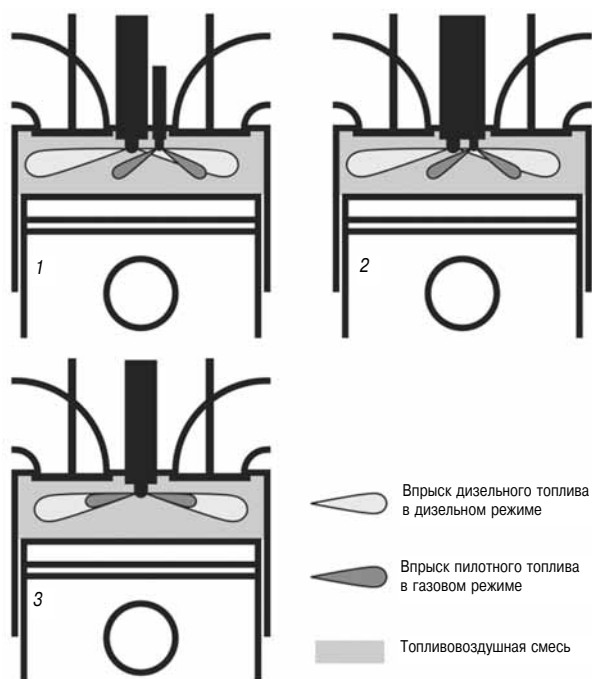


Рис. 1. Варианты системы топливоподачи для двухтопливных двигателей: с двумя форсунками (1), с двумя распылителями (2) и с одним распылителем широкого диапазона (3)

Требования к системе подачи дизельного топлива двухтопливного двигателя

Выбросы NO_x существенно зависят от ЭДДТ (Φ_{Diesel}), используемой для зажигания газозооушной смеси в камере сгорания двухтопливного двигателя. Для обеспечения соответствия выбросов NO_x перспективным нормативным стандартам, ЭДДТ должна быть как можно меньше [2, 11].

На диаграммах рис. 2 показаны результаты измерений, выполненные на высокооборотном одноцилиндровом отсеке в лаборатории LEC GmbH в Граце. Выбросы NO_x представлены в зависимости от величины Φ_{Diesel} , характеризующей долю энергии впрыснутого пилотного дизельного топлива в общей энергии, поступающей в двигатель. На диаграмме 176 рабочих точек соответствуют результатам испытаний новой экспериментальной (широкодиапазонной) форсунки, и 49 точек — результатам испытаний форсунки пилотного впрыска, заимствованной от автомобильного двигателя. В первом случае в опытах использовалось несколько распылителей, отличающихся расходом и геометрией сопловых отверстий. Отметим, что закономерности на диаграммах оказались бы одинаковыми при наложении графиков, построенных для обеих форсунок. Это свидетельствует о достаточно общем характере полученных закономерностей.

Методы измерений и стенды для испытаний обеих форсунок описаны в разделе «Экспериментальные исследования». Условия эксперимента поддерживались одинаковыми, а именно: ВМЕР (22 бар), степень сжатия, коэффициент избытка воздуха, температура и влажность воздуха в ресивере. При этом варьировался угол начала впрыска и давление в системе common rail (от

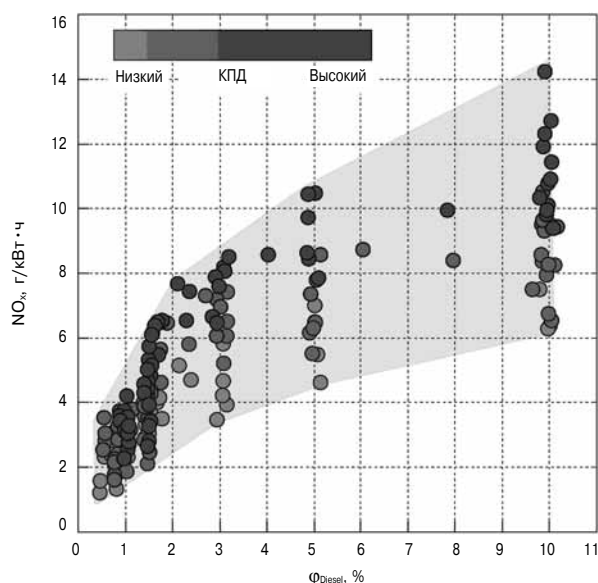


Рис. 2. Корреляция между NO_x и ЭДДТ, с учетом изменения КПД

800 до 2000 бар). Метановое число газообразного топлива было не менее 80. Для корректного сравнения все точки рабочих режимов выбирались из условия равного индикаторного КПД, с разбросом не более 3 %. Значения КПД выбирались такими, чтобы обеспечивался разумный компромисс между нормативным выбросом NO_x и высоким КПД.

Из диаграммы следует, что выбросы NO_x снижаются непропорционально снижению ЭДДТ [11]. В то же время КПД может поддерживаться на достаточно высоком уровне при снижении ЭДДТ до ≈ 1 %. Однако дальнейшее снижение φ_{Diesel} приводит к резкому падению КПД вследствие того, что при этих условиях время выгорания 50 % топлива (MFB50 %) достигает минимума. Имеется возможность ускорения сгорания за счет более раннего впрыска, поскольку в этой области, в отличие от области более высоких значений ЭДДТ ($\approx > 3$ %), детонация не является ограничивающим фактором. Однако дальнейшее увеличение угла опережения впрыска не сокращает время самовоспламенения. Несмотря на то что при $\varphi_{\text{Diesel}} < 1$ % падение КПД является одним из значимых факторов, более важным оказывается то обстоятельство, что в этой области может быть достигнут уровень выбросов NO_x менее 2 г/кВт·ч. Для дальнейшего уменьшения выбросов NO_x , например, до 0,67 г/кВт·ч (норма для дизель-генераторов согласно US EPA Tier 4), необходима система газоочистки [32].

Фундаментальной проблемой при сверхнизких значениях ЭДДТ является обеспечение необходимой устойчивости процесса горения. На диаграмме рис. 3 присутствуют те же рабочие точки,

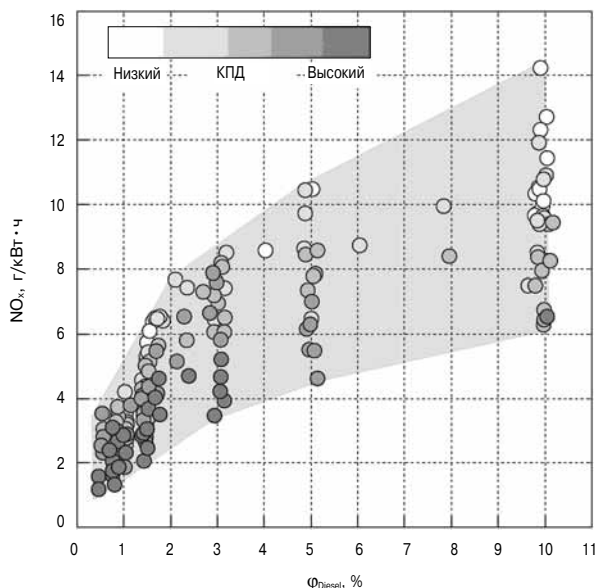


Рис. 3. Корреляция между NO_x и ЭДДТ, с учетом показателя стабильности сгорания

что и на диаграмме рис. 2. Однако здесь тоновая индикация характеризует стабильность сгорания, выражаемую коэффициентом вариации (COV_{IMEP}). В диапазон между наименьшим и наибольшим значениями COV_{IMEP} попадают примерно 3 % всех точек.

Из полученных результатов можно сформулировать две основные тенденции. С одной стороны, при снижении ЭДДТ устойчивость сгорания заметно уменьшается, с другой — она уменьшается по мере снижения выбросов NO_x , при постоянной величине энергетической доли дизельного топлива. Следовательно, значение COV_{IMEP} остается достаточно высоким при $\text{NO}_x < 3$ г/кВт·ч и $\varphi_{\text{Diesel}} < 1,5$ %. Для сохранения устойчивости работы двигателя в экспериментах ЭДДТ не снижалась до величин менее 0,5 %.

Вообще говоря, устойчивость процесса сгорания тесно связана с фазами подвода тепла. Высокие предельно допустимые значения NO_x позволяют увеличить угол опережения зажигания, что приводит к снижению COV_{IMEP} . Выяснилось, что соотношение между COV_{IMEP} и MFB50 % носит практически линейный характер независимо от величины ЭДДТ, особенно когда последняя остается в пределах 1,5 %. Это подтверждается диаграммой на рис. 4, построенной по результатам испытаний серийной форсунки пилотного топлива для грузовика при варьировании ЭДДТ (при прочих равных условиях). Для каждого значения ЭДДТ диапазон вариации включает минимально возможное время достижения точки MFB50 %. Как упоминалось выше, при снижении ЭДДТ угол опережения впрыска относительно ВМТ, соответствующий минимально достижимому времени MFB50 %, смещается в сторону меньших значений. Следовательно, при снижении ЭДДТ минимально достижимое значение COV_{IMEP} возрастает.

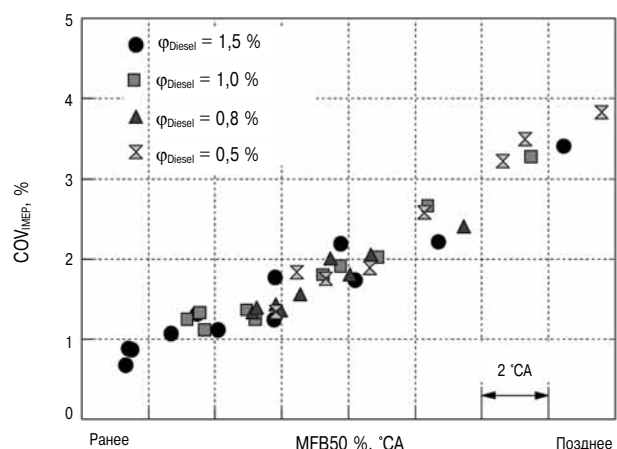


Рис. 4. Корреляция между устойчивостью сгорания и MFB50 % при малых значениях ЭДДТ

Из всего этого можно сделать вывод, что для высокооборотного двухтопливного двигателя возможность снижения выбросов NO_x до уровня порядка 1 г/кВт·ч реальна. Для этого требуется система впрыска дизельного топлива, способная обеспечить впрыск цикловой подачи дизельного топлива, которое соответствует ЭДДТ менее 1 % от подачи при полной нагрузке. В этом диапазоне, как мы уже знаем, существуют проблемы с обеспечением устойчивости сгорания при высоком КПД. Поэтому первоочередное внимание следовало уделить созданию новой технологии впрыска, позволяющей осуществить надежное воспламенение топливовоздушной смеси при малых цикловых подачах дизельного топлива. Главной задачей является достижение устойчивого процесса сгорания, который обеспечил бы необходимые показатели и КПД. Эта задача достаточно сложна, особенно когда речь идет о форсунке, способной работать во всем диапазоне ϕ_{Diesel} .

Экспериментальные исследования

Методика оценки вновь разработанной широкодиапазонной форсунки

Для оценки эффективности вновь разработанной широкодиапазонной форсунки фирмы «L'Orange» при малых количествах впрыснутого дизельного топлива использовалась разнообразная и самая современная аппаратура. Следует иметь в виду, что при этом должна быть обеспечена нормальная работа форсунки в дизельном режиме с максимальным расходом без какой-либо ограничений. Помимо испытаний на одноцилиндровом отсеке двигателя, в программу исследований были включены измерения в специальной оптической камере, позволяющие лучше понять поведение топливного факела с точки зрения дальнобойности жидкой и паровой фаз, поскольку развитие топливного факела существенно влияет на процесс сгорания.

В качестве базы для сравнения была выбрана серийная форсунка последней модели от двигателя грузовика. Эта форсунка использовалась в круп-

ном двухтопливном двигателе, как форсунка пилотного топлива и не была рассчитана на работу двигателя в дизельном режиме. Ее номинальный расход составляет 14 % от номинального расхода широкодиапазонной форсунки. Оптимизированная для работы при малых подачах, эта форсунка является наиболее подходящим эталоном для сравнения. Размеры обеих форсунок показаны на рис. 5.

Испытания в специальной оптической камере

Широкодиапазонная форсунка фирмы «L'Orange» была испытана в специальной оптической камере для определения дальнобойности жидкой и паровой фаз факела. Эти исследования выполнялись командой Политехнического университета Валенсии (Universitat Politècnica de València, CMT — Motores Termicos).

При этом выбирались цикловые подачи дизельного топлива для оптических измерений при тех же значениях ЭДДТ, которые использовались при испытаниях на одноцилиндровом отсеке в газовом режиме. Во всех случаях дозы впрыска для обеих форсунок были одинаковыми.

Перед испытаниями для обеих форсунок измерялись значения скорости впрыска (ROI — rate of injection) для того, чтобы можно было определить необходимую длительность впрыска заданного количества дизельного топлива. Данные этих измерений были также использованы при интерпретации результатов работ, описанных в разделе «Исследования, проведенные на одноцилиндровом отсеке». При совместном рассмотрении ROI и результатов измерений на SCE оказалось, что дозы впрыснутого топлива, определенные по ROI, не полностью совпадают с соответствующими результатами измерений на SCE, однако эта разница пренебрежимо мала.

Экспериментальные стенды и методы измерений

Скорость впрыска измерялась с помощью стандартного анализатора фирмы IAV (рис. 6, слева) методом Бош [1], согласно которому производится впрыск топлива через форсунку в мерную трубку, заполненную топливом. Впрыск топлива приводит к росту давления в трубке, пропорциональному приращению массы топлива. Скорость нарастания давления соответствует расходу через форсунку. Давление в трубке регистрируется с помощью датчика давления, сигнал которого вводится в систему сбора и обработки данных. Результаты измерений проверяются с помощью весов, расположенных за анализатором [16].

Уровни дальнобойности жидкой и паровой фазы факела измерялись с помощью специальной оптической камеры, в которой поддерживаются высокие значения давления и температуры, методом скоростной дифракции Mie [14] и шли-



Рис. 5. Сравнительные размеры форсунок: широкодиапазонной (сверху) и пилотной (снизу)

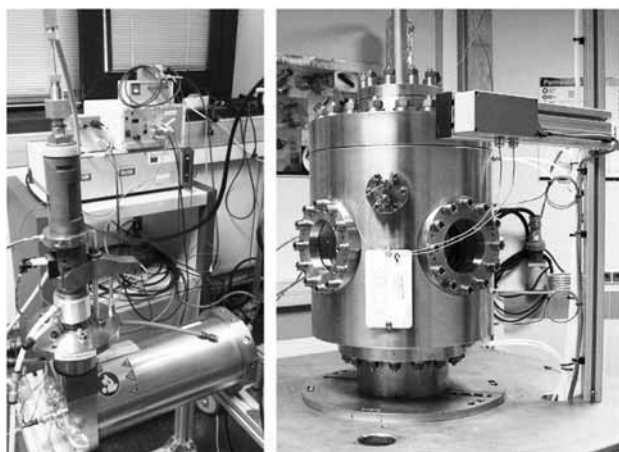


Рис. 6. Общий вид измерительных стэндов: измеритель скорости впрыска (слева) и специальная оптическая камера (справа)

рен-методом [22] соответственно. Оптическая камера позволяет воспроизвести термодинамические условия в цилиндре двигателя в период впрыска — температуру до 1000 К и давление до 150 бар. В ней можно обеспечить практически постоянные термодинамические условия. В камере имеются три прозрачных окна диаметром 128 мм каждое, расположение которых позволяет наблюдать впрыск со всех сторон.

