

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 1 (279)
январь–март 2020

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ	ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES
<i>Кавтарадзе Р.З.</i> Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей (Окончание)	<i>Kavtaradze R.Z.</i> Development of combustion theory in Bauman Technical University: from Grinevetsky method to modern 3D-models (Continuation)
<i>Мягков Л.Л., Сивачев С.М., Гусев М.П.</i> Экспериментальное определение коэффициентов в моделях пластичности и ползучести поршневого сплава	<i>Myagkov L.L., Sivachev S.M. and Gusev M.P.</i> Experimental determination of coefficients in the models of plasticity and creep behaviour of piston alloys
<i>Савастенко Э.А., Савастенко А.А., Марков В.А.</i> Эффективность реализации многоразового впрыскивания топлива в дизельном двигателе	<i>Savastenko E.A., Savastenko A.A. and Markov V.A.</i> Practical efficiency of multi-injection technology in diesel engine
<i>Маслов А.П., Левцов М.В.</i> Анализ действующих сил в КПМ W-образного двигателя с прицепными шатунами	<i>Maslov A.P. and Levtsov M.V.</i> Kinematic and dynamic analysis of W-engine featuring slave connecting rods
<i>Гумеров И.Ф., Валеев Д.Х., Куликов А.С., Карпов А.И., Фардеев Л.И., Гарипов Р.Д., Ханнанов М.Д.</i> Развитие конструкции и технологии производства нового поколения дизельных двигателей КАМАЗ Р6	<i>Gumerov I.F., Valeev D.H., Kulikov A.S., Karpov A.I., Fardeev L.I., Garipov R.D., Channanov M.D.</i> New generation of diesel engine type KAMAZ P6: de- velopment of construction and processing methods
АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ	AUTOMATION AND DIAGNOSTICS
<i>Потапов В.И., Галиуллин Р.Р.</i> Дизель-генераторная установка с электронно- управляемым пропуском подачи топлива	<i>Potapov V.I. and Galiullin R.R.</i> Diesel gen set with controllable misfire function
ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ	ENVIRONMENTAL ISSUES
<i>Обозов А.А., Новиков М.А., Гришанов П.А.</i> Анализ состава отработавших газов дизеля KM-170FA	<i>Obozov A.A., Novikov M.A. and Grishanov P.A.</i> Analysis of engine type KM-170FA exhaust gas
ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ	FUEL. LUBRICANTS
<i>Ощепков П.П., Смирнов С.В., Заев И.А.</i> Исследование процесса самовоспламенения биодизельного топлива	<i>Oschepkov P.P., Smirnov S.V. and Zaev I.A.</i> Investigation into self-ignition of biodiesel
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ	ENGINE BUILDING NEWS
Современные технологии проектирования двигателей (материалы конгресса CIMAC)	Modern engine design technologies (based on CIMAC papers)
ИНФОРМАЦИЯ	INFORMATION
Рефераты статей	Synopsis

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

А.Н. Кострыгин	гл. конструктор	ОАО «Коломенский завод», г. Коломна
В.А. Шелеметьев	зам. техн. директора	ОАО «Коломенский завод», г. Коломна
С.В. Хильченко	техн. директор	ООО «Морские пропульсивные системы», Санкт-Петербург
А.К. Лимонов	гл. конструктор	АО РУМО, Нижний Новгород
Е.И. Бирюков	гл. конструктор	АО «Барнаултрансмаши», г. Барнаул
А.В. Попов	зам. ген. директора	АО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково
А.С. Куликов	гл. констр. по двиг.	ПАО КАМАЗ, г. Набережные Челны
В.И. Федышин	директор	ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург
А.П. Маслов	вед. инж.-конструктор	ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск
А.С. Калюнов	начальник ИКЦ	ООО НЗТА, г. Ногинск

НИИ

В.А. Сорокин	зав. отделом	ЦНИИМФ, Санкт-Петербург
В.И. Ерофеев	нач. отдела	И ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург
В.В. Альт	рук. науч. направления	ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск
Ю.А. Микутенок	президент	НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург

ВУЗЫ

В.А. Марков	зав. кафедрой Э-2	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
Н.Д. Чайнов	проф. кафедры Э-2	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
В.А. Рыжов	проф. кафедры ТМС и САПР	КИ фил. МПУ, г. Коломна
Ю.В. Галышев	проф. ВШ энерг. маш.	СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург
М.И. Куколев	проф. ВШ гидротех. стр-ва	СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург
О.К. Безюков	проф. кафедры ТК СДВС	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
А.А. Иванченко	зав. кафедрой ДВС и АСЭУ	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
Л.В. Тузов	проф. кафедры ТК СДВС	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
С.П. Столяров	зав. кафедрой СДВС и ДУ	ГМТУ, Санкт-Петербург
В.К. Румб	проф. кафедры СДВС и ДУ	ГМТУ, Санкт-Петербург
А.В. Смирнов	проф. кафедры Д и ТУ	ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург
В.О. Сайданов	проф. кафедры Д и ТУ	ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург
А.А. Обозов	проф. кафедры ТД	БГТУ, г. Брянск
А.В. Разуваев	проф. кафедры ЯЭ	БИТИ фил. ФГАОУ МИФИ, г. Балаково

Издатель журнала — ООО «НПФ «Экология», 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 (2005–2020 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 02.03.2020
Подписано в печать 23.03.2020
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 52. Тираж 700 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «НПФ «Экология», 190020, Санкт-Петербург, а/я 9

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». 2020. № 1 (279)

РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС В МГТУ ИМ. Н. Э. БАУМАНА: ОТ МЕТОДА ГРИНЕВЕЦКОГО ДО СОВРЕМЕННЫХ 3D-МОДЕЛЕЙ*

Р.З. Кавтарадзе, д.т.н., профессор

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Выполнен анализ и сформулированы основные направления решения актуальных задач исследования и совершенствования внутрицилиндровых процессов, реализованных усилиями кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Обоснована необходимость создания и развития новой теории рабочего процесса поршневых двигателей с использованием многозональных и 3-D моделей рабочего процесса для решения задач кинетики образования вредных веществ и локального радиационно-конвективного теплообмена при горении топлива в цилиндре.

Окончание. Начало см. №№ 2 (276), 3 (277), 4 (278) 2019

Моделирование турбулентности в поршневых двигателях. $k-\zeta-f$ -модель. Фундаментальные уравнения переноса, усредненные по методу Favre, как видно из таблицы (см. стр. 7 № 4 (278) 2019), образуют незамкнутую систему Рейнольдса, которая замыкается дополнительными уравнениями, названными моделями турбулентности.

В настоящее время, особенно в последние 15–20 лет, все более или менее известные модели турбулентности, анализ которых изложен в [6, 10], были апробированы в теории поршневых двигателей. Относительно простая и удобная модель турбулентности Л. Прандтля не требует задания дополнительного дифференциального уравнения для вычисления турбулентной вязкости μ_t и, как уже было отмечено выше, вполне приемлема для изучения течений с тонкими сдвиговыми слоями, длина пути перемешивания / которых может быть рассчитана. В случае более сложных, например, полностью трехмерных течений далеко от пограничных слоев задача определения l становится трудно разрешимой. Кроме того, гипотеза о длине пути перемешивания исходит из предположения о локальном равновесии турбулентности, т. е. подразумевается, что в каждой точке течения скорость диссипации кинетической энергии турбулентности совпадает со скоростью ее генерации, так что учет влияния

генерации турбулентности в других точках течения или в более ранние моменты времени оказывается невозможным. Следовательно, гипотеза о длине пути перемешивания не может учитывать влияние переноса турбулентности или предыстории ее развития [6].

Одной из самых распространенных моделей турбулентности, в которых учитываются эффекты переноса турбулентности и предыстория ее развития, является $k-\epsilon$ -модель, где k — кинетическая энергия турбулентности, а ϵ — скорость диссипации этой энергии, для вычисления которых задаются дифференциальные уравнения в частных производных с эмпирическими коэффициентами, число которых, например, в стандартной $k-\epsilon$ -модели, достигает 8. На основе $k-\epsilon$ -модели получены ряд подобных ей моделей [6].

Следует заметить, что в пристеночных слоях КС при $y^+ < 30$ (ламинарный подслой + буферная зона) используется низкорейнольдсовая, а при $30 < y^+ < 200$ (область логарифмического закона) — высокорейнольдсовая модель турбулентности. Здесь $y^+ = (v_* / \nu) y$ — безразмерное расстояние от поверхности стенки — аналог числа Рейнольдса, ν — кинематическая вязкость, $v_* = \sqrt{\tau_w} / \rho$ — динамическая скорость, τ_w — касательное напряжение, ρ — плотность.

Слабая зависимость профиля скорости во внутренней области от внешних условий, характерная для турбулентного пограничного слоя, позволяет в 3D-CRFD-кодах, предназначенных для моделирования процессов теплообмена в ДВС, использовать различные вариации пристеночных функций (например, функции B. Launder–V. Spalding, K. Khanjalic и др.) [6, 10]. Для моделирования процессов переноса и турбулентного сгорания в объеме КС, т. е. во внешней области (области развитого, высокорейнольдсового турбулентного течения), используются фундаментальные уравнения Навье–Стокса, Фурье–Кирхгофа, Фика и неразрывности, записанные в форме Рейнольдса в результате осреднения по Фавру (см. таблицу в № 4 (278) 2019).

* Статья подготовлена по материалам пленарного доклада на Международной научно-технической конференции «Двигатель-2018», посвященной 150-летию факультета энергомашиностроения МГТУ им. Н.Э. Баумана 30 октября 2018 г.

При использовании численных методов обычно принимают, что закон стенки выполняется при $30 < y^+ < 200$, и первая от стенки расчетная ячейка располагается в этом интервале. При измельчении расчетной сетки охватить очень тонкие подобласти, например $y^+ < 5$, в расчетах пограничного слоя очень сложно. С другой стороны, измельчение сеток приводит к тому, что расчетная точка, расположенная непосредственно у стенки, не попадает в области $y^+ > 30$ — в области действия логарифмического закона (закона стенки), для которой справедливы известные в настоящее время пристеночные функции. С целью разрешения этой проблемы К. Ханиалич (K. Hanjalic) и др. [58] предложили специально для ДВС и реализовали в 3D-CRFD коде AVL FIRE $k-\epsilon-f$ -модель турбулентности, названную CWT (Compound Wall Treatment)-моделью. Она предусматривает применение нового обобщенного варианта пристеночных функций, а для интегрирования вплоть до поверхности стенки использует три уравнения переноса — уравнения для k и для ϵ , известных из $k-\epsilon$ -модели турбулентности, а также уравнения для нормированного масштаба скорости $\zeta = W^2/k$ [58]:

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dk}{Dt} &= \rho(P_k - \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \\ \rho \frac{D\epsilon}{Dt} &= \rho \frac{c_{\epsilon 1}^* P_k - c_{\epsilon 2} \epsilon}{\tau_t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right], \quad (14) \\ \rho \frac{D\zeta}{Dt} &= \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right]. \end{aligned}$$

Эта система уравнений решается совместно с уравнением для эллиптической функции релаксации f (эллиптической функции П. Дурбина [53, 58]):

$$f - l_t^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j \partial x_j} = \left(c_1 + c_2 \frac{Pk}{\zeta} \right) \frac{2/3 - \zeta}{\tau_t}, \quad (15)$$

где τ_t и l_t — временной и линейный масштабы турбулентности соответственно.