Общий вид оптической камеры показан на рис. 6, справа. Камера состоит из четырех основных компонентов: газовых компрессоров, подогревателей газа, тест-камеры и системы управления. Газ из аккумуляторов высокого давления непрерывно прокачивается через тест-камеру с помощью объемных компрессоров. На входе в тест-камеру установлены электрические подогреватели, позволяющие поддерживать температуру газа на заданном уровне. Система управления (контроллер) представляет собой замкнутый PID-контур, с помощью которого давление в камере и мощность подогревателя поддерживаются на уровне, обеспечивающем заданные термодинамические условия в камере. Камера снабжена двойными стенками для поддержания более равномерной температуры внутри. Внешняя оболочка обеспечивает прочность конструкции, а внутренние стенки с теплоизоляцией защищают внешнюю оболочку от перегрева. По периферии тест-камеры установлены резисторы для дополнительного подогрева внутренних стенок с целью сглаживания неравномерности температурного поля внутри тест-камеры.

В оптической камере может быть использован разомкнутый или замкнутый контур циркуляции для изучения эволюции факела в атмосфере различного состава, которая может представлять собой либо обычный воздух, либо газовую смесь с заданным содержанием кислорода. Химический состав газа в камере непрерывно отслеживается,

и может регулироваться путем подкачки воздуха или азота через систему коррекции. В нашем случае дизель впрыскивался в инертную атмосферу камеры (азот).

Размещение регистрирующих оптических устройств показано на рис. 7 и 8. На рис. 7 показано размещение аппаратуры для линейных измерений жидких компонентов факела. Два источника непрерывного белого света (ксеноновые лампы мощностью 300 Вт) с 8-миллиметровым оптоволоконным световодом освещают камеру сгорания через боковые окна. Скоростная камера «Photron SAX» с 50-миллиметровым объективом, расположенная перед третьим окном, собирает свет, рассеиваемый каплями жидкости внутри факела.

На рис. 8 показана конфигурация аппаратуры для двухпроходных измерений шлирен-методом. Для формирования параллельного пучка света с помощью линзы диаметром 450 мм использовался точечный источник света (диаметром $\approx 0,15$ мм). Пучок направлен перпендикулярно держателю форсунки с зеркальной поверхностью. Из-за изменения плотности среды световые пучки отклоняются по пути к зеркальной поверхности и обратно, затем фокусируются той же самой

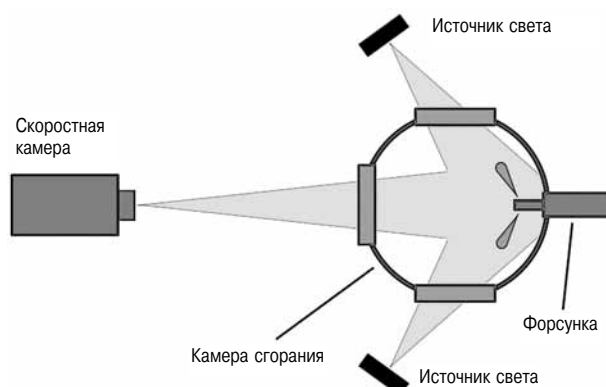


Рис. 7. Конфигурация аппаратуры для измерений методом Mie

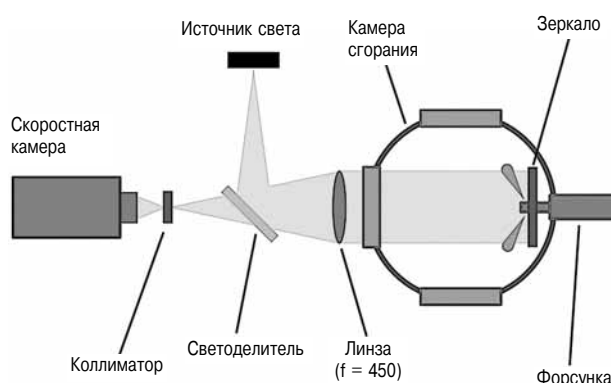


Рис. 8. Конфигурация аппаратуры для измерений шлирен-методом

линзой диаметром 450 мм. Шлирен-эффект детектируется в фокальной плоскости, после чего свет возвращается в ту же камеру «Photron SAX» через 50-миллиметровый объектив.

Результаты измерений и анализ

Для измерений на оптическом стенде при давлении 1600 бар в системе common rail были выбраны четыре рабочих точки, при этом в каждом впрыске определялась масса дизельного топлива. Эти массы соответствовали ЭДДТ 10, 3, 1 и 0,5 % при полной нагрузке SCE (ср. раздел «Исследования, проведенные на одноцилиндровом отсеке»). Кроме того, в опытах с подачей дизельного топлива 1 % варьировалось давление впрыска. Чтобы обеспечить корректность сравнения обеих форсунок, в оптической камере постоянно поддерживались одинаковыми атмосферные условия, а именно:

- инертный наполнитель (азот);
- давление в камере: 60 бар;
- температура в камере: 780 К.

На рис. 9 приведены примеры фотографий впрыска ЭДДТ 10 % широкодиапазонной форсункой. Фотографии в левом столбце изображают картины впрыска жидкой фазы при трех характерных значениях времени после начала впрыска (ASOC) — 500, 1000 и 1500 мкс. Фотографии в правом столбце изображают состояние газообразной фазы на тех же временных отрезках. То же самое относится к последующим иллюстрациям с фотоснимками, сделанными в оптической камере.

На первом по времени изображении видно, что метод скоростной дифракции Мие позволяет зафиксировать жидкую фазу непосредственно на

выходе из сопла форсунки. Поскольку для регистрации паровой фазы впрыска по шлирен-методу требуется зеркало, факел становится видимым только после того, как он достиг наружного кругового контура зеркала. Следовательно, обнаружить начало впрыска оптическим способом можно, только рассматривая струю жидкости. На последнем фото рис. 9 видно, что жидкость интенсивно испаряется, и ее почти не осталось. Однако картина дальнейшего развития факела достаточно хорошо видна на фото шлирен-метода.

В определенных случаях, когда игла открывается полностью, имеет место практически постоянный расход топлива при впрыске (см. раздел «Исследования, проведенные на одноцилиндровом отсеке»). При этом жидкость образует стационарный факел практически постоянной длины, тогда как паровая фаза проникает глубже в камеру. В этом случае длина стационарного факела может быть найдена методом Мие.

Далее будут рассмотрены только результаты измерения дальнобойности факела шлирен-методом. Хотя этот метод не позволяет исследовать факел вблизи от сопла распылителя, он все же дает возможность сравнивать разные форсунки.

После многократных повторов была установлена хорошая стабильность результатов (т. е. малый разброс между впрысками) для обеих форсунок. Коэффициент вариации длины факела для жидкой фазы не превышал 10 %. Поэтому в данном разделе приведены только выбранные фотографии одного репрезентативного впрыска.

На рис. 10, а фотографии паровой фазы, сделанные в три последовательных момента времени при впрыске топлива форсункой пилотного топлива и широкодиапазонной форсункой в количестве 10 %. Видно, что форсунка пилотного топлива дает практически одинаковый впрыск через все сопловые отверстия. Широкодиапазонная форсунка показывает заметный разброс между сопловыми отверстиями на ранней фазе впрыска, но в дальнейшем симметрия восстанавливается. На отметке 1500 мкс обе форсунки обеспечивают практически одинаковую симметрию впрыска. При впрыске топлива в количестве, соответствующего 3 % объема дизельного топлива, асимметрия впрыска широкодиапазонной форсунки на последней временной отметке все еще заметна (рис. 10, б). Дальнобойность факела меньше, чем в форсунке пилотного топлива. На рис. 10, в и г показаны те же процессы при впрыске наименьших исследованных объемов топлива, т. е. соответственно 1 и 0,5 %. Видно, что дальнобойность факела широкодиапазонной форсунки уменьшается, в то же время сохраняется заметная асимметрия между сопловыми отверстиями. Хотя дальнобойность факела форсунки

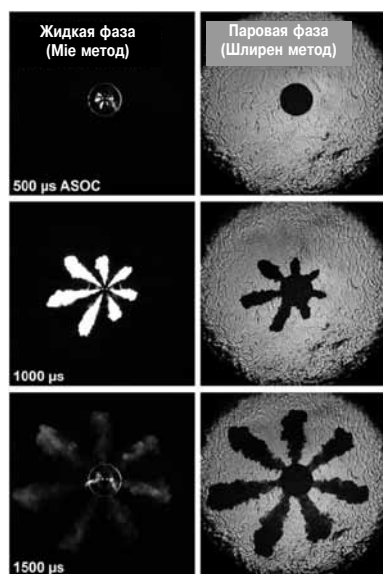


Рис. 9. Пример развития факела жидкой и паровой фаз при впрыске топлива широкодиапазонной форсункой в количестве 10 %

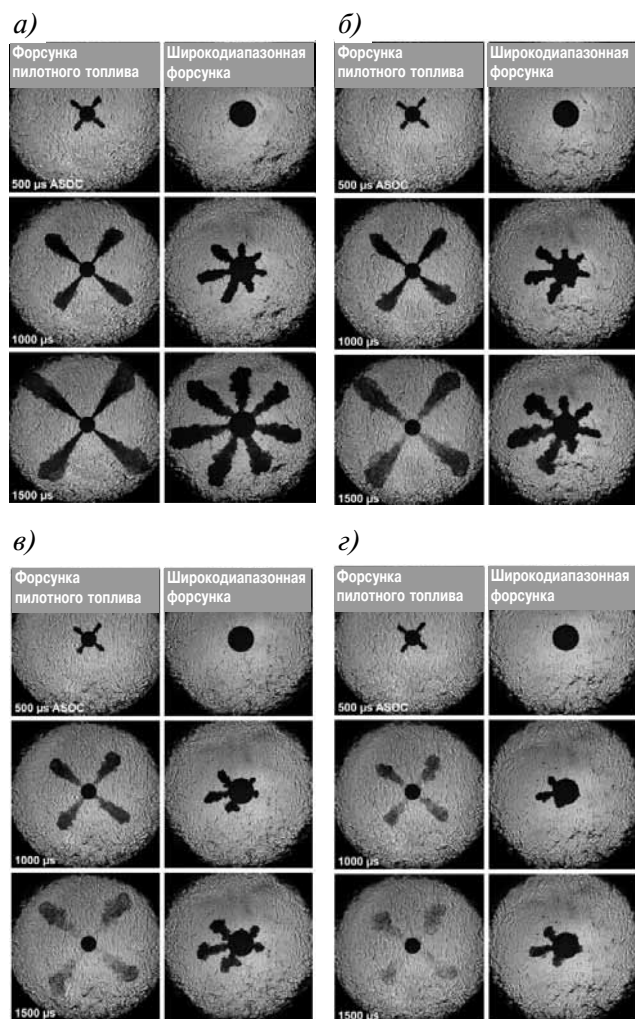


Рис. 10. Развитие факела паровой фазы при впрыске топлива форсункой пилотного топлива и широкодиапазонной форсункой в количестве:

а — 10 %; б — 3 %; в — 1 %; г — 0,5 %

пилотного топлива при столь малых дозах уменьшается, эта форсунка обладает явным преимуществом над широкодиапазонной форсункой в отношении дальности факела и симметрии.

Для того чтобы оценить влияние давления в системе common rail при столь малых объемах впрыска была проведена серия экспериментов при постоянном значении массы впрыска, соответствующей 1 % ЭДДТ. Их результаты показаны на рис. 11. Сравнение результатов экспериментов при повышении давления в системе common rail (800, 1600 и 2200 бар) показало, что, хотя во всех трех случаях идеальная симметрия не достигается, длина факела с ростом давления в системе common rail увеличивается, т. е. создаются более благоприятные условия с точки зрения рабочего процесса.

Выводы

Как показало исследование жидкой и паровой фазы впрыска оптическими методами, несмотря

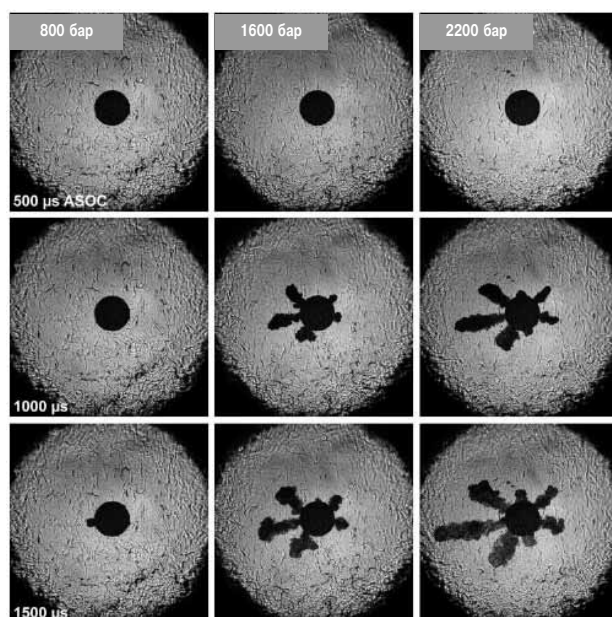


Рис. 11. Развитие факела паровой фазы при давлении в системе common rail 800, 1600 и 2200 бар

на небольшой разброс объема впрыска по сопловым отверстиям широкодиапазонной форсунки, резерв для улучшения данного показателя существует. При значении массы впрыска, соответствующей 10 % ЭДДТ, показатели симметрии широкодиапазонной форсунки и форсунки пилотного топлива уже сопоставимы. Однако некоторая разница все же имеет место, в особенности при относительной величине массы впрыска 1 % и ниже. Картина (в смысле длины факела) в обоих случаях получается очень похожей. При относительной величине массы впрыска 10 % длина факела для обеих форсунок практически одинакова. Длина факела при уменьшении массы впрыска уменьшается, и этот недостаток наиболее заметен в случае широкодиапазонной форсунки, особенно при двух наименьших значениях цикловой подачи. Однако для широкодиапазонной форсунки остается значительный резерв увеличения длины факела за счет повышения давления в системе common rail.

Нужно также иметь в виду, что распылитель широкодиапазонной форсунки был выбран случайным образом среди нескольких распылителей с одинаковой геометрией. Так что не исключено, что у данного конкретного экземпляра асимметрия была особенно велика.

Исследования на одноцилиндровом отсеке

Организация эксперимента и методы измерений

Испытания проводились в лаборатории LEC GmbH в Граце на опытном одноцилиндровом отсеке высокооборотного двигателя с рабочим объемом 6 л и номинальной частотой вращения 1500 об/мин. Обе форсунки устанавливались

по центру головки цилиндра. На основании ранее проведенных исследований можно утверждать такое расположение форсунки является оптимальным [18]. На рис. 12 схематически показано размещение форсунки пилотного топлива (слева) и широкодиапазонной форсунки (справа).

Газообразное топливо поступает в отсек через смеситель Вентури, расположенный во всасывающем ресивере, где оно смешивается с воздухом, поступающим из системы внешних компрессоров. Дизельное топливо поступает из ТНВД при давлении в системе common rail до 2200 бар. Все внешние среды, поступающие в двигатель

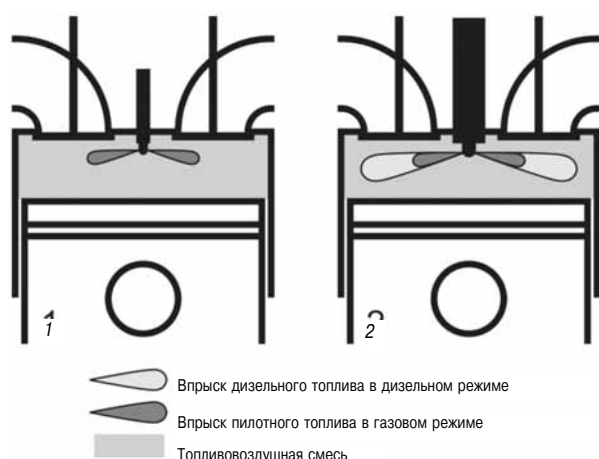


Рис. 12. Схема установки форсунки пилотного топлива и широкодиапазонной форсунки в центральном положении

(охлаждающая вода, смазочное масло и воздух для сгорания), по своим параметрам соответствовали стандартным условиям испытаний. Испытательный стенд оборудован системами измерений, позволяющими регистрировать данные как медленных, так и быстрых процессов.