Поскольку модель Дурбина очень чувствительна к виду ячейки и степени измельчения сетки, для улучшения устойчивости численного решения в $k-\zeta-f$ -модели введено уравнение переноса для ζ . Подчеркнем, что $k-\zeta-f$ -модель турбулентности учитывает пристеночную анизотропию турбулентности, что очень важно при моделировании внутри цилиндрических процессов. Заметим, что модель турбулентности (14) в разработках МГТУ находит широкое применение [6, 10, 57].

Разработанные в МГТУ и проанализированные выше одно-, многозонные и трехмерные математические модели рабочего процесса, а

также модель локального, радиационно-конвективного теплообмена, нашли отражение в 4-х докторских [Кавтарадзе Р.З.(1991), Лобанов И.Е. (2006), Арипджанов М.М. (2007), Онищенко Д.О. (2013)], а также в 16 кандидатских диссертациях. За последние 20 лет в России и за рубежом выпущены монографии, энциклопедии, учебники и учебные пособия (всего 15 книг) и больше 400 публикаций в периодических изданиях. Полученные результаты ежегодно докладываются на российских и зарубежных научных конференциях, прочитаны краткие курсы лекций в ряде зарубежных университетов [6].

Как видно из вышеизложенного анализа кафедры поршневые двигатели МГТУ им. Н.Э. Баумана, следуя славным традициям В.И. Гриневецкого, активно занималась и занимается разработкой математических моделей рабочего процесса. Можно констатировать, что кафедра была и остается ведущей в области теории рабочих процессов поршневых двигателей. К сожалению, также следует отметить, что МГТУ им. Н.Э. Баумана, судя по опубликованным работам, пока остается единственным университетом страны, где рабочий процесс в поршневых двигателях исследуется с помощью трехмерных моделей, основанных на уравнениях типа Навье–Стокса при выполнении различных контрактов.

Заблуждения переходного периода в теории поршневых двигателей. Когда речь идет о переходе от нульмерных (термодинамических) моделей к новой трехмерной (гидрогазодинамической) модели рабочего процесса следует отметить те неточности и ошибки (назовем их болезнями переходного периода), которые вызваны нежеланием расставаться со старыми простыми и хорошо изученными методами, с одной стороны, а также нежеланием освоения новых, но более сложных методов, с другой стороны.

Из анализа нульмерных моделей, проведенного ранее, видно, что для решения прямой задачи рабочего процесса, подразумевающей получение индикаторной диаграммы и других индикаторных и эффективных показателей двигателя, а также моделирование образования вредных веществ и локального теплообмена в цилиндре двигателя, необходимо знание количества теплоты, идущей на повышение внутренней энергии рабочего тела и совершение механической работы Q . Эта теплота определяется как разность между тепловыделением Q_x в процессе сгорания и теплоотводом Q_w в рабочем цикле.

В термодинамических моделях тепловыделение моделируется с помощью физических соотношений, в которых химическая кинетика учитывается введением коэффициентов и параметров, определенных эмпирическим путем (в формуле Вибе

их два, а в методе Н.Ф. Разлейцева — больше двух десятков) [6, 27]. Следует отметить, что при наличии такого количества эмпирических коэффициентов, полученных на устаревших двигателях и меняющихся в довольно широких пределах в зависимости от типоразмеров двигателя, можно ставить под сомнение достоверность применения этого метода, особенно при моделировании рабочих процессов проектируемых дизелей, в которых только давление впрыскивания выросло в 3–4 раза. В связи с этим самим автором [27] позднее была предложена более простая модель тепловыделения, основанная на модели Вибе с изменяющимся показателем динамики сгорания $m = m(\tau)$ [59].

В новых 3D CRFD-моделях рабочего процесса, в которых моделируются последовательные процессы впрыскивания, испарения и воспламенения топлива, как было отмечено выше, отпадает необходимость задания полуэмпирических соотношений тепловыделения в виде формул Гончара, Вибе, Разлейцева и им подобных. С другой стороны, в 3D-моделях рабочего процесса существует два варианта определения тепловыделения в результате химической реакции горения:

- использовать модели сгорания, например, модель Магнуссена–Хартагера (11), предусматривающие определение скорости химической реакции w , как скорости изменения массы топлива в зависимости от принятой физической модели сгорания;

- использовать детальную химическую кинетику, подразумевающую знание механизма химической реакции горения с большим количеством (несколько сотен, как, например, в программах CHEMKIN или AVL TABKIN) промежуточных реакций, либо, в крайнем случае, глобального механизма с несколькими основными реакциями, определяющими скорость общей реакции горения с известными тепловыми эффектами [6].

Сложность второго подхода обусловлена, прежде всего, отсутствием достоверной информации о детальной кинетике промежуточных реакций горения реального, а не модельного топлива.

Очевидно, что две концептуально разные модели рабочего цикла — термодинамическая и гидрогазодинамическая, основаны на принципиально различных подходах при моделировании процесса тепловыделения–сгорания. Очевидно также, что эти подходы являются взаимоисключающими, т. е. применять можно либо один, либо другой. И тем более удивляет, когда тепловыделение считается с помощью программы, основанной на модели, например Разлейцева или Вибе, и в эту же программу введена детальная химическая кинетика с большим количеством про-

межуточных реакций, например, из программного комплекса CHEMKIN. Следует отметить, что чем больше количество реакций используется, тем большее количество констант реакций должны быть подобраны из огромного объема справочной информации, и тем больше вероятность допущения погрешности, т. е. она растет с ростом количества реакций.

Очевидно, что одновременное использование двух концептуально взаимоисключающих, несовместимых методов расчета тепловыделения нельзя назвать недоразумением, это серьезная ошибка, при том стратегическая. Следует также отметить, что заниматься детальной химической кинетикой не дело инженеров-механиков (двигателистов), да и не умеют они это делать. Их дело использовать достижения этой фундаментальной науки для решения задач двигателестроения, а не превращать исследования процессов горения и образования вредных веществ в ДВС в гонки за количеством использованных промежуточных реакций. Это первая из распространенных болезней переходного периода.

Вторая болезнь, которая часто встречается при моделировании рабочих процессов — определение локальных температур в цилиндре и их использование для расчета экологических показателей, в частности, для моделирования образований оксидов азота и частиц сажи в камере сгорания. Известно, что зависимость скорости химической реакции от температуры в классической химической кинетике устанавливается законом С. Аррениуса (1859–1927, Нобелевская премия по химии 1903 г.):

$$K(T) = K_0 e^{-E/(RT)}, \quad (16)$$

где K_0 — предэкспоненциальный множитель (имеет размерность константы скорости реакции); E — энергия активации (Дж/моль), постоянная для данной реагирующей системы.

Экспоненциальная зависимость константы скорости реакции от температуры доказана и молекулярно-кинетической теорией газов Максвелла–Больцмана. Да и современная химическая кинетика, основоположником которой является Н.Н. Семенов (1896–1986, Нобелевская премия по химии 1956 г.), основана на экспоненциальных зависимостях от температуры. А это означает, что малейшие неточности при задании температуры приводят к существенным погрешностям при анализе реакции.

Какие выводы можно сделать из этих азбучных истин фундаментальной теории химической кинетики?

Усредненная по объему цилиндра температура рабочего процесса (т. е. температура в однозонной модели) или «индикаторная температура», полученная в результате пересчета индикаторной

диаграммы давления, является условной температурой и ее нельзя использовать в качестве определяющей при моделировании процессов образования оксидов азота и твердых частиц сажи. Примечательный факт: для многих реальных дизелей максимальная температура цикла $T_z \leq 1800$ К. В таком случае, согласно термическому механизму Я.Б. Зельдовича, оксиды азота не образуются, однако эксперимент указывает на их наличие в выпускных газах, т. е. причиной их образования являются локальные температуры в цилиндре, существенно более высокие по сравнению с T_z . Использование для моделирования образования NO_x и сажи другой условной температуры — так называемой температуры пламени, значение которой принимается всегда постоянной и равной 2500 К, как это делается в [27], не обосновано и не выдерживает никакой критики.

Очевидно, что важнейшей задачей моделирования рабочих процессов является по возможности точное определение локальных температур в цилиндре дизеля. На определение этих температур и должны быть направлены усилия инженеров-исследователей двигателя. Очевидно, что учет сколь угодно большого числа промежуточных реакций никак не спасет от неправильного задания локальных нестационарных температур. Следует опровергать исключительно все псевдонаучные работы, которые посвящены оценке эмиссии оксидов азота и сажи в продуктах сгорания в обход нестационарных локальных температур в цилиндре двигателя. Распознать такие работы очень легко, в них, как правило, не приводится ни одного численного значения локальных температур.

Понятно, что экологические показатели, в частности количество оксидов азота, полученное на основе средней по объему цилиндра температуры, обычно не соответствуют реальности. Стремление доказать адекватность таких псевдомodelей влечет за собой нарушение таких фундаментальных теорий, как теория горения и теория поршневых двигателей.

Приведем примеры таких нарушений:

➤ Применение механизма образования монооксида азота, состоящего из классического механизма Зельдовича (первые две реакции из (11)) и бимолекулярной реакции $\text{N}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{NO}$ [60]. Хорошо известно, что это не допустимо: еще Я.Б. Зельдовичем [61] было обосновано, что эти два механизма несовместимы. Более того, именно несостоятельность бимолекулярного механизма обусловила применение Я.Б. Зельдовичем реакций цепного механизма (11) (см. об этом [54]).

➤ Произвольные, не обоснованные экспериментом манипуляции с коэффициентами в ис-

пользуемых известных соотношениях, названные «настройкой модели» и приводящие к заранее запланированному желаемому результату. В качестве примера, кроме упомянутого метода расчета концентрации NO , здесь можно назвать применение необоснованных зависимостей при моделировании теплообмена в цилиндре, в частности, произвольная, никак не обоснованная замена эмпирических коэффициентов в α -формуле G. Woschni, или добавление в этой же формуле еще одного слагаемого, якобы учитывающего лучистый теплообмен, которого в авторской формуле нет (об этом см. [10]). И все это делается с целью соблюдения теплового баланса двигателя. Таких примеров, к сожалению, можно приводить много. Некоторые из них показаны в [10, 54].

Таким образом, в ряде исследований на лицо два нарушения постулатов фундаментальной науки, выражающиеся в несовместимости физического (термодинамического) и химического (кинетического) методов расчета тепловыделения—сгорания, исключающий их одновременное применение и объединение в одной модели, а также в отсутствии алгоритма для расчета локальных температур в цилиндре. Эти болезни присущи многим термодинамическим моделям, разработанным и используемым в различных научных и учебных учреждениях. К сожалению, они часто используются в кандидатских и докторских диссертациях. Указанные замечания в полной мере относятся и к популярной среди студентов программе «Diesel-RK», основанной на методе Н.Ф. Разлейцева [27], предложенного для расчета тепловыделения в дизелях. Критические замечания в адрес метода Н.Ф. Разлейцева изложены в [6]. Чтобы стать надежным для практического применения исследовательским инструментом, программе «Diesel-RK» следует избавиться от указанных выше заблуждений, что, судя по ее концептуальному построению, сделать нелегко.