Граничные условия

Для сравнительной оценки параметров работы двигателя с форсунками обоих типов при значениях ЭДДТ 10, 3, 1 и 0,5 % были выбраны характерные точки рабочих режимов. При этом конфигурация измерительной аппаратуры и условия измерений поддерживались постоянными, в том числе:

- степень сжатия: постоянная;
- среднее эффективное давление: 22 бар (исходя из предполагаемого FMEP целевого многоцилиндрового двигателя);
- коэффициент избытка воздуха: постоянный;
- давление в системе common rail: 1600 бар;
- температура воздуха в ресивере: 45 °С;
- метановое число: = 87 (показатель качества природного газа).

В качестве ограничений были приняты следующие предельно допустимые показатели вредных выбросов, установленные нормативами

ЕРА (США) для двигателей внутреннего сгорания внедорожных установок мощностью свыше 560 кВт:

- Tier 2: 6,4 г/кВт·ч для суммы NO_x и неметановых углеводородов [31];
- Tier 4 (за исключением двигатель-генераторов): 3,5 г/кВт·ч для NO_x [32].

При значениях ЭДДТ 3 и 10 % для сравнения форсунок использовались нормы Tier 2, поскольку в этом случае выбросы NO_x обычно выше, чем при меньших ЭДДТ. Еще раз отметим, что учитывались только NO_x и неметановые углеводороды. Нужно также иметь в виду, что упомянутые нормы выбросов применимы только при испытаниях по стандартным нагрузочным циклам, принятым для целей сертификации. Для оценки форсунок, однако, было признано достаточным проведение испытаний только при номинальной нагрузке. При значениях ЭДДТ 0,5 и 1 % подход был аналогичным, с той разницей, что целевым показателем был выбран выброс NO_x в пределах 3,5 г/кВт·ч.

Варьирование ЭДДТ: результаты измерений и анализ

На рис. 13 представлены результаты измерений важнейших из медленно меняющихся показателей. При значениях ЭДДТ 3 и 10 % настройка (путем соответствующих регулировок углов впрыска) производилась из условия ограничения выбросов NO_x величиной 6,4 г/кВт·ч. Снижение выбросов NO_x в данном диапазоне ЭДДТ приводит к уменьшению КПД. При двух других (меньших) значениях цикловой подачи — 1 и 0,5 — выбросы NO_x в основном были меньше целевого показателя 3,5 г/кВт·ч. С учетом этого, регулировки в рабочих точках были направлены на достижение максимально возможного КПД.

Как видно из рис. 13, при значении ЭДДТ 10 % показатели качества рабочего процесса с широкодиапазонной форсункой (а именно, COV_{IMEP}) несколько выше, чем с форсункой пилотного топлива, несмотря на некоторый рост задержки воспламенения. По-видимому, при относительно больших значениях ЭДДТ влияние изменения процесса начала сгорания по углу ПКВ на COV_{IMEP} не столь велико, как при малых (см. рис. 4). Тот факт, что в данном диапазоне относительного объема впрыска обе форсунки обеспечивают приемлемые значения COV_{IMEP} , подтверждается исследованиями на специальной оптической камере, которые показывают, что в этом случае обе форсунки характеризуются удовлетворительными значениями дальноточности и симметрии факела. Что касается индикаторного КПД (η_i), то здесь форсунка пилотного топлива имеет некоторое преимущество перед широкодиапазонной форсункой, обеспечивая более раннее вос-

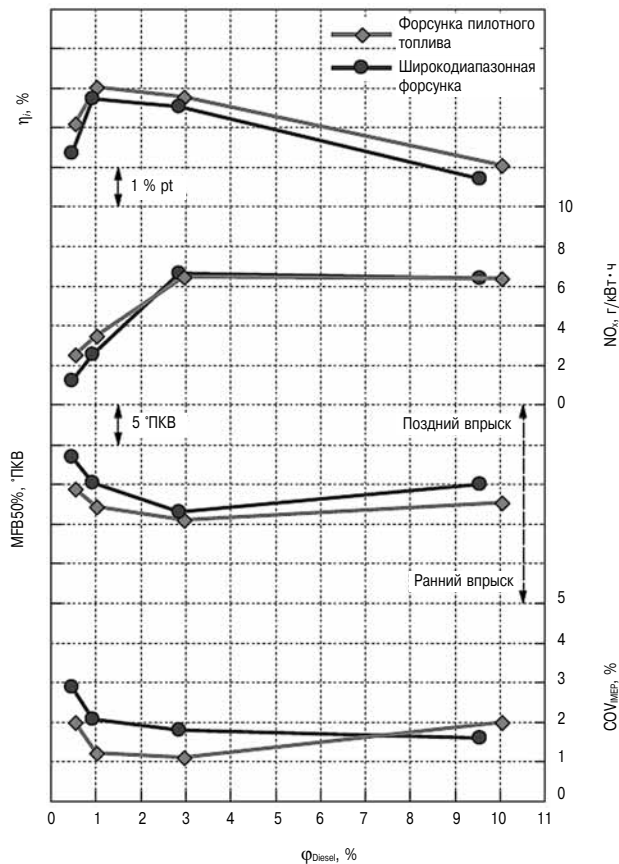


Рис. 13. Сравнение форсунки пилотного топлива и широкодиапазонной форсунки при различных значениях ЭДТ

пламенение при том же заданном уровне NO_x .

Причины этого эффекта становятся понятными из рис. 14, где показаны кривые скорости тепловыделения (HRR) и скорости впрыска при ЭДТ 10 %. В последующих рисунках масштаб по обеим осям сохранен без изменений. За счет большего проходного сечения широкодиапазонная форсунка осуществляет впрыск цикловой подачи дизельного топлива до начала сгорания, тогда как впрыск форсункой пилотного топлива в момент начала сгорания еще не закончен. Поэтому в первом случае сгорание происходит с более выраженным пиком давления и температуры, а также выброса NO_x . Это означает, что для поддержания выброса NO_x в пределах 6,4 г/кВт·ч задержка воспламенения должна быть увеличена. Следует отметить, что длительность впрыска форсункой пилотного топлива чрезмерно высока. Сильные колебания скорости тепловыделения возникают в результате возбуждения заряда из-за раннего зажигания впрыснутого дизельного топлива. Это явление называется «звоном» (ср. Kirsten и др. [8]).

Анализ потерь согласно Pischinger и др. [17] показал, что выигрыш в КПД при использовании форсунки пилотного топлива происходит главным

образом за счет изменения фазы начала сгорания, более раннего, чем в случае использования широкодиапазонной форсунки. Потери от теплопроводности стенок и гидравлические потери были для обеих форсунок примерно одинаковы. Это в равной мере относится и к другим рабочим точкам с малыми ЭДТ. Характер изменения кривой ROI для широкодиапазонной форсунки (рис. 14) показывает, что, как и у форсунки пилотного топлива, фаза стабильной скорости впрыска отсутствует. Широкодиапазонная форсунка работает только в области баллистического впрыска, где игла открыта не полностью. Это относится и к меньшим значениям ЭДТ. Однако, как уже говорилось ранее, при анализе итогов оптического исследования, асимметрия впрыска оказалась пренебрежимо малой, и на результаты экспериментов на SCE не влияет. Как видно из рис. 13, при ЭДТ 3 % небольшое преимущество по КПД имеет форсунка пилотного топлива. Из данных рис. 15 следует, что разница в фазах начала сгорания для обоих типов форсунок в данном случае меньше, чем при ЭДТ 10 %. При ЭДТ 3 % пиковые значения давления и температуры для обоих типов форсунок одинаковы, поскольку впрыск и той и другой форсункой заканчивается до начала сгорания. Несмотря на то что в случае с широкодиапазонной форсункой сгорание начинается чуть раньше, процесс основного сгорания идет медленнее, чем с форсункой пилотного топлива, что несколько снижает КПД. С широкодиапазонной форсункой значение COV_{IMEP} выше, возможно, из-за большей разницы в показателях асимметрии впрыска и дальнотойности факела, как это видно из опытов с оптической камерой.

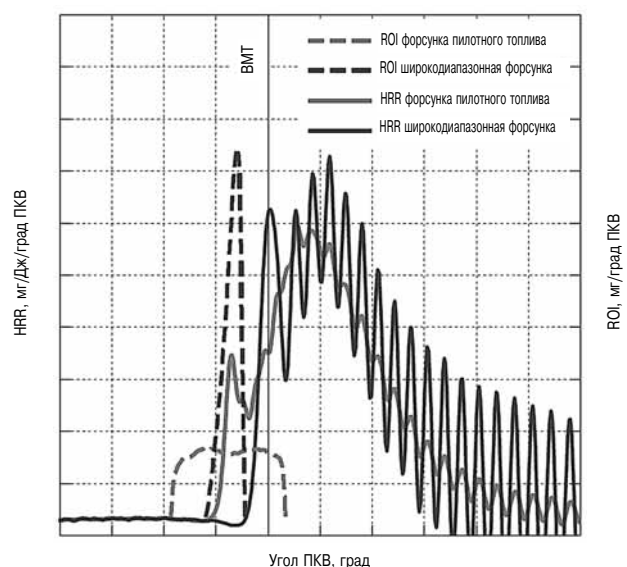


Рис. 14. Сравнение кривых HRR для форсунки пилотного топлива и широкодиапазонной форсунки при ЭДТ 10 %

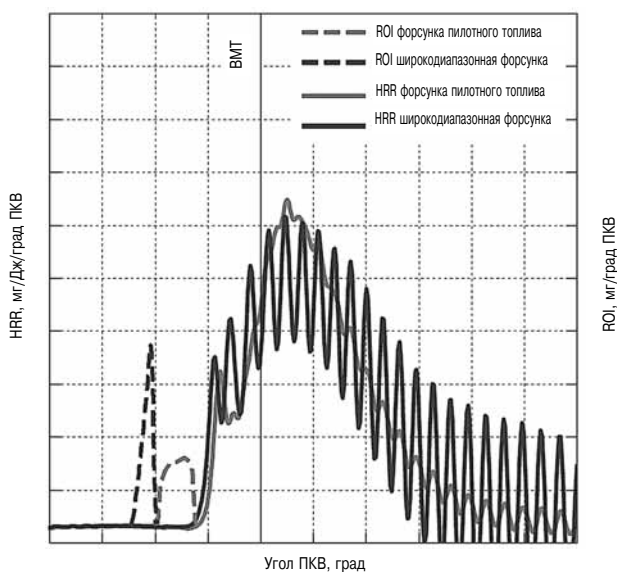


Рис. 15. Сравнение кривых HRR для форсунки пилотного топлива и широкодиапазонной форсунки при ЭДДТ 3 %

Кривые медленно текущих процессов, показанные на рис. 13, свидетельствуют о том, что при малых значениях ЭДДТ — 1 и 0,5 % — фактические величины NO_x всегда ниже заданного предела 3,5 г/кВт·ч. В этих случаях рабочие точки наибольшего КПД, выбранные для сравнения, одновременно являются точками с наиболее ранним из возможных процессов сгорания. Как отмечалось в разделе «Требования к системе подачи дизельного топлива двухтопливного двигателя», возможность сдвига в сторону более раннего сгорания за счет соответствующего сдвига угла опережения впрыска топлива имеет свой предел. Более раннее сгорание можно получить с форсункой пилотного топлива. Это же подтверждается кривыми тепловыделения для значений ЭДДТ 1 и 0,5 % соответственно (рис. 16, а и б). Хотя момент начала сгорания для обеих форсунок одинаков, начальный участок кривой тепловыделения для форсунки пилотного топлива имеет более крутой наклон, что приводит к соответствующему росту КПД (но с увеличением при этом выбросов NO_x , хотя и остающихся в заданных пределах). Более быстрое сгорание при впрыске форсункой пилотного топлива может быть объяснено увеличением дальнобойности факела, что приводит к увеличению площади поверхности факела в газозвушной смеси. Как отмечалось выше, фазы сгорания заметно влияют на COV_{IMEP} при очень малых значениях ЭДДТ, что можно отнести к недостаткам широкодиапазонной форсунки.

При значениях ЭДДТ 1 и 0,5 % пик сгорания почти незаметен. Последнее может быть вызвано более ранним впрыском, ведущим к росту задержки воспламенения, что обеспечивает более эф-

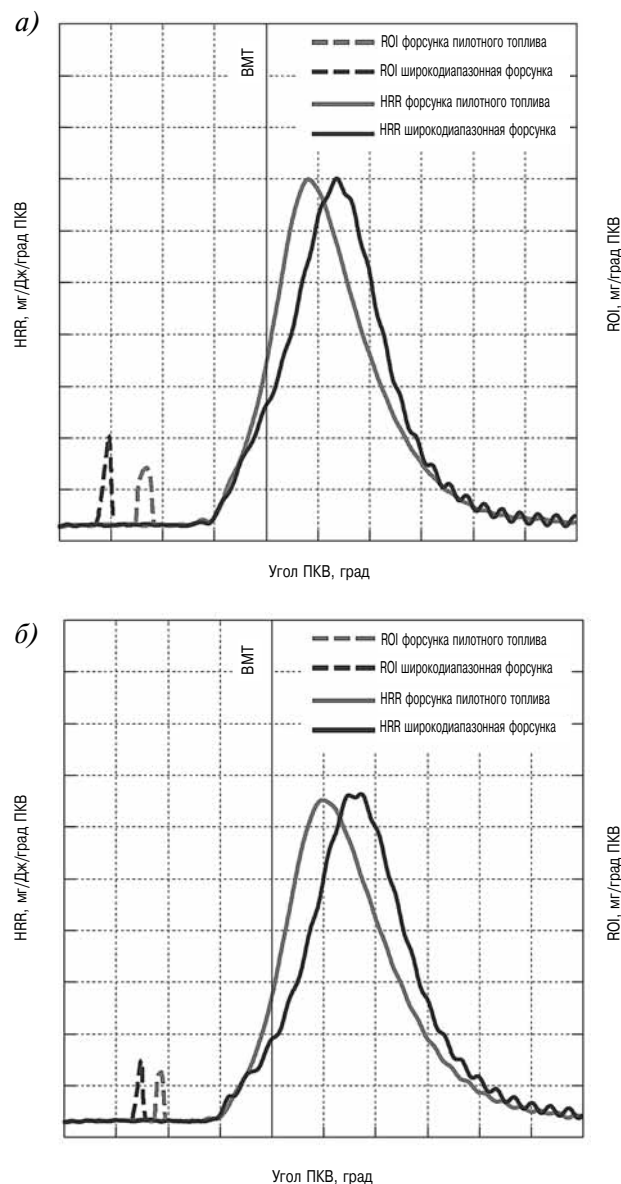


Рис. 16. Сравнение кривых HRR для форсунки пилотного топлива и широкодиапазонной форсунки при ЭДДТ 1% (а) и 0,5 % (б)

фективное смешивание пилотного топлива с имеющейся газозвушной смесью. Эти процессы пока еще подробно не исследовались, и требуют дальнейшего изучения. Отметим также, что при очень малых значениях ЭДДТ на кривые, полученные на SCE, накладываются сильные флуктуации, что несколько снижает точность измерений.