Некоторые нерешенные задачи современной теории поршневых двигателей. Устранение вышеуказанных ошибок и неточностей, названных болезнями переходного периода, конечно, входит в число актуальных задач современной теории ДВС. Очевидно, что эта проблема, прежде всего, термодинамических 0D-моделей.

К нерешенным (до конца) задачам современных 3D-моделей следует отнести создание таких компонентов общей модели рабочего процесса ДВС, как:

➤ Модель распада струи топлива на отдельные капли, основанная на физической теории распада. Минимизация статистических и эмпирических данных при моделировании топливного факела как совокупности капель различного размера.

➤ Модель образования сажи в процессе гетерогенного сгорания и распределения частиц сажи по объему цилиндра, в том числе и в пристеночных слоях камеры сгорания.

➤ Модель генерации, рассеяния и поглощения лучистого теплового потока в камере сгорания, профили скорости и температуры в пограничном слое с учетом процесса образования сажи.

➤ Взаимное влияние лучистого и конвективного тепловых потоков, движение частиц сажи в пограничном слое, их осаждение на поверхности камеры сгорания.

➤ Теплоизолирующее воздействие слоя нагара и локальное распределение этого слоя на теплопринимающих поверхностях камеры сгорания.

➤ Разработка надежной теории и создание теории горения гомогенной смеси при воспламенении от сжатия и др.

Перечень можно продолжить.

Очевидно, что эти задачи особенно актуальны для дизелей, которые не имеют равных по КПД двигателей и для которых минимизация эмиссии твердых частиц становится судьбоносной. Ясно, что проблема актуальна и для бензиновых двигателей с непосредственным впрыскиванием.

Следует подчеркнуть, что современные 3D-CRFD-коды и используемые в них модели турбулентности (включая пристеночные функции с эмпирическими коэффициентами) не учитывают некоторые факторы, упомянутые выше. Например, наличие лучистого теплообмена и взаимное влияние лучистого и конвективного тепловых потоков. Действительно, эмпирические коэффициенты в пристеночных функциях, применяемых в 3D-CRFD-кодах [53], получены по результатам экспериментальных исследований чисто конвективного теплообмена при отсутствии теплообмена излучением. С другой стороны, выше было указано (9), что лучисто-конвективный характер теплообмена учитывается в рамках классической теории пограничного слоя [10]. Очевидно, что современные 3D-модели пограничного слоя и локального теплообмена в ДВС в этом отношении пока отстают от модели, основанной на классической теории Прандтля—Колмогорова. Таким образом, в настоящее время мы стоим перед фактом, что 3D-моделирование с современными моделями турбулентности, имеющее высочайший уровень потенциальных возможностей, по точности количественных результатов опережает модели, основанные на простой классической модели турбулентности Прандтля, однако уступает при решении некоторых специфичных задач теории поршневых ДВС (например, при моделировании сложного теплообмена в КС с учетом взаимного влияния конвективных и лучистых тепловых потоков).

В настоящее время на кафедре поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана имеется потенциал и реальные возможности заниматься проблемными задачами теории ДВС. Традиции научных школ двигателестроения в университете успешно развивают молодые доценты, кандидаты технических наук: Ф.Б. Барченко, А.А. Денисов, А.А. Зеленцов, В.А. Зенкин, Н.С. Маластовский, С.П. Чирский. Среднее поколение кафедры — доценты и кандидаты технических наук Л.Л. Мягков, А.Н. Краснокутский, А.С. Голосов — не сказали свое последнее слово в науке. Их активность в научной работе обнадеживает, что позволяет надеяться на сохранение ведущей роли кафедры по специальности ДВС.

Следует подчеркнуть, что кафедра традиционно имела мощную лабораторную базу, обеспечивающую высокий уровень научных исследований. Здесь заслуга, прежде всего, всех руководителей кафедры, начиная от В.И. Гриневецкого. В период руководства кафедрой М.Г. Кругловым, кроме учебной лаборатории, функционировали проблемные и отраслевые лаборатории, а общая численность сотрудников кафедры и лабораторий достигала полутора сотен. К сожалению, в так называемые послеперестроечные годы, при общей деградации высшей школы, лабораторная база практически была уничтожена.

Усилиями кафедры, благодаря энергичному старанию проф. Д.О. Онищенко, создавшему два научно-образовательных центра (НОЦ) при кафедре, имеется ряд прекрасно оборудованных экспериментальных стендов, используемых как в научных, так и учебных целях. В этих НОЦ, где заняты в основном студенты и преподаватели МГТУ различных специальностей, за рекордно короткий срок создан бюджетный молодежный родстер, полностью построенный на российской компонентной базе, спроектированы и построены несколько вариантов спортивных автомобилей в рамках молодежного инженерного проекта «Формула студент».

Прогнозы на будущее. Современные исследования внутрицилиндровых процессов, уровень совершенствования которых определяет перспективы поршневого двигателестроения, подразумевают, прежде всего, применение локальных параметров рабочего процесса. Связь и взаимное влияние процессов смесеобразования, сгорания, образования вредных веществ и теплообмена, учет которых необходим для усовершенствования в целом двигателя как единой системы — источника энергии, можно исследовать только с помощью локальных параметров. Другого пути для получения достоверных результатов нет. Поэтому следует утверждать, что новая теория поршневых двигателей, основанная на исследовании локаль-

ных параметров рабочего процесса, и в дальнейшем будет развиваться.

Нульмерные модели рабочего процесса, прежде всего, многозонные модели, по сравнению с 3D-моделями представляют собой существенно упрощенную реальность, однако скорость счета и достаточно надежные результаты моделирования при правильном отображении процессов сгорания и образования вредных веществ делают их востребованными при решении практически важных задач, 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 быстрее растет, чем располагаемые расчетные (компьютерные) ресурсы, можно утверждать, что концептуально правильно построенные нульмерные модели пока еще могут послужить развитию ДВС.

Все опасения, связанные с дефицитом ресурса природного топлива, ужесточением норм экологии, а также с сомнением в значимости ДВС и с верой появления лучших альтернативных двигателей, утверждающие за последние 50 лет, что ДВС прослужит не больше пары десятилетий, к настоящему моменту оказались несостоятельными. Основным источником энергии на земле и на воде в обозримом будущем остается поршневой ДВС.

Более реальным является внедрение альтернативных топлив, особенностям применения которых на кафедре Э2 уделяется большое внимание (см. исследования, выполненные под руководством проф. В.А. Маркова). Можно утверждать, что новой теории поршневых двигателей, основанной на исследовании локальных параметров, вполне под силу устанавливать особенности турбулентного горения нетрадиционных топлив. В этом убеждают результаты 3D-моделирования рабочего цикла водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода, впервые в мировой практике выполненного в МГТУ [62–64], и подтверждающего экологическую перспективность дизелей — самых эффективных двигателей с точки зрения топливной экономичности.

В процессе развития современного двигателестроения выделяются три основные направления, от синхронного развития которых зависит не только решение глобальных энергетических и экологических проблем, но и судьба самих поршневых двигателей: ДВС, прежде всего процесс сгорания в ДВС — система нейтрализации вредных веществ в продуктах сгорания — используемое

топливо. Будем рассматривать триаду (от греч. $\tau\rho\iota\alpha\zeta$, род.п. $\tau\rho\iota\alpha\delta\omicron\zeta$ — единство, образуемое тремя отдельными частями, как это принято в философии). Не случайно знак, символично изображающий эту триаду, на рис. 6 изображен в непривычном, перевернутом виде, подчеркивая, что по сравнению со стремительным развитием ДВС и систем нейтрализации продуктов сгорания, усовершенствования топлив за последние почти полвека практически не происходило. Это позволяет утверждать, что в триаде топливо—двигатель—система нейтрализации потенциал топлива полностью не реализован.

Со времен изобретения первых работоспособных ДВС (двигатель Лемуара, 1860 г.) главным вопросом их исследования остается по возможности эффективное преобразование химической энергии топлива в механическую энергию движения. За это время эффективный КПД ДВС возрос от 5 до 55 % и более. И он на сегодняшний день самый высокий среди всех реальных и мыслимых тепловых двигателей. По этой причине заменить ДВС в триаде топливо—двигатель—система нейтрализации (см. рис. 6) более эффективным тепловым двигателем невозможно.

С введением первых норм по ограничению вредных выбросов в 1960–70-е гг. стало ясно, что следует думать об очистке отработавших газов с целью обезвредить (нейтрализовать) вредные вещества (ВВ), содержащиеся в продуктах сгорания. Системы нейтрализации ВВ, к которым мы относим все возможные варианты: от реакторов очистки ВВ, таких как СО, НС и NO_x, до фильтров твердых частиц, в настоящее время достигли высокого уровня развития и продолжают совершенствоваться.

А что происходило со структурным составом топлива на фоне такого стремительного роста КПД ДВС и усовершенствования нейтрализаторов? Сразу после введения норм на выбросы вредных веществ с ОГ стало понятно, что состав (структура) топлива оказывает существенное влияние на процесс сгорания, и тем самым на эмиссию ВВ. Поэтому в 1980-е гг. тетраэтилсвинец был заменен метилобутиловым эфиром (Methylteriarbuthylether — МТВЕ) для того, чтобы противодействовать вредному воздействию свинцовых соединений на окружающую среду. Таким образом, благодаря согласованному действию моторной техники и химии стало возможным введение бензина без свинцовых содержаний. Другой пример: с 1990-х гг. были ужесточены нормы на содержание в топливе ароматических и соединений серы. Такой шаг потребовался для повышения долговечности систем нейтрализации продуктов сгорания.

Несмотря на это, современные бензины имеют октановые числа (ОЧ), достигнутые еще 1960–70-х гг. (см. рис. 6), т. е. их качество, в частности антидетонационная стойкость, практически не выросло. Высокие ОЧ идеально подошли бы для высокого наддува на бензиновых двигателях с уменьшенным рабочим объемом (Downsizing). Приведенный пример с октановым числом не единственный. Есть еще целый ряд свойств топлив, которые могут улучшить смесеобразование и сгорание как в двигателях Отто, так и в дизелях.

Таким образом, на сегодняшний день топливо является ключевым компонентом триады, который может быть успешно оптимизирован только согласованностью с двигателем и с нейтрализатором выпускных газов. Современная химическая технология способна создавать топлива нового поколения с заданной структурой и с заданными свойствами, удобными для двигателя и для системы нейтрализации, и обеспечивающими высокие эффективные и экологические показатели. Время новых поколений топлив назрело, однако в существующих нефтехимических технологиях производства топлива очень трудно что-нибудь изменить, особенно в краткосрочной перспективе.