Результаты измерений на SCE согласуются с результатами измерений в оптической камере, которые свидетельствуют о том, что при ЭДДТ 1 и 0,5 % для широкодиапазонной форсунки еще остается резерв для улучшения дальнобойности факела и симметрии впрыска (в сравнении с самой современной форсункой пилотного топлива).

Вариации давления в системе common rail — результаты измерений и их анализ

Планы эксперимента в оптической камере включали изучение вариаций давления в системе common rail при значениях ЭДДТ 1 % для широкодиапазонной форсунки. Аналогичные исследования проводились на одноцилиндровом отсеке для изучения влияния на рабочий процесс давления в системе common rail. При этом остальные граничные условия в SCE оставались неизменными (см. выше).

На рис. 17 показаны итоговые результаты измерений на SCE при давлении в системе common rail 800, 1600 и 2200 бар. Давление варьировалось при постоянном значении MFB50 % с тем, чтобы можно было оценить COV_{IMEP} при сопоставимых граничных условиях. При увеличении давления в системе common rail устойчивость рабочего процесса заметно повышается. Как можно судить по результатам испытаний в специальной оптической камере, повышение давления в системе common rail заметно увеличивает дальность факела. Последнее повышает устойчивость рабочего процесса.

По кривым тепловыделения на рис. 18 можно судить также о динамике образования NO_x . Кроме того, формирование NO_x моделировалось

с использованием нульмерной двухзональной модели [9], включающей механизм реакций согласно работе Pattas и Hafner [15]. Эта модель была разработана специально для двухтопливных двигателей. Двухзональность означает наличие в камере сгорания двух зон — сгоревшего и несгоревшего топлива, что существенно для правильного моделирования образования NO_x . Результаты моделирования показывают, что выраженные пики давления, особенно заметные при давлениях в системе common rail 800 и 1600 бар, приводят к интенсивному формированию NO_x , тогда как при давлении 2200 бар в начале сгорания образование NO_x незначительно. Скорость образования NO_x при давлении 2200 бар гораздо ниже в первой половине процесса сгорания, поскольку температура в зоне выгоревшего топлива в этом случае остается ниже, чем при давлениях 800 и 1600 бар. В итоге происходит значительное снижение выбросов NO_x при самом высоком давлении впрыска.

Здесь также производился расчет потерь по Pischinger и др. [17], чтобы понять, как они отражаются на КПД двигателя. Оказалось, что повышение КПД при давлении впрыска 2200 бар достигается главным образом за счет уменьшения потерь из-за неполного сгорания. По сравнению с двумя другими точками — 800 и 1600 бар — процесс начала сгорания при давлении 2200 бар слегка замедляется, что с избытком компенсируется более высокой скоростью тепловыделения и относительно ранним концом сгорания. Для выяснения причины столь резкого изменения формы кривой тепловыделения при росте давления впрыска необходимы дальнейшие исследования.

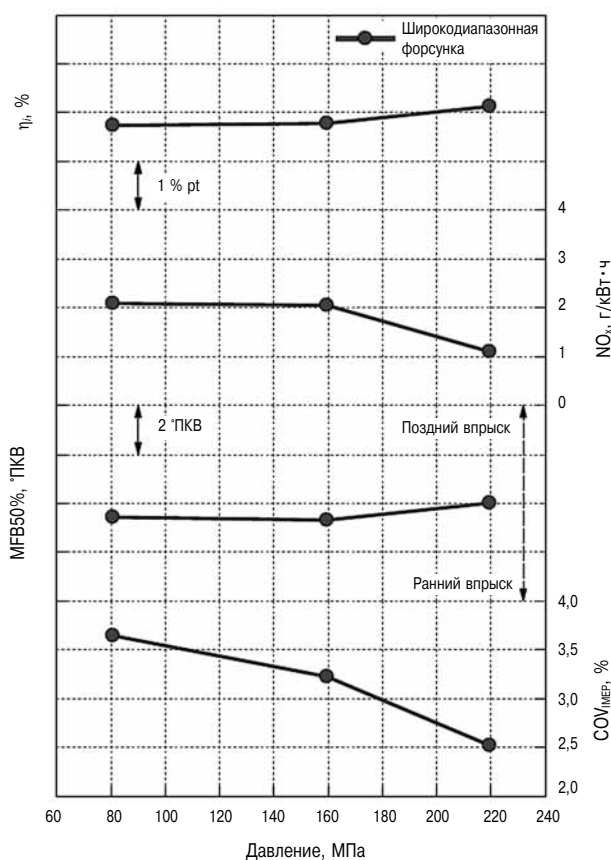


Рис. 17. Вариации давления в системе common rail при работе с широкодиапазонной форсункой

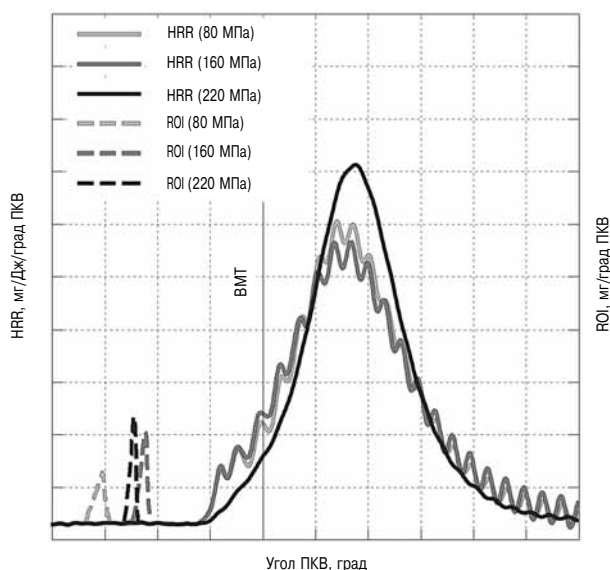


Рис. 18. Сравнение кривых HRR с широкодиапазонной форсункой при различных значениях давлениях впрыска дизельного топлива

Выводы

Как показали испытания на SCE, прототип широкодиапазонной форсунки показывает удовлетворительные результаты при величине ЭДДТ 10 % и менее. В сущности, с широкодиапазонной форсункой могут быть достигнуты почти те же значения КПД, которые получены с форсункой пилотного топлива. В то же время при значениях ЭДДТ 3 % и менее возникают проблемы, связанные с потерей устойчивости сгорания.

Однако за счет варьирования давления в системе common rail, даже при подаче дизельного топлива 1 %, резерв стабилизации процесса сгорания существуют. Влияние типа форсунки на выбросы метана детально не изучалось. Поскольку выбросы общих углеводородов для обеих форсунок практически одинаковы, нет причин ожидать их роста при использовании широкодиапазонной форсунки.

Заключение и перспективы

К системам впрыска двухтопливных двигателей, обеспечивающих работу в широком диапазоне цикловых подач (от 1 % и менее до 100 %) предъявляются серьезные требования. С одной стороны, должно быть обеспечено точное дозирование впрыска во всем рабочем диапазоне, с другой — система не должна быть слишком сложной и дорогостоящей. Это вызвало необходимость создания универсальной форсунки с одним распылителем, способной работать во всем рабочем диапазоне. При этом, однако, возникают серьезные проблемы, связанные с необходимостью обеспечить впрыск очень малых ЭДДТ, чтобы уложиться в жесткие нормативы допустимых выбросов NO_x .

Результаты испытаний широкодиапазонной форсунки, созданной фирмой «L'Orange», оказались весьма многообещающими. В частности, это относится к работе при ЭДДТ порядка 10 %, где обе исследуемых форсунки — пилотного топлива и широкодиапазонной — продемонстрировали практически одинаковые результаты в смысле качества топливного факела и технических характеристик двигателя. При уменьшении ЭДДТ до 3 % и менее результаты широкодиапазонной форсунки оказались несколько хуже. В этом диапазоне форсунка пилотного топлива показала меньший разброс впрыска по сопловым отверстиям и лучшую дальнобойность факела. Поэтому двигатель, оборудованный такой форсункой, имеет лучшие показатели качества рабочего процесса и более высокий КПД. Впрочем, за исключением рабочей точки с ЭДДТ 0,5 %, эта разница не столь велика.

Показатели широкодиапазонной форсунки могут быть улучшены за счет оптимизации гео-

метрии распылителя и характеристик впрыска. В настоящее время L'Orange работает над совершенствованием распылителя широкодиапазонной форсунки с целью дальнейшего улучшения ее показателей.

Литература

1. Bosch W. «Der Einspritzgesetz-Indikator, ein neues Messgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen», in: «Motortechnische Zeitschrift», Vol. 25, Issue №. 7, 1964. — P. 268–282.
2. Bockhoff N., Hanenkamp A. «Der 51/60DF von MAN Diesel SE — Der leistungsstärkste 4-Takt Dual Fuel Motor», in: WTZ Rosslau GmbH (ed.): «Conference Proceedings, 5th Dessau Gas Engine Conference», Dessau, 2007. — P. 216–229.
3. Buchholz B. «Saubere Grossmotoren für die Zukunft — Herausforderung für die Forschung», in: Harndorf, H. (ed.): «Die Zukunft der Großmotoren III, 3. Rostocker Grossmotorentagung», Rostock, 2014. — P. 1–14.
4. Caterpillar Motoren GmbH & Co KG: «M 34 DF Project Guide / Generator Set», 2014. Accessible on the internet at: http://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10752_592, accessed on: 2016-01-05.
5. Hall E. «Dual fuel for medium speed engines in Transportation», presentation at conference: «6th AVL Large Engines TechDays», Graz, 2014.
6. Hanenkamp A., Bockhoff N. «The 51/60 DF and V32/40 PGI — modern Gas engines from MAN Diesel SE. Their way from development to serial application», in: WTZ Rosslau GmbH (ed.): «Conference Proceedings, 6th Dessau Gas Engine Conference», Dessau, 2009, — P. 129–143.
7. International Maritime Organization. «Nitrogen Oxides (NO_x) — Regulation 13», at: www.imo.org, 2015. Online: [http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-\(NOx\)-%E2%80%93Regulation-13.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93Regulation-13.aspx), accessed on: 2016-04-15.
8. Kirsten M., Pirker G., Redtenbacher C. et al. «Advanced Knock Detection for Diesel/Natural Gas Dual Fuel Engine Operation», SAE Technical Paper, 2016-01-0785, 2016, doi:10.4271/2016-01-0785.
9. Krenn M. «Methoden für die thermodynamische Analyse und Simulation der Dual Fuel Verbrennung in Grossmotoren», Dissertation, Graz University of Technology, Graz, 2015. — P. 13.
10. MAN Diesel & Turbo. «Power Plants Programme 2015/16», 2015. Accessible on the internet at: <http://powerplants.man.eu/docs/librariesprovider7/stationsta-engine-programme/power-plants-programme-2015.pdf>, accessed on: 2015-12-10.
11. Mohr H., Frobenius M. «Optimierung von Diesel-/Gas-Grossmotoren für unterschiedlichste Anwendungen», in: Harndorf, H. (ed.): «Die Zukunft der Großmotoren III, 3. Rostocker Großmotorentagung», Rostock, 2014, pp. 138–149.
12. Mooser D. «Brenngase und Gasmotoren», in: Mollenhauer, K.; Tschöke, H. (ed.): «Handbuch Dieselmotoren», 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York, 2007, pp. 132 ff.

13. *Superina E.* «Image #215 — Arctic Princess — 9271248 — LNG Tanker», at www.maritime-connector.com, 2012. Online: <http://www.maritime-connector.com/image/arctic-princess-9271248/215/>, accessed on: 2015-12-10.

14. *Pastor J.V., Payri R., Garcia-Oliver J.M. et al.* «Use of Mie + Schlieren for Multi-Hole Nozzle Visualization», in: «Atomization and Sprays», Vol. 21, Issue № 6, 2011. — P. 503–520.

15. *Pattas K., Hafner G.* «Stickoxidbildung bei der otomotorischen Verbrennung», in: «Motortechnische Zeitschrift», Vol. 34, Issue № 12, 1973. — P. 397–404.

16. *Payri R., Salvador F.J., Gimeno J. et al.* «Injection Rate Measurements», in: «Experimental Techniques», Vol. 32, Issue № 1, 2007. — P. 46–49.

17. *Pischinger R., Klell M., Sams T.* «Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine» (= technical book series: List, H. (ed.): «Der Fahrzeugantrieb»), 3rd edition, Vienna, 2009. — P. 349 ff.

18. *Redtenbacher C., Kiesling C., Wimmer A. et al.* «Dual Fuel Brennvverfahren — Ein zukunftsweisendes Konzept vom PKW — bis zum Grossmotorenbereich?», contribution at conference: «37. Internationales Wiener Motorensymposium», Vienna, 2016.

19. Ricardo plc: «Ricardo helps Canadian National railroad assess the benefits of natural gas traction», at: www.ricardo.com, 2015. Online: <http://www.ricardo.com/en-GB/News--Media/Press-releases/News-releases1/2013/Ricardo-helps-Canadian-National-railroad-assess-the-benefits-of-natural-gas-traction/>, accessed on: 2015-12-10.

20. *Schimon R.* «Injection Systems for dual fuel applications», presentation at conference: «6th CIMAC CASCADES», Graz, 2015.

21. *Sell J.* «Marine Klassifikation von Gasmotoren - Beweggründe, Anforderungen, Herausforderungen», in: WTZ Rosslau gGmbH (ed.): «Conference Proceedings, 9th Dessau Gas Engine Conference», Dessau, 2015. — P. 13–20.

22. *Settles G.S.* «Schlieren and Shadowgraph Techniques: Visualizing Phenomena in Transparent Media», 1st edition, Berlin Heidelberg New York, 2001, pp. 25 ff.

23. *Troberg M., Portin K., Jarvi A.* «Update on Wartsila 4-stroke Gas Product Development». Paper № 406, CIMAC Congress 2013, Shanghai.

24. *Watanabe K., Goto S., Hashimoto T.* «Advanced development of medium speed gas engine targeting to marine and land», Paper № 99, CIMAC Congress 2013, Shanghai.

25. Wartsila Corporation. «Power Plants Solutions 2016», 2016. Accessible on the internet at: http://cdn.wartsila.com/docs/default-source/Power-Plants-documents/pp-scatalog2016_lowres_260216.pdf?sfvrsn=2, accessed on: 2016-04-15.

26. Wartsila Corporation. «Wartsila 34DF Engine Technology», 2009. Accessible on the internet at: <http://www.wartsila.com/file/Wartsila/1278529594250a1267106724867-Wartsila-O-E-W-34DF-TR.pdf>, accessed on: 2013-08-01.

27. Wartsila Corporation. «Wartsila 50DF Engine Technology», 2009. Accessible on the internet at: <http://cdn.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-o-e-w-50df-tr.pdf?sfvrsn=6>, accessed on: 2016-04-15.

28. Wartsila Corporation. «World's largest engine power plant by Wartsila to be inaugurated today in Jordan», at: www.wartsila.com, 2015. Online: <http://www.wartsila.com/media/news/29-04-2015-world-s-largest-engine-power-plant-by-wartsila-to-be-inaugurated-today-in-jordan>, accessed on: 2015-12-10.

29. *Willmann M., Bucher T., Senghaas C. et al.* «Diesel injection systems for large diesel engines in gas and dual-fuel operation», contribution at conference: «Heavy-Duty-, On- und Off-Highway-Motoren 2012, 7. Internationale MTZ-Fachtagung», Nuremberg, 2012.

30. *Willmann M., Senghaas C., Schmidt R.-M.* «New Generation DUAL FUEL Injection Systems», presentation at conference: «6th AVL Large Engines TechDays», Graz, 2014.