В процессе перехода к топливам нового поколения традиционные топлива могут способ-

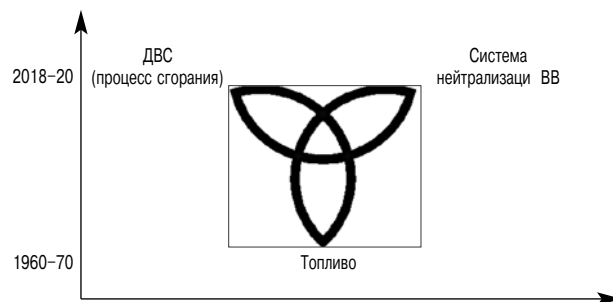


Рис. 6. Схематическое изображение использования потенциалов развития отдельных частей (компонентов) триады топливо–двигатель–система нейтрализации

ствовать (в случае разумной организации рабочего процесса) безболезненно, без нарушения норм и законов, плавному переходу к топливам с новыми структурами и свойствами, прежде всего к кислородосодержащим и синтетическим топливам.

В любом случае роль теории внутрицилиндровых процессов в развитии двигателестроения остается решающей.**

** Замечание редакции. До тех пор, пока в качестве окислителя в поршневом ДВС используется атмосферный воздух, образование NO_x , наиболее сложных для нейтрализации, при использовании любого вида топлива неизбежно.

Литература

6. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. 2-е изд. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 589 с.
10. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. 3-е изд., доп. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 515 с.
27. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Харьков : Вища школа, 1980. 169 с.
53. FIRE. Users Manual Version 2018 / AVL List GmbH. Graz (Austria), 2018.
54. Кавтарадзе З.Р., Кавтарадзе Р.З. Анализ механизмов образования и методов расчета концентрации оксидов азота в поршневых двигателях // Транспорт на альтернативном топливе. Ч. 1. 2011. № 5 (23). С. 65–71; Ч. 2. 2011. № 6 (24). С. 12–19.
59. Разлейцев Н.Ф., Филипповский А.И. Математическая модель процесса сгорания в дизеле со струйным смесеобразованием // Двигателестроение. 1990. № 7. С. 52–56.

60. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М. : Машиностроение, 1981. 159 с.
61. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. Окисление азота при горении. М.; Л. : Изд-во АН СССР, 1947. 148 с.
62. Кавтарадзе Р.З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 238 с.
63. Kavtaradze R.Z., Zelentsov A.A., Natriashvili T.M. Ignition Delay and Emission of the Noxious Substances in Double-Fuel Engines Working on the natural Gas and Syngases // Chahter 15 (p. 109–120) in the Book: Innovative Methods for Improvement of Technical, Economic and Ecological Efficiency of Motor Cars NOVA-Publishers. New-York, 2015. 138 p.
64. Kavtaradze, R., Natriashvili, T., and Gladyshev, S. Hydrogen-Diesel Engine: Problems and Prospects of Improving the Working Process. SAE Technical Paper 2019-01-0541, 2019.15p.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ В МОДЕЛЯХ ПЛАСТИЧНОСТИ И ПОЛЗУЧЕСТИ ПОРШНЕВОГО СПЛАВА

*Л.Л. Мягков, к.т.н., доцент кафедры, С.М. Сивачев, аспирант,
Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана
М.П. Гусев, научный сотрудник
Сколковский институт науки и технологий*

Для оценки малоциклового термомеханического усталости поршней дизелей необходимо располагать данными о величине неупругих деформаций в их критически нагруженных зонах. Такие сведения могут быть получены с помощью математических моделей, позволяющих описывать неупругое деформирование материала. В статье представлены результаты испытаний на одноосное растяжение и ползучесть пропорциональных цилиндрических образцов, полученных из заготовок поршней V-образных дизельных двигателей ЯМЗ-658. Поршни изготавливаются из силуминового сплава АК12ММgН, имеющего высокую термоусталостную прочность. Изложена методика определения коэффициентов материала в моделях пластичности и ползучести. Приведены результаты численного моделирования с помощью метода конечных элементов процесса неупругого деформирования образцов в условиях эксперимента. Дана сравнительная оценка расчетных и экспериментальных данных.

Введение. Силуминовый сплав остается самым востребованным материалом для поршней транспортных дизелей, в которых максимальное давление сгорания не превышает 200 бар [1]. Он обладает высокой термоусталостной прочностью, хорошей износостойкостью и низким удельным весом. Однако повышение удельной мощности и крутящего момента дизельных двигателей с целью улучшения потребительских свойств по запросам потребителей приводит к увеличению пиковых давлений в цилиндре, а также росту максимальной температуры поверхности поршня до 400 °С [2]. Из-за высоких температур и температурных градиентов в головке поршня создаются значительные по величине термические напряжения, которые могут превышать предел текучести сплава, что становится причиной появления пластических деформаций на кромке камеры сгорания. Кроме того, указанные условия работы способствуют развитию в поршне деформаций ползучести, что приводит к релаксации



термических напряжений и образованию остаточных растягивающих усилий после останова двигателя. Повторение данных процессов при каждом рабочем цикле дизеля ведет к зарождению и развитию термоусталостных трещин на кромке КС.

Таким образом, для повышения форсировки двигателя необходимо более полное описание явления малоциклового термомеханического усталости материала поршней. Современный подход к решению этой проблемы состоит в проведении трех взаимосвязанных этапов моделирования [3, 4]:

- тепловой анализ (определение нестационарных температурных полей);
- анализ напряженно-деформированного состояния (определение параметров петли упругопластического гистерезиса);
- усталостный анализ (расчет долговечности элементов поршня).

Второй этап может быть реализован в пакетах конечно-элементного анализа с использованием моделей пластичности и ползучести материала. Выбору пригодных моделей и расчету коэффициентов в них посвящена настоящая статья.

Экспериментальные исследования. В качестве объекта исследований был выбран силуминовый сплав АК12ММgН, из которого методом литья в кокиль производится поршни для V-образных дизельных двигателей ЯМЗ-658. Пропорциональные цилиндрические образцы для испытаний были изготовлены из заготовок поршней по рекомендациям ГОСТ 9651–84 с диаметром рабочего участка 5 мм и резьбой М12 на хвостовых частях (рис. 1).