31. United States Environmental Protection Agency. «Code of Federal Regulations, Title 40, Protection of Environment», 2015, 40 CFR 89.112, Table 1. Accessible on the internet at: <https://www.gpo.gov/fdsys/browse/collectionCfr.action?collectionCod=CFR>, accessed on 2015-12-16.

32. United States Environmental Protection Agency. «Code of Federal Regulations, Title 40, Protection of Environment», 2015, 40 CFR 1039.101, Table 1. Accessible on the internet at: <https://www.gpo.gov/fdsys/browse/collectionCfr.action?collectionCod=CFR>, accessed on 2015-12-16.

Условные обозначения и сокращения

ASOC	После начала впрыска (After Start of Current)
BMEP	Среднее эффективное давление (Brake Mean Effective Pressure)
COV	Коэффициент вариации (Coefficient of Variation)
EAR	Коэффициент избытка воздуха (Excess Air Ratio)
FMEP	Среднее эффективное давление трения (Friction Mean Effective Pressure)
HRR	Скорость тепловыделения (Heat Release Rate)
IMEP	Индикаторное среднее эффективное давление (Indicated Mean Effective Pressure)
MFB50%	Выгорание 50% массы (топлива) (50 % Mass Fraction Burned)
NO _x	Окислы азота (Nitrogen Oxides)
ROI	Скорость впрыска (Rate of Injection)
SCE	Одноцилиндровый опытный отсек (Single Cylinder Research Engine)
φ _{Diesel}	Энергетическая доля дизельного топлива (ЭДДТ), (Energetic Diesel Fraction)
η _i	Индикаторный КПД (Indicated Efficiency)

РАЗРАБОТКА ФОРСУНКИ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ФИРМЫ OMT ДЛЯ СИСТЕМЫ COMMON RAIL

*Marco Coppo, Klaus Heim, Carlo Cocito
OMT S.p.A.*

Реферат

Концепция форсунки common rail нового поколения фирмы OMT была представлена на Конгрессе CIMAC в 2013 году. С тех пор на ее основе был разработан ряд типовых конструкций для двухтактных и четырехтактных среднеоборотных дизелей различной размерности.

Вариант форсунки для двухтактных дизелей, рассчитан на давление в системе common rail 1250 бар. Форсунка способна реализовать характерный для малооборотных двигателей продолжительный цикл топливopодачи длительноcтью до 40 мс без ощутимого провала давления, сохраняя при этом возможность прецизионного мультивпрыска — до пяти впрысков за цикл. Этого удалось достичь за счет размещения аккумулятора в теле форсунки, работающего в сочетании с внешними аккумуляторами, одновременно функционирующими как топливные резервуары и как узлы топливных соединений между цилиндрами. Расположение этих узлов дает возможность двум форсункам любого цилиндра получать топливо от разных аккумуляторов, что позволило свести их размеры к минимуму. Комплект новых форсунок в настоящее время проходит эксплуатационные испытания на двигателе танкера снабжения (шельфовой буровой установки). Их наработка составила несколько сотен часов без каких-либо проблем.

Версия форсунки для четырехтактных дизелей рассчитана на давление в системе common rail 2200 бар. Это соответствует современным тенденциям, согласно которым двигатель может работать как двухтопливный на жидком или газообразном топливах. Наличие нескольких каналов для разных видов топлива существенно усложняет конструкцию систем топливopодачи. Использование одной системы подачи жидкого горючего в качестве не только основного (для работы дизельном режиме), но и пилотного топлива (в газовом режиме) позволяет резко сократить протяженность дорогих и занимающих много места топливopроводов common rail, заметно упрощает и удешевляет всю установку.

В настоящей статье приведена концепция создания форсунки нового типа, удобной для встраивания в цилиндровые головки существующих двигателей, с возможностью размещения встроенного аккумулятора в пространстве между головкой и крышкой. Форсунка имеет боковое отверстие для подачи топлива через подводящую

трубку, при этом подводящая трубка и перемычки находятся снаружи головки цилиндра, что исключает необходимость в прокладке трубок через крышки головок цилиндров.

В форсунке используются те же детали — электромагнит и управляющий клапан — что и в версии для двухтактного двигателя с целью повышения взаимозаменяемости, надежности и снижения стоимости. С помощью CFD-моделирования были разработаны новые конструкции корпуса форсунки распылителя и наконечника иглы. Разработчикам удалось уменьшить объем полости распылителя, избежав при этом проблем, связанных с кавитационной эрозией. Такие проблемы довольно типичны для распылителей common rail, работающих при сверхвысоких давлениях. Малый объем полости распылителя позволил значительно снизить выброс несгоревших углеводородов, а также, в сочетании с новой формой иглы форсунки, повысить точность дозирования малых количеств пилотного топлива в газовом режиме.

В докладе приведены результаты испытаний варианта форсунки для среднеоборотных главных судовых дизелей с диаметром цилиндра 250–300 мм.

Введение

К главным судовым двигателям предъявляются все более жесткие требования по сокращению вредных выбросов. Настолько жесткие, что одних лишь «косметических» улучшений для их удовлетворения оказалось недостаточно. Поэтому проектантам мало- и среднеоборотных двигателей пришлось обратиться к новым технологиям, которые позволили бы достичь намеченных целей.

В первую очередь это относится к системе common rail, уже давно освоенной производителями автомобильных высокооборотных дизелей. Эта система отличается высокой адаптивностью, а главное, позволяет реализовать сверхвысокие давления впрыска, что является одним из главных направлений улучшения рабочего процесса.

Поскольку в последнее время технологией common rail заинтересовались производители средне- и малооборотных двигателей, поставщики топливной аппаратуры приступили к разработке изделий для этого сегмента рынка.

Фирма OMT разработала и представила на Конгрессе CIMAC в 2013 году [1] два типоразмера систем «common rail» для средне- и малооборотных двигателей [2, 3].

В настоящем докладе представлены конструкция и технические характеристики новых форсунок, приведены результаты их испытаний.

Версия для малооборотных двигателей

Давление впрыска в малооборотных двигателях традиционно ниже, чем в среднеоборотных. Как

правило, оно не превышает 60–100 МПа. Представленная конструкция предназначена для работы при постоянном давлении впрыска 125 МПа. Такой уровень давления существенно расширяет возможности управления процессом сгорания.

Основным требованием к данной системе является возможность работы в режиме мульти-впрыска, позволяющем осуществить до пяти впрысков за один рабочий цикл дизеля.

Кроме того, существует ряд специфических требований к системе впрыска, определяемых архитектурой и рабочими режимами малооборотных двигателей. Большая цилиндровая мощность и малая частота вращения требуют больших объемов подачи (до 35 г) и большой продолжительности впрыска (до 35–40 мс) с поддержанием при этом постоянного давления топлива в течение всего периода впрыска.

Дополнительными трудностями при создании форсунки являются отсутствие контура охлаждения сопла распылителя, что требует наличия с золотника для изоляции большого объема полости — схема, принятая в наиболее современных малооборотных дизелях.

Конструкция форсунки

В большинстве современных систем common rail используются форсунки с управлением по времени, где количество подаваемого топлива должно быть строго пропорционально длительности токового сигнала, управляющего золотниками форсунок.

Система управления двигателем использует эту зависимость для расчета времени открытия электромагнита, необходимого для впрыска заданной подачи топлива. Это относится ко всем форсункам каждого цилиндра.

Однако на практике из-за наличия производственных допусков и флуктуаций давления в системе эта закономерность может нарушаться. В результате при одинаковой длительности управляющего сигнала количество впрыскиваемого топлива в цилиндры будет разным.

Современные малооборотные двигатели имеют датчики давления в цилиндре, что позволяет в какой-то степени сгладить неравномерность подачи на уровне индивидуального цилиндра. Однако в таких двигателях в каждом цилиндре устанавливается, как правило, по 2–3 форсунки, чтобы добиться равномерного распределения топлива по объему камеры сгорания и тем самым обеспечить оптимальный компромисс между расходом топлива и выбросами. Поэтому разброс цикловой подачи по форсункам нужно по возможности свести к минимуму.

Для этого необходимо, во-первых, ужесточить производственные допуски, во-вторых, за счет

оптимальной архитектуры системы снизить влияние флуктуаций давления.

Последние зависят от динамических характеристик трубок системы, поскольку способность быстро реагировать на колебания расхода, связанные, например, с открытием или закрытием форсунки, ограничена скоростью звука. Чем больше двигатель, тем длиннее топливные трубки и тем медленнее система будет реагировать на любые возмущения.

Обязательным условием стабильности многоточечного впрыска является восстановление давления в форсунке до начала каждого следующего впрыска. В то же время интервал между впрысками для этого слишком мал, если учесть инерционность системы «common rail — форсунка».

В новой конструкции форсунки со встроенным аккумулятором (рис. 1) обеспечена «развязка» динамических свойств трубки и форсунки, что дает возможность впрыска больших цикловых подач топлива через распылитель при ограниченной пропускной способности трубки, соединяющей систему common rail и форсунку.

При расчете внутреннего аккумулятора ставилась задача не допустить перепада давления в линии «common rail — форсунка» более чем 7,5 МПа, что обеспечивает аккумулятор объемом порядка 500 см³.

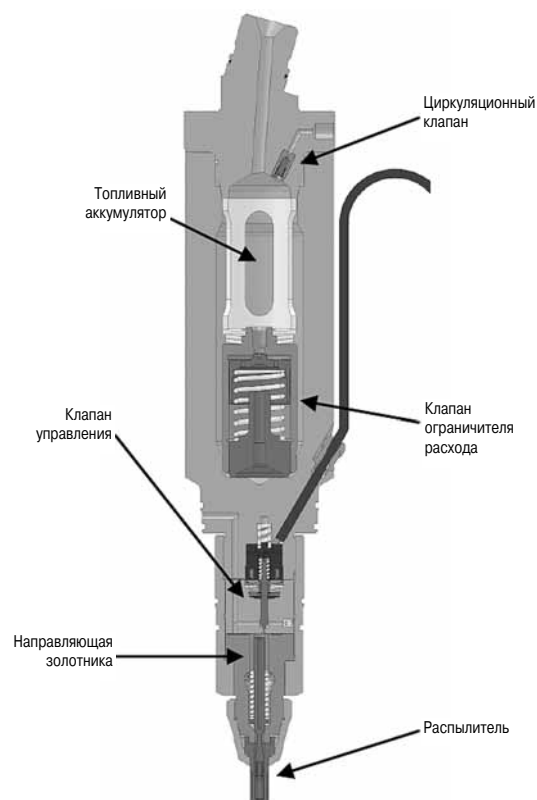


Рис. 1. Схема форсунки системы common rail для малооборотных двигателей с диаметром цилиндра от 45 до 65 см



Рис. 2. Форсунка системы common rail для малооборотных двигателей с диаметром цилиндра от 45 до 65 см

По соображениям безопасности каждая современная система common rail снабжена ограничителем расхода, не позволяющим подать в цилиндр за один впрыск количество топлива больше предельно допустимого. Дело в том, что, в отличие от обычных систем насос—трубка—форсунка, в системе «common rail» форсунка находится под давлением постоянно, поэтому при зависании иглы в открытом положении двигатель может быть «залит» топливом.

В форсунке со встроенной топливной емкостью клапан ограничителя расхода должен устанавливаться не между трубкой и форсункой, а за аккумулятором, чтобы в случае отказа находящееся в форсунке топливо не попало в цилиндр. С этой целью был разработан новый ограничитель расхода, показанный на рис. 1.

Конструкция форсунки удовлетворяет всем требованиям, обеспечивающим надежную работу на тяжелом топливе (НФО). На верхнем фланце имеется перепускной клапан, обеспечивающий циркуляцию горячего топлива во время остановки двигателя. Это нужно для того, чтобы при очередном пуске температура топлива поддерживалась на уровне, достаточно высоком для предотвращения его загустевания.

Для двухтактных двигателей циркуляция топлива особенно важна, поскольку большая часть форсунки, находящаяся вне пространства, закрытого цилиндровой крышкой, не получает достаточного количества тепла.

Функция циркуляции топлива с учетом конструктивных особенностей форсунки common rail порождает дополнительные проблемы, как подчеркивается в результатах анализа видов отказов и их последствий (DFMEA).

Поскольку усилие, направленное на закрытие форсунки, создается давлением топлива, игла при наличии циркуляции поддерживается в закрытом состоянии только под действием пружины во втулке иглы. Деформация седла иглы из-за его износа приводит к снижению контактного давления

на поверхность седла, что может стать причиной постоянного подтекания топлива в цилиндр.

Во избежание этого в конструкцию ограничителя расхода был включен отсечной клапан, подпираемый той же самой пружиной. Таким образом, на входе ограничителя создается подпружиненный обратный клапан, который предотвращает попадание в полость седла иглы топлива, циркулирующего под низким давлением.

В форсунке common rail, рассчитанной на впрыск мазута, при управлении золотником могут возникнуть сложности. В большинстве известных форсунок имеется заполненная топливом полость электромагнита. Следовательно, электромагнит контактирует с горячим мазутом, в котором перемещается его якорь. Такое решение имеет определенные недостатки. Во-первых, может потребоваться охлаждение электромагнита, во-вторых, присутствующие в топливе ферромагнитные микрочастицы (размером порядка 50 мкм) могут скапливаться в зазоре между электромагнитом и якорем, что со временем приводит к отказу форсунки. Кроме того, поскольку вязкость мазута сильно зависит от температуры, действующие на якорь гидродинамические силы могут меняться в широком диапазоне, что сказывается на работе управляющего клапана.

Перечисленных недостатков лишен разработанный в ОМТ управляющий клапан новой конструкции, в котором якорь электромагнита перемещается в сухой (воздушной) полости, и, следовательно, динамика его движения не зависит от температуры, вязкости и возможного загрязнения топлива. Данное решение имеет свои недостатки, а именно, отсутствие обусловленного вязкостью жидкости демпфирования и отсутствие смазки.

Работа форсунки малооборотного двигателя в режиме мультивпрыска может приводить к перегреву электромагнита из-за многократных последовательных включений, связанных с большим форсировочным током, и (ii) более длинного рабочего цикла двухтактного двигателя по сравнению с четырехтактным.

Чтобы не усложнять конструкцию форсунки и всей системы впрыска, было решено применить электромагнит без охлаждения, поскольку требуются меньшие усилия для перемещения иглы. Электромагнит и якорь выполнены из материала с высокой индукцией. При этом конструкция якоря позволила минимизировать токи рассеяния, что позволило увеличить крутизну фронта и спада электромагнитной силы, уменьшив тем самым нагрев электромагнита.

Еще одним элементом, конструкция которого для малооборотного двигателя потребовала серьезных изменений, стал узел впрыска. На рис. 3

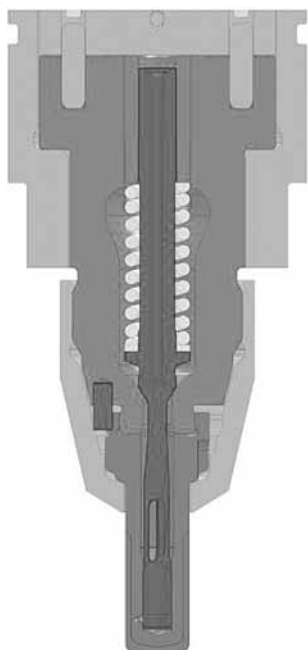


Рис. 3. Устройство направляющей золотника common rail и распылителя

схематически представлена типичная форсунка малооборотного дизеля, в которой седло иглы и отверстия распылителя выполнены в разных деталях, а именно в направляющей золотника и в корпусе распылителя. Это обусловлено необходимостью работы при больших тепловых нагрузках в отсутствие жидкостного охлаждения. Именно поэтому направляющая золотника располагается на достаточном удалении от камеры сгорания, а носик распылителя выполняется из специального материала, устойчивого к высокотемпературной коррозии [4].

К недостатку этого варианта относится большой объем полости распылителя, что приводит к значительным выбросам несгоревших углеводородов. Решить проблему помогло изобретение специального золотника [5], дополняющего иглу специальным выступом, который при нахождении иглы на седле изолирует полость золотника от отверстий распылителя, и открывает путь топливу после подъема иглы на определенную высоту.

Применительно к форсунке common rail конструкция золотника улучшена применением изобретения, описанного в [6], реализация которого показана на рис. 3, где расход через подводящее отверстие управляющей полости регулируется дроссельной иглой. Подобное решение позволило увеличить гидравлический КПД до 90 % и более.

Схемы системы

Общая архитектура системы common rail разрабатывалась одновременно с конструкцией форсунки. Учитывая большие объемы подачи и

жесткие ограничения по предельно допустимым провалам давления при впрыске, было решено в дополнение к внутреннему аккумулятору каждой форсунки подключить по одному внешнему аккумулятору на каждый цилиндр (рис. 4).

Идея состоит в том, чтобы аккумулятор каждого цилиндра мог соединяться с форсунками других цилиндров. Это позволило сократить вдвое объем каждого аккумулятора, поскольку при вспрыске в любом цилиндре две форсунки любого цилиндра могут получать топливо от двух различных аккумуляторов.

Каждый аккумулятор в цилиндре имеет четыре порта высокого давления, что позволяет подключаться к форсункам и соединительной линии между ними. Свободный порт на переднем аккумуляторе соединен с насосом высокого давления, а свободный порт на заднем аккумуляторе использован для соединения с аварийно-предохранительным клапаном, что обеспечивает це-

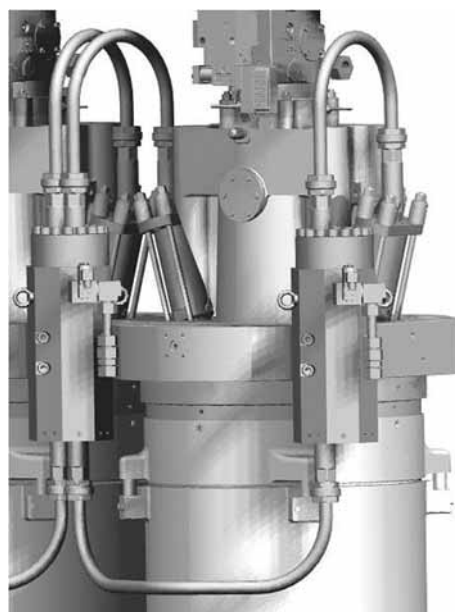


Рис. 4. Система common rail двигателя S50ME-C (MAN Diesel & Turbo)



Рис. 5. Многофункциональный клапан

лостность системы и ее способность обслуживать двигатель даже в случае отказа системы управления давлением common rail, в соответствии с правилами классификационных обществ.

Кроме того, этот многофункциональный клапан (рис. 5) имеет еще одну функцию, а именно, управляемое включение продувки системы common rail при остановке двигателя (с помощью давления управляющего масла двигателя или сжатого воздуха).

Результаты испытаний

В лаборатории ОМТ были проведены комплексные стендовые испытания системы для оптимизации характеристик форсунки, чтобы убедиться в том, что все требования технического задания выполнены.

Скорость впрыска является одной из ключевых характеристик любой системы топливоподачи, поскольку она непосредственно влияет на интенсивность тепловыделения, и, следовательно, на распределение тепловых нагрузок в двигателе, его КПД, шум и т. д. Для определения закона впрыска была разработана специальная аппаратура. На рис. 6 показан фрагмент результатов измерений расхода и давления топлива в аккумуляторе.

С помощью этой аппаратуры определялся профиль характеристики впрыска. Затем этот профиль (т. е. закон впрыска) доводился до необходимого заказчика вида путем соответствующей настройки параметров дроссельного отверстия форсунки и управляющего клапана.

Высокая стабильность давления в аккумуляторе форсунки была достигнута за счет тщательной отработки всех элементов системы. Это позволило обеспечить такую же стабильность скорости впрыска даже при максимальных расходах.

Последнее особенно существенно, так как уменьшение скорости впрыска сказывается на

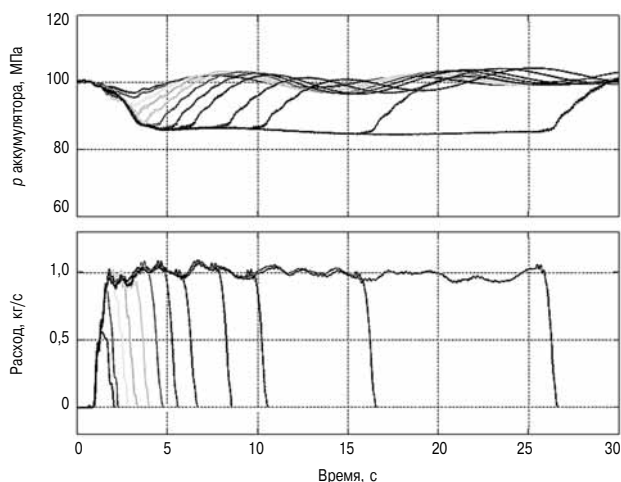


Рис. 6. Давление в аккумуляторе и скорость впрыска топлива при разных скоростях срабатывания и при давлении в системе 100 МПа

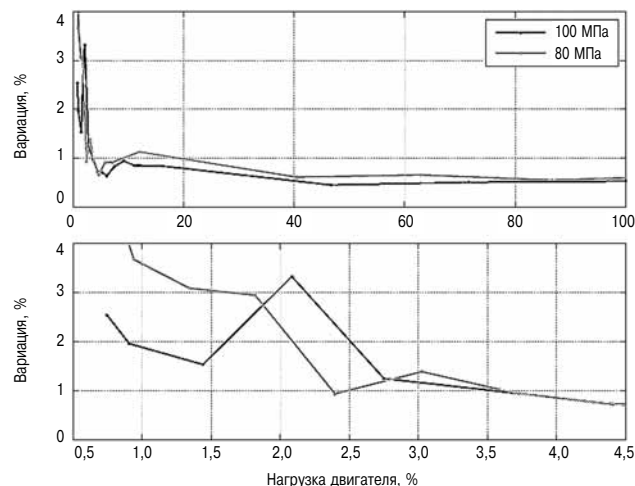


Рис. 7. Разброс подачи между последовательным впрысками в функции от нагрузки двигателя

ухудшении параметров рабочего процесса двигателя, поскольку в камеру сгорания поступает меньше топлива именно в тот момент, когда ее объем начинает резко увеличиваться на такте расширения. При этом падает скорость тепловыделения и, соответственно, давление в цилиндре в последней фазе цикла сгорания.

Был исследован также разброс подачи топлива между последовательными впрысками, влияющий на устойчивость работы двигателя. Повторяемость впрысков оказалась очень высокой, даже при минимальных значениях подачи. Разброс не превышал 1 % от среднего объема впрыска почти при всех значениях нагрузки (рис. 7).

На рис. 8 показано изменение массы подачи топлива форсункой по данным измерений во всем рабочем диапазоне (вверху) и те же зависимости в другом масштабе для малых объемов впрыска (внизу). Штриховыми линиями обозначены номинальный и минимальный объемы впрыска. Можно убедиться в линейности закона подачи,

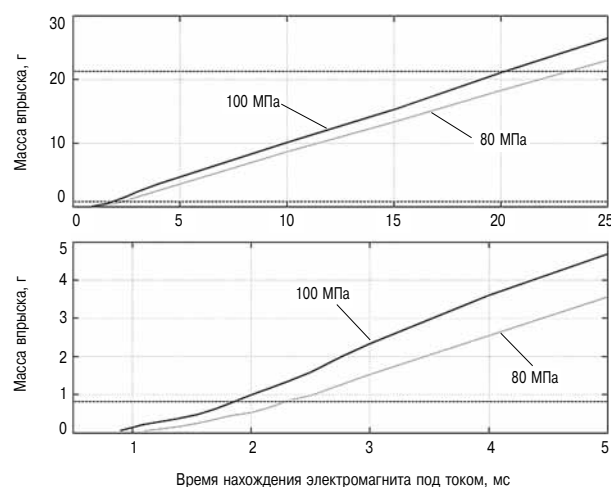


Рис. 8. Изменение закона подачи при давлении в системе 100 и 80 МПа

способствующей нормальной работе системы управления, и в способности форсунки осуществлять впрыск топлива в количествах, намного меньших заданного минимума.

В частности, реализация стабильного и повторяемого впрыска (рис. 7) топлива в количествах менее 1 % от номинала делает данную форсунку идеальным выбором для двухтопливных двигателей, так как одна и та же система способна обеспечить работу на полной нагрузке в дизельном режиме и впрыск минимальной подачи пилотного топлива в газовом режиме.

В отличие от форсунок common rail среднеоборотных двигателей, где малая подача пилотного топлива, необходимая для зажигания газа, реализуется с помощью дросселирующей иглы, и, следовательно, за счет снижения давления в полости распылителя, в представленной конструкции это давление сохраняется на максимальном уровне при частичном открытии отверстий распылителя, что повышает тонкость распыла пилотного топлива.

На рис. 9 показаны результаты испытаний системы в режиме мультивпрыска, в ходе которых менялась длительность первого впрыска и оценивалось влияние постепенного увеличения объема и длительности первого впрыска на второй впрыск.

Сколько-нибудь заметного влияния первого впрыска на второй не наблюдается, даже когда первый впрыск заканчивается всего за 400 мкс до начала второго. Этот временной интервал соответствует всего 0,28 град ПКВ.

Столь высокая стабильность, достигнутая за счет компактности исполнительного механизма и наличия встроенного аккумулятора, обеспечила надежность работы в режиме мультивпрыска и тем самым дала разработчикам мощный инструмент оптимизации закона тепловыделения.

После завершения оптимизации характеристик три экземпляра форсунки были поставлены на 1000-часовые ресурсные испытания на специальном стенде в лаборатории ОМТ. Для максимального приближения к реальным условиям работы двигателя на НФО в качестве рабочей жидкости использовалось масло для гидросистем с

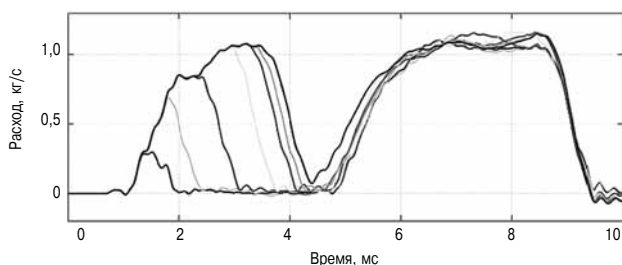


Рис. 9. Мультивпрыск:
взаимовлияние отдельных впрысков

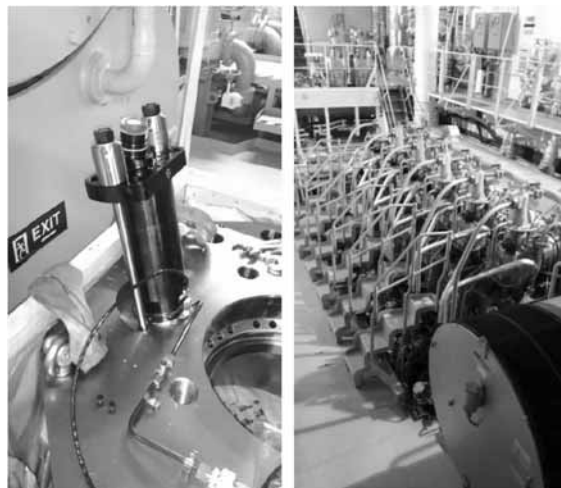


Рис. 10. Установка опытной форсунки
для эксплуатационных испытаний
на двигателе MAN Diesel & Turbo

вязкостью 20 сСт при температуре 100 °С. Проведенная после завершения ресурсных испытаний инспекция не выявила следов износа или повреждений. Все части выглядели как новые, а все характеристики, полученные до и после испытаний, полностью совпадали.

На заключительном этапе испытаний было принято решение об оснащении опытного двигателя полноразмерной системой common rail.

Двигатель испытывался как на MDO, так и НФО. В частности, электромагнит был оборудован датчиком температуры обмотки при работе на НФО с температурой 150 °С. Как оказалось, температура обмотки превысила температуру топлива лишь на несколько градусов, что подтвердило правильность выбранного конструктивного решения.

Эксплуатационные испытания форсунки на главном судовом двигателе были проведены совместно с фирмой MAN. С целью минимизации потенциального риска для этих испытаний был выбран танкер снабжения с двумя двигателями, причем на опытном двигателе системой common rail был оборудован только один цилиндр, тогда как остальные пять цилиндров остались со штатной системой впрыска. На дату написания настоящего доклада судно (рис. 10) проработало с системой common rail более 5000 часов, никаких проблем за это время выявлено не было.

Форсунка меньших размеров для малооборотных двигателей

Добившись положительных результатов стендовых, моторных и эксплуатационных испытаний, группа разработчиков создала вариант форсунки, предназначенный для двигателей с диаметром цилиндра от 30 до 40 см (рис. 11). Принципиально конструкция форсунки при этом не изменилась, поскольку, где это можно, были сохранены те

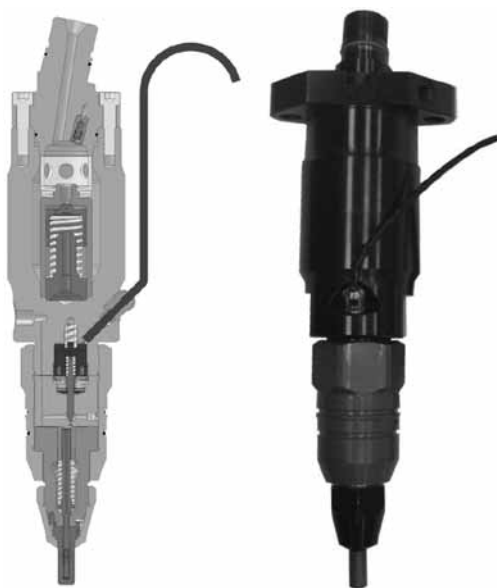


Рис. 11. Форсунка системы common rail для малооборотных двигателей с диаметром цилиндра от 30 до 40 см

же детали, например, узлы управляющего и циркуляционного клапанов. Взаимозаменяемость компонентов способствовала снижению цены и повышению надежности изделий, которые в перспективе могут применяться на всех малооборотных двигателях меньшей размерности.

Первая установка, на которую был получен заказ, состоялась в 2017 году для двигателя MAN.

Версия для среднеоборотных двигателей

Основные требования, которым должна соответствовать любая современная система впрыска топлива, состоят в следующем: возможность реализации мультивпрыска, формирования заданного закона впрыска, возможность работы на мазуте, точность дозирования впрыска при любых, в том числе минимальных объемах подачи, надежная работа на двигателе любого типа.

Для среднеоборотных двигателей есть своя специфика, а именно, особо жесткие требования к предельному уровню вредных выбросов, что требует намного более высокого давления впрыска. Для современных систем характерен уровень давления впрыска 220 МПа, однако новый рубеж — 250 МПа и более — в ближайшей перспективе.

Ранее фирмой ОМТ была разработана система common rail на давление 180 МПа, изображенная на рис. 12, которая предназначалась для двигателей с цилиндровой мощностью от 250 до 450 кВт.

Положенная в основу этой системы форсунка (рис. 13), работающая по принципу управляющего клапана, аналогична форсунке для малооборотных двигателей, но, в отличие от нее, не имеет встроенного аккумулятора.

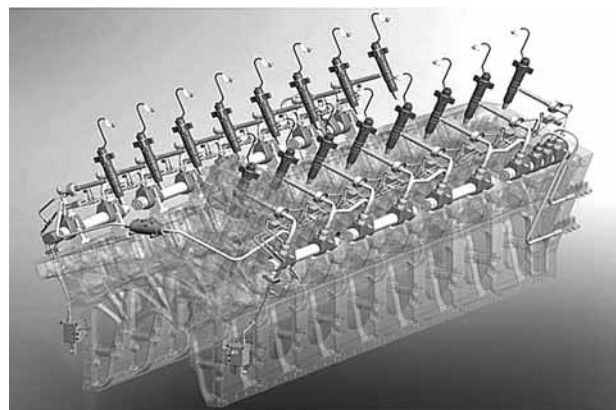


Рис. 12. Система common rail фирмы ОМТ на давление 180 МПа

Кроме того, для механизма привода иглы, в котором использовался отдельный управляющий поршень, была свойственна статическая утечка топлива. При закрытой форсунке небольшое количество топлива под высоким давлением постоянно сливалось в бак через зазоры в контактных парах.

По мере роста давления в системе утечка увеличивалась, при этом уменьшался КПД форсунки и увеличивался риск перегрева ее компонентов с соответствующим снижением ресурса.

Отсутствие встроенного аккумулятора приводило к колебаниям расхода в трубках, что снижало стабильность скорости впрыска. Единственным способом преодоления данного недостатка было увеличение объема трубок между коллектором common rail и форсункой.

Например, та же трубка (с тем же внутренним диаметром), которая использовалась для большой форсунки малооборотного двигателя, была также использована с форсункой, изображенной на рис. 13, при этом результаты, в смысле стабильности скорости подачи топлива, были достаточно скромными.

Хотя режим мультивпрыска в этой системе удалось обеспечить, из данных рис. 14 и 15 становится понятным, что данная система была не лучшим выбором с точки зрения точности дозирования и отсутствия взаимовлияния между последовательными впрысками.



Рис. 13. Форсунка системы common rail фирмы ОМТ на давление 180 МПа

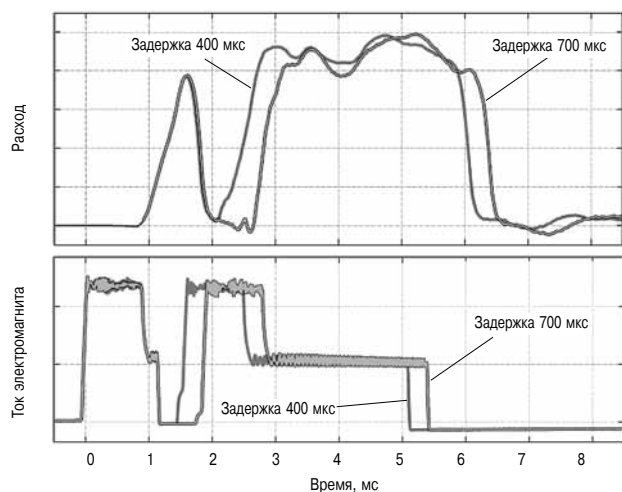


Рис. 14. Предвпрыск и главный впрыск при давлении в системе common rail 180 МПа

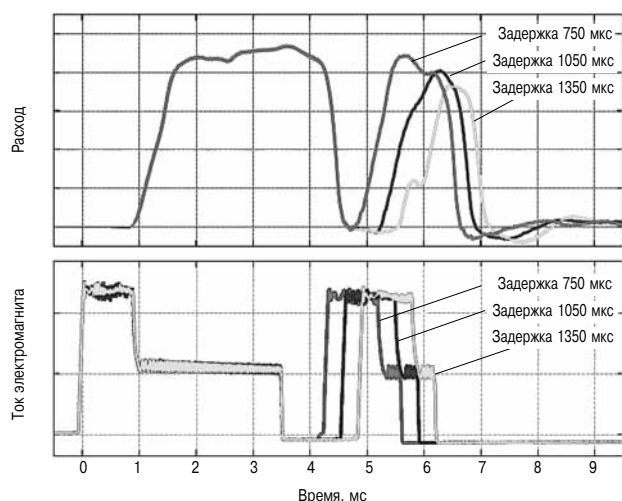


Рис. 15. Главный впрыск и послеवпрыск при давлении в системе common rail 180 МПа

В частности, при использовании главного впрыска и послевпрыска влияние объема подачи главного впрыска на задержку по времени послевпрыска оказалось весьма значительным. Это становится очевидным при сравнении областей под кривыми расхода послевпрыска (рис. 15), которые пропорциональны массе впрыснутого топлива, и потому заметно отличаются между собой по площади, хотя время открытия электромагнита во всех случаях одинаково.

Чтобы преодолеть эти ограничения и предложить заказчикам наиболее современное решение, на основании опыта, накопленного при создании технологической платформы [1] и системы common rail для малооборотных двигателей [2], была спроектирована система нового поколения для среднеоборотных двигателей.

Конструкция форсунки

Первой реализацией конструкции со встроенным аккумулятором стала форсунка для сред-

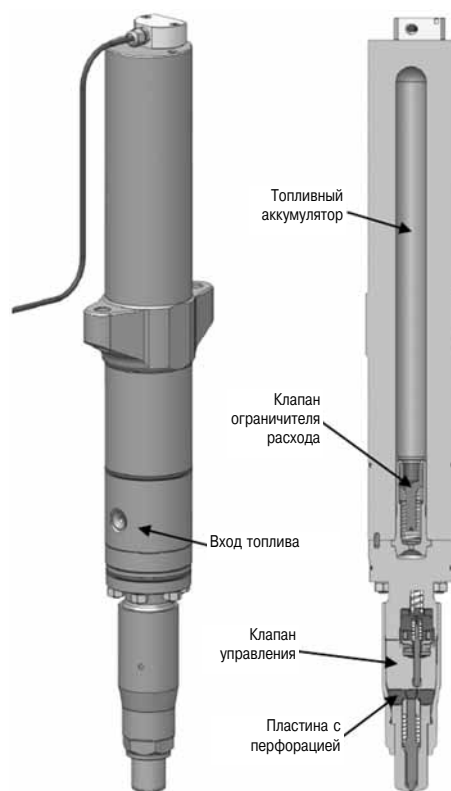


Рис. 16. Форсунка системы common rail фирмы ОМТ на давление 220 МПа

необоротного двигателя с цилиндровой мощностью 300 кВт при 750 об/мин, способная работать на MDO и HFO.

Форсунка предназначена для системы common rail с максимальным давлением до 220 МПа. При этом заказчик требовал наличие бокового подвода через головку цилиндра, что позволяло использовать новую систему впрыска для модернизации существующих двигателей.

Электромагнит и механизм привода клапана форсунки, разработанной для малооборотных двигателей, были применены в качестве гидроусилителя в новой форсунке, что позволило воспользоваться преимуществами надежной и проверенной конструкции, с максимальной степенью унификации существующих компонентов.

Корпус клапана-ограничителя расхода служит уплотняющим элементом для двух аккумуляторов высокого давления, фиксируя в то же время клапан в правильном положении.

Все дросселирующие элементы, определяющие динамику открытия и закрытия иглы форсунки, сосредоточены в единственной перфорированной пластине, поэтому все динамические настройки осуществляются простой заменой пластины.

Принимая во внимание располагаемое пространство под крышкой головки цилиндра, а также учитывая возможности модернизации и соображения структурной прочности, было решено

разместить в каждой форсунке топливный аккумулятор объемом 170 см³.

Проектирование системы впрыска для среднеоборотных двигателей потребовало решения ряда проблем, связанных со структурной прочностью. Из-за сверхвысоких значений рабочего давления возможно превышение предела текучести в местах концентрации напряжений.

Этому фактору было уделено особое внимание при моделировании методом конечных элементов (МКЭ) компонентов, контактирующих со средой под давлением.

Технология изготовления этих компонентов включает такие методы чистовой обработки как электрохимическая обработка (ЕСМ) и абразивно-струйная обработка (АФМ). Реальные геометрические параметры деталей с помощью обратной связи вводились в код МКЭ с целью оптимизации и окончательной валидации процесса.

На рис. 17 показан пример такой процедуры, относящийся к оптимизации процесса механической обработки с целью снижения напряжений в месте пересечения впускного топливного отверстия с корпусом аккумулятора. Для измерения реальной геометрии элемента и для ввода параметров в код МКЭ был использован силиконовый оттиск.

Когда напряжения оказывались выше допустимых, применялась технология автофреттирования [7], повышающая усталостную прочность материала.

Особое внимание было уделено проектированию наконечника распылителя с целью ограничить вероятность кавитации, которая легко может возникнуть в полости и отверстиях распылителя из-за высоких скоростей потока вследствие больших перепадов давления.

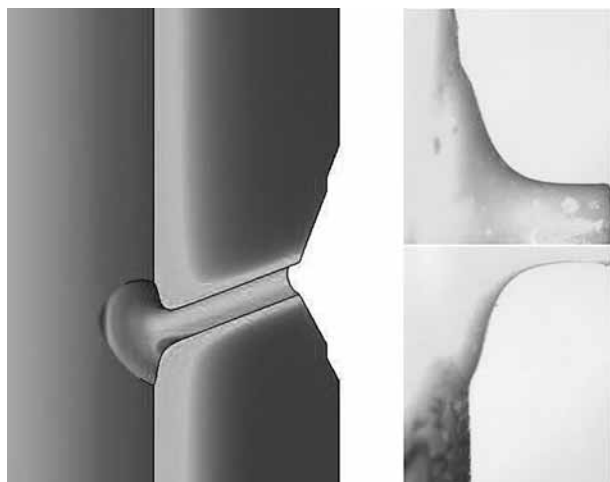


Рис. 17. МКЭ-модель пересечения между входным отверстием и корпусом аккумулятора (слева), и силиконовый оттиск реальной геометрии поверхностей (справа)

Для оптимизации геометрии распылителя и иглы использовались методы вычислительной гидродинамики (CFD) с целью максимально ограничить площадь зон пониженного давления, где возможно образование газовых пузырьков. Схлопывание таких пузырьков на поверхностях распылителя и иглы может привести к быстрому развитию кавитационной эрозии, сокращающей срок службы соответствующих компонентов.

Особенно неблагоприятно сочетание высокого рабочего давления с частичным подъемом иглы форсунки, типичном для режима мульти-впрыска жидкого топлива в дизеле или пилотного топлива в газовом режиме двухтопливного двигателя (рис. 18).

При малом подъеме иглы скорость потока топлива в зазоре между иглой и седлом может быть настолько большой, что образуется зона низкого давления, где возможно возникновение кавитации.

Чем дольше форсунка работает в таком режиме, тем больше вероятность повреждения распылителя. На рис. 18 (слева) показано, как можно ограничивать зоны низкого давления небольшими пределами и удерживать их на достаточном расстоянии от наиболее чувствительных областей, таких как, например, поверхность посадки иглы.

На рис. 18 (справа) показаны условия течения при полном подъеме иглы. При этом положении иглы полость распылителя находится под максимальным давлением, а зазор между иглой и седлом достаточно велик, поэтому зоны большого расхода и низкого давления смещаются по направлению к отверстиям распылителя. Представленная здесь геометрия распылителя форсунки является результатом оптимизации, выполненной при помощи CFD и МКЭ, в ходе которой расположение отверстий распылителя, форма полости и форма наконечника иглы варьировались так,

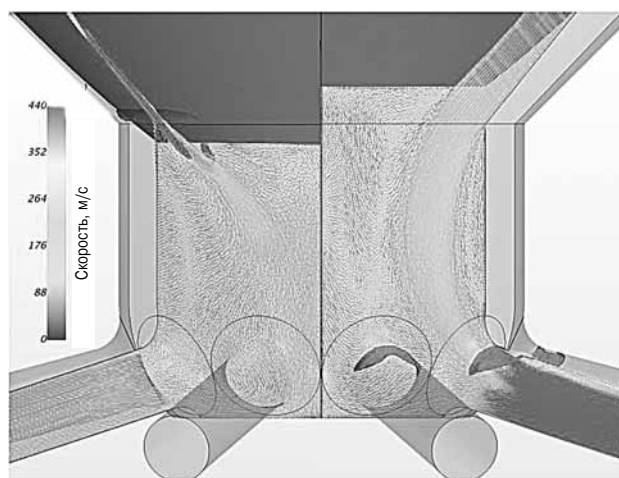


Рис. 18. Скорость потока при высоте подъема иглы 40 мкм (слева) и 400 мкм (справа)

чтобы минимизировать вероятность образования зон низкого давления для каждого положения иглы, сохраняя при этом достаточную прочность наконечника иглы.

Схема системы

В отличие от систем для малооборотных двигателей, где большие объемы впрыска требуют наличия внешнего аккумулятора для ограничения падения давления во время впрыска, в форсунке для среднеоборотных двигателей объем встроенного аккумулятора, при правильном выборе размеров подводящих трубок, достаточен для того, чтобы гарантировать стабильность расхода при впрыске.

Это позволяет сильно упростить конфигурацию системы (рис. 19), отказавшись от внешних топливных коллекторов, необходимых в системе предыдущего поколения (рис. 12). В новой конфигурации системы распределительные блоки (Т-блоки) соединены перемычками, от которых к каждой форсунке через головку цилиндра идет подводящая трубка.

В системе, показанной на рис. 19, порт самого левого Т-блока соединяется с насосом (или насосами), а самый правый Т-блок связан с многофункциональным пневмогидравлическим клапаном, функциями которого являются защита от скачков давления, регулирование давления в механическом топливном коллекторе в аварийном режиме и возможность продувки системы при остановке двигателя.

Работой этого клапана управляет сигнал двух датчиков давления в топливной системе, используемых системой управления для регулирования производительности насосов, поддерживающих давление в топливной системе на заданном уровне. Необходимость двух датчиков давления определяется требованиями морских классификационных обществ.

Т-блок, показанный на рис. 20, выполнен с двойными стенками, что также соответствует жестким требованиям классификационных об-

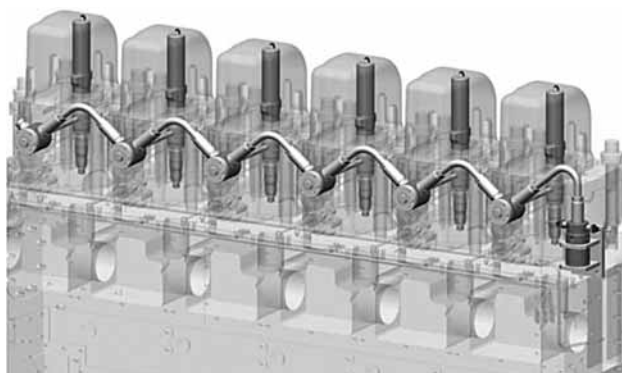


Рис. 19. Схема системы common rail на давление 220 МПа для шестицилиндрового двигателя



Рис. 20. Т-блок, подводящая трубка и форсунка системы common rail на давление 220 МПа

ществ, и имеет механизм компенсации теплового расширения для снижения нагрузок на уплотнительные поверхности.

Сравнивая систему впрыска, рассчитанную на давление 220 МПа с системой предыдущего поколения, следует отметить, что она на 48 % легче и значительно дешевле.

Заключение

На основе общей технологической платформы были разработаны две системы впрыска топлива, предназначенные соответственно для мало- и среднеоборотных двигателей. Такое решение дало возможность использовать одни и те же надежные, хорошо зарекомендовавшие себя детали и узлы в разных изделиях для различных заказчиков, что позволило получить значительный экономический эффект.

Основная часть этой работы была посвящена созданию форсунок с электронным управлением на уровне последних мировых достижений, конструкция которых включала встроенные аккумуляторы топлива для надежной работы на MDO и HFO в режиме мультивпрыска. Это дает создателям двигателей широкие возможности для настроек и оптимизации рабочего процесса.

Вариант форсунки для малооборотных двигателей прошел всесторонние функциональные и ресурсные испытания, включая эксплуатацию на двигателе танкера снабжения в объеме 5000 часов. Все это время форсунка работала стабильно, никаких проблем с надежностью выявлено не было. По результатам данных испытаний изготовитель двигателей принял решение об осна-

щении первого серийного дизеля новой системой common rail в 2017 г.

Опыт, полученный при создании системы для малооборотных двигателей, был успешно использован для создания системы нового поколения для среднеоборотных двигателей с форсункой, рассчитанной на давление 220 МПа. Устройство системы подвода топлива обеспечивает возможность простой замены существующей топливной системы на действующем двигателе в порядке его модернизации. Новая система значительно превосходит системы предыдущего поколения по основным показателям, таким как вес, габариты производственные затраты.

Условные обозначения и сокращения

AFM	Абразивно-струйная обработка (Abrasive Flow Machining)
ПКВ	Поворот коленвала
CR	Common Rail
CFD	Вычислительная гидродинамика (Computational Fluid Dynamics)
DFMEA	Анализ видов и результатов отказов (Design Failure Mode and Effects Analysis)
ECM	Электрохимическая обработка (Electrochemical Machining)
HFO	Мазут (Heavy Fuel Oil)
MDO	Дизельное топливо (Marine Diesel Oil)
NO _x	Окислы азота (Nitrogen Oxides)

Литература

1. *Coppo M., Negri C., Heim K. and Banno' A.* «Advanced HFO Common Rail Injector for Maximising the Performance of Medium Speed Engines» CIMAC, 2013, Paper №. 223.
2. *Heim K., Coppo M.* «Common Rail Injection for 2-Stroke Marine Engines — Heading for IMO Tier III» 3rd Rostocker Grossmotorentagung, 2014.
3. *Heim K., Coppo M.* «Advanced Common Rail Injection for Medium Speed Engines», MTZ industrial, Special Edition MTZ, October 2013.
4. *Hoeg H.* «A Nozzle for a Fuel Valve in a Diesel Engine, and a Method of Manufacturing a Nozzle» European Patent EP1556608, 2002.
5. *Due S.* «A Fuel Injector for Internal Combustion Engines» European Patent EP0052937, 1981.
6. *Coppo M., Negri C.* «Electrically Controlled Fuel Injector For Large Diesel Engines» European Patent EP2503138, 2011.
7. *Thumser R., Bergmann J.W., and Vormwald M.* «Design of Autofretted Diesel Engine Injection Components Based on Fracture Mechanics», ASME Journal of Pressure Vessel and Piping — Design and Analysis, 2001, pp. 203–208.

УДК 621.436

Румб В.К., Хоанг Ван Ты. Особенности расчета осевых колебаний судовых валопроводов // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 3–7.**Ключевые слова:** валопровод, осевые колебания, дискретная модель, осевая податливость, методы расчета.

Рассмотрены основные этапы расчета осевых колебаний судовых валопроводов современными численными методами. Методом Рунге–Кутты найдены решения задач определения свободных, вынужденных и резонансных колебаний при интегрировании систем дифференциальных уравнений второго порядка. Методом конечных элементов определяется податливость элементов коленчатого вала и упорного подшипника. Отмечается, что расчетная оценка осевых колебаний валопроводов остается единственным средством их прогнозирования.

Табл. 2. Ил. 3. Библ. 5.

УДК 621.43

Пономарев А.С., Метелев А.А., Абызов О.В., Елизаров К.Э., Давыдов А.А. Повышение технико-экономических показателей дизеля 3М3-51432.10CRS за счет применения электронной системы управления отечественного производства // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 8–12.**Ключевые слова:** дизель многоцелевого назначения, система электронного управления, калибровка блока управления, топливная аппаратура, стендовые испытания, испытания на объекте.

Разработана и испытана система электронного управления дизельным двигателем 3М3-51432.10CRS на базе отечественного блока управления с целью повышения мощности и снижения расхода топлива. Система адаптирована для модификаций двигателей общепромышленного и специального назначения. За счет адаптации моторной электропроводки системы управления к объекту применения и ее калибровок увеличен крутящий момент дизеля в востребованном диапазоне частот вращения на 23 % и снижен удельный расход топлива на 4 г/кВт·ч. Проведены стендовые испытания дизеля и эксплуатационные испытания военного катера с силовой установкой в составе дизеля и водомета.

Табл. 1. Ил. 8. Библ. 8.

УДК 621.434 : 536.24

Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях — развитие научного направления в МГТУ ИМ. Н.Э. Баумана // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 13–15.**Ключевые слова:** поршневые двигатели, задачи локального теплообмена, перспективные методы решения, применение 3D-CRFD-кодов, теория рабочих процессов.

Представлены краткая история и вклад кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана в развитие научного направления «локальный теплообмен в двигателях». Выполнен анализ специфики решения задач локального теплообмена в поршневых двигателях, решаемых как методами классической теории Прандтля, так и с применением современных 3D-CRFD-кодов. Сформулированы перспективы развития научного направления как раздела теории рабочих процессов поршневых двигателей.

Библ. 11.

УДК 621.431

Иванов А.К., Галышев Ю.В. Оценка влияния эксплуатационных факторов на эффективность работы нейтрализатора автомобильного бензинового двигателя // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 16–19.**Ключевые слова:** бензиновый двигатель, отработавшие газы, токсичные компоненты, нейтрализатор, стендовые испытания, эксплуатационные факторы, кислородный датчик.

Представлены результаты стендовых испытаний автомобильного бензинового двигателя, проведенных с целью получения экспериментальных данных для оценки влияния эксплуатационных факторов на эффективность работы нейтрализатора, предназначенного для снижения выбросов углеводородов и оксида углерода. На основании анализа полученных результатов установлены режимы работы и факторы, в наибольшей степени влияющие на эффективность снижения указанных токсичных компонентов в отработавших газах. Даны рекомендации по повышению эффективности нейтрализатора для соответствия двигателя нормам вредных выбросов заявленного экологического класса.

Ил. 3. Библ. 4.

УДК 62-843.3

Иванченко А.А., Ватолин Д.С. Опыт эксплуатации двухтопливных дизелей MAN L51/60DF // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 20–26.**Ключевые слова:** двухтопливный двигатель, рабочий процесс, процесс пуска, переход на газ и жидкое топливо, анализ причин отказов.

Рассмотрены особенности конструкции двухтопливных двигателей компании «MAN Diesel & Turbo» типа 51/60DF, работающие в составе дизель-генераторов на судах проекта S1910 с системой электропривода. Выполнен анализ опыта эксплуатации и возникающих отказов дизелей за время наработки около 18 000 часов. В рассмотрении принимались особенности процессов пуска, перевода на различные виды топлива (жидкое топливо — газ — жидкое топливо) и возникающие при этом отказы. Анализ возникающих отказов показал, что их основная причина — нестабильность рабочего процесса в зоне режимов, преобладающих в условиях эксплуатации.

Табл. 3. Ил. 15. Библ. 8.

УДК 621.352

Сайданов В.О., Ландграф И.К., Касаткин М.А. Энергетические установки на основе топливных элементов (окончание) // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 27–29.**Ключевые слова:** топливный элемент, электрохимический генератор, твердополимерная мембрана, твердооксидный электролит, конверсия углеводородного топлива, диффузионный отделитель водорода, комбинированная энергоустановка.

Рассмотрены основные типы топливных элементов и конструкции энергоустановок на их основе. Показаны преимущества энергоустановок на топливных элементах перед другими источниками энергии, а также возможные области их применения в энергетике и на транспорте. Приведены результаты НИОКР, выполненных филиалом ЦНИИ СЭТ ФГУП «Крыловский государственный научный центр» по созданию топливных элементов с твердополимерным и твердооксидным электролитом и энергоустановок на их базе, в том числе в комбинации с ДВС, оборудованным системой утилизации теплоты.

Табл. 5. Ил. 16. Библ. 18.

УДК 355.673:621.182/621.18

Бондарев А.В., Морозов Б.И., Смолинский С.Н., Росляков Е.М. Сравнительная оценка эффективности капитальных вложений при модернизации систем теплоснабжения на основе теории производственных функций // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 30–33.**Ключевые слова:** система теплоснабжения, срок окупаемости, капитальные затраты, методика экспресс-оценки, производственные функции.

Представлены результаты сравнительной оценки эффективности капитальных вложений при модернизации систем теплоснабжения с котельными, оснащенными котлами высокотемпературного кипящего слоя. Оценка выполнена по методике, основанной на использовании универсальной диаграммы кривых замещения материальных ресурсов, построенной на основе расчетов двухфакторных производственных функций Кобба–Дугласа.

Табл. 4. Ил. 1. Библ. 3.

УДК 621.43

Развитие топливной аппаратуры для двухтопливных двигателей (материалы конгресса CIMAC-2016) // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 34–58.**Ключевые слова:** двухтопливные двигатели, топливные системы common rail, повышение давления впрыска, системы пилотного топлива, расширение диапазона цикловых подач, повышение КПД, снижение вредных выбросов.

По общему мнению специалистов к наиболее перспективному направлению развития топливной аппаратуры для двухтопливных двигателей следует отнести применение системы common rail (CR). Архитектура систем CR нового поколения и конструкция усовершенствованных форсунок «L'Orange» (Германия) и OMT (Италия), устойчиво работающих в диапазоне изменения цикловых подач 1:100, дают возможность отказаться от использования системы впрыска пилотного топлива в газовом режиме. Повышение давления в магистралях системы CR до 2200 бар позволяет существенно увеличить КПД двигателя в дизельном и газовом режимах, снизить объем вредных выбросов и уменьшить весогабаритные показатели топливной аппаратуры.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

Табл. 2. Ил. 39. Библ. 39.

UDC 621.436

Rumb V.K. and Hoang Van Ty. Analysis of marine shafting axial vibration // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 1. — P. 3–7.**Keywords:** marine shafting, axial vibration, discrete model, axial yield, analytical methods.

The authors discuss principal steps of analysis of marine shafting axial vibration with up-to-date numerical techniques. The Runge-Kutta method is used for definition of free, forced & resonance vibrations, and integration of second-order differential equations. Finite element method is used for flexibility calculation as applied to crankshaft components and a thrust bearing. It is noted that calculation, as far as shafting axial vibrations are concerned, remains to be the only way of their prediction.

2 tables, 3 ill., 5 ref.

UDC 621.43

Ponomarev A.S., Metelev A.A., Abyzov O.V., Elizarov K.E. and Davydov A.A. Domestic electronic control system as a means to improve performance of type ZMZ-51432.10CRS engine // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 1. — P. 8–12.**Keywords:** multi-purpose diesel engine, electronic control system, calibration of a control unit, fuel injection system, stand tests, field tests.

The article describes electronic control system for type ZMZ-51432.10CRS engine, developed as a means to increase engine output and reduce fuel consumption. Intended scope of application of the system includes general purpose and military engines. Control system wiring was tailor-made and the system was adapted and calibrated for the engine, which enabled to increase torque by 23 % and reduce fuel consumption by 4 g/kW·h. The engine equipped with prototype system passed laboratory tests and then field tests as a part of a military boat featuring water-jet propeller.

1 table, 8 ill., 8 ref.

UDC 621.434 : 536.24

Kavtaradze R.Z. Local heat exchange in reciprocating engine as a subject area in Bauman Technical University // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 1. — P. 13–15.**Keywords:** reciprocating engines, local heat exchange problems, promising solution methods, 3D-CRFD code applications, combustion theory.

The article presents brief history of Reciprocating Engine Department of Bauman Technical University and its contribution in development of «local heat exchange in reciprocating engines» as a subject area. Considered is specificity of problem solution concerning local heat exchange in reciprocating engines, using methods based on either classic Prandtl theory or modern 3D-CRFD-codes. Prognosis is presented of future development of subject area in question.

11 ref.

UDC 621.431

Ivanov A.K. and Galyshev Yu.V. Performance of car petrol engine catalyst as a function of operational factors // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 1. — P. 16–19.**Keywords:** petrol engine, exhaust gas, toxic components, catalyst, stand tests, operational factors, oxygen sensor.

A car petrol engine was given stand tests in order to evaluate influence of operational factors on performance of a three-way catalyst designed to reduce emissions of hydrocarbons and carbon oxide. The test results allowed to identify operation modes and factors affecting catalyst efficiency with respect to the above toxic components. Recommendations are offered on improvement of the catalyst performance so as to comply with respective applicable emission standards.

3 ill., 4 ref.

UDC 62-843.3

Ivanchenko A.A. and Vatolin D.S. Dual-fuel engines type MAN L51/60DF: operating experience // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 1. — P. 20–26.**Keywords:** dual-fuel engine, combustion, starting sequence, toggling between fuels, failure cause analysis.

Discussed are some design features of «MAN Diesel & Turbo» marine dual-fuel engine series 51/60DF, powering ships series S1910 through the electric transmission. Operating experience and failures over the period 18 000+ hours were analyzed. The analysis was primarily focused on engine starting sequence, switching between different fuel types (liquid fuel–gaseous fuel–liquid fuel) and respective failures. According to the analysis, most typical type of failure is unstable operation under operating conditions that are predominant in practice. 3 tables, 15 ill., 8 ref.

UDC 621.352

Saidavov V.O., Landgraf I.K. and Kasatkin M.A. Power plants with fuel cells // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 1. — P. 27–29.**Keywords:** fuel cell, electrochemical generator, solid polymer membrane, solid oxide electrolyte, hydrocarbon fuel conversion, diffusive hydrogen separator, combined power plant.

The article discusses main types of fuel cells and power plants based thereon. The authors consider advantages of fuel cells power plants and their possible applications in energy production and vehicles. Krylov R&D Center develops fuel cells with solid polymer & solid oxide electrolyte, and power plant featuring such fuel cells, including cogeneration plants with diesel engines and heat recuperation systems. Some results of this project are discussed. 5 tables, 16 ill., 18 ref.

UDC 355.673:621.182/621.18

Bondarev A.V., Morozov B.I., Smolinsky S.N. and Roslyakov E.M.**Comparative efficiency evaluation of capital investments involved in renovation of heating systems based on production function theory** // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 1. — P. 30–33.**Keywords:** heating system, payback period, capital costs, express-evaluation methodology, production functions.

Discussed are the results of comparative efficiency evaluation of capital investments involved in renovation of heating systems featuring boilers with high-temperature fluidized bed. Evaluation method makes use of universal diagram of material resource replacement, based on calculated two-factor Cobb-Douglas production functions. 4 tables, 1 ill., 3 ref.

UDC 621.43

Development of fuel systems for dual-fuel engines (based on CIMAC-2016 papers) // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 1. — P. 34–58.**Keywords:** dual-fuel engines, common rail fuel systems, increase in injection pressure, pilot fuel systems, widening of energetic diesel fraction range, increase in fuel efficiency, reduction in toxic emissions.

Common rail (CR) principle is commonly recognized as one of the most promising technologies to be used in dual-fuel engines. Architecture of last generation CR systems and design features of new wide range injectors from «L'Orange» (Germany) and OMT (Italy) secures full flexibility with energetic diesel fractions of <1 % to 100 %, which makes it possible to get rid of pilot fuel system altogether. Increase in rail pressure up to 2200 bar enables to significantly enhance fuel efficiency both in diesel and gas modes, reduce toxic emissions and mass & sizes of fuel system components. The CIMAC papers are translated into Russian by G.Melnik, PhD.

2 tables, 39 ill., 39 ref.