Рис. 1. Заготовка поршня и пропорциональный цилиндрический образец

Испытания на одноосное растяжение проводились на универсальной испытательной машине Zwick/Roell Z100 (рис. 2) при температурах 20, 150 и 250 °С. Скорость деформирования была выбрана равной 1 мм/мин. На резьбу наносилась

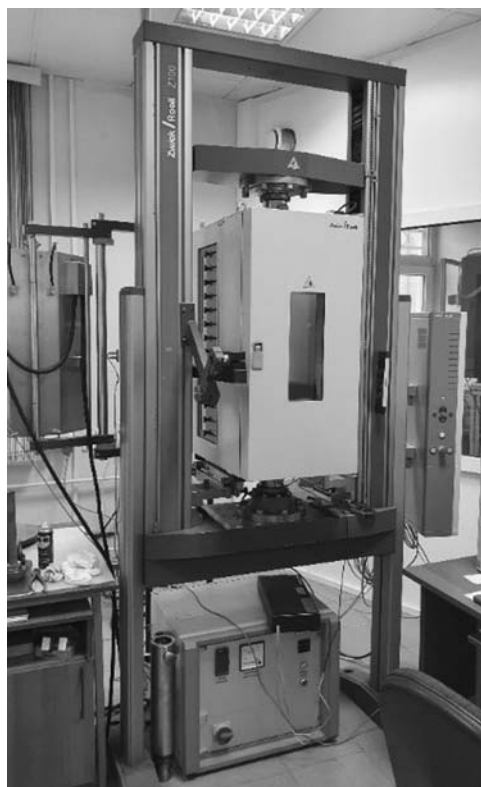


Рис. 2. Общий вид универсальной испытательной машины Zwick/Roell Z100

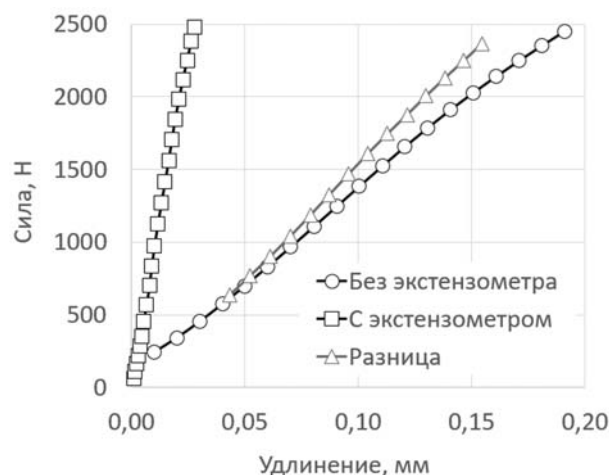


Рис. 3. К определению жесткости испытательной машины

графитовая смазка для исключения заедания образца в тягах машины.

Поскольку испытания в термокамере проводятся без экстензометра, необходимо знать жесткость испытательной машины. Для этого образец растягивался до разрушения, после чего по графику определялась сила, при которой начинается нелинейный участок (около 2500 Н). Затем на новый образец устанавливался экстензометр с базой 20 мм, и проводилось его нагружение до найденной силы. Разница в удлинениях при одном и том же усилии представляет собой удлинение самой установки. Как видно из рис. 3, зависимость для графика растяжения машины является практически линейной, следовательно, можно вычислить тангенс угла наклона кривой, с помощью которого в дальнейшем можно корректировать кривые растяжения образцов. Можно также предположить, что этот угловой коэффициент не изменяется при повышении температуры, так как нагреву подвергается не весь механизм машины, а лишь часть тяг, изготовленных к тому же из жаропрочной легированной стали, упругие свойства которой остаются практически постоянными в диапазоне температур до 250 °С.

Полученные кривые растяжения перестраивались в диаграммы деформирования с учетом жесткости установки, а также реального диаметра образца и длины его рабочего участка. Далее определялся предел текучести, то есть напряжение, при котором остаточная деформация составляет 0,2 %. После этого строилась зависимость добавочного напряжения (разница между текущим напряжением и пределом текучести) от пластической деформации, необходимая для определения коэффициентов в модели пластичности.

Экспериментальные исследования ползучести сплава проводились на испытательной машине



Рис. 4. Общий вид испытательной машины ATS серии 2330

ATS серии 2330 (рис. 4). Минимальная температура, при которой достигается устойчивая работа установленной на машину печи, составляет примерно 250–260 °С. Наименьшее напряжение, которое управляющая программа позволяет задать для образца данного диаметра, равняется 60 МПа. Исходя из этих ограничений выбирались параметры нагружения образцов. Сначала были получены кривые ползучести при температурах 260 и 280 °С и напряжениях 60, 70 и 80 МПа. Результаты показали, что при температуре 280 °С и напряжении 80 МПа образец разрушается за очень короткий промежуток времени (меньше 0,7 часа). В связи с этим испытания при 300 °С проводились для напряжений 60, 65 и 70 МПа.

Время всех испытаний было ограничено 24 часами. Деформации ползучести замерялись с помощью шестистержневой экстензометрической системы с регулируемой начальной расчетной длиной. С целью предотвращения пригорания образцов к захватам машины на резьбу наносилась керамическая паста.

Расчет коэффициентов в модели пластичности.

В практике решения задач об упругопластическом состоянии деталей нашла широкое применение теория течения, которая хорошо согласуется с результатами экспериментов при сложном нагружении. Будем использовать данную теорию в сочетании с энергетическим условием начала пластичности Хубера–Мизеса [5]:

$$f(\sigma_{ij}) = \frac{3}{2} (s_{ij} - a_{ij})(s_{ij} - a_{ij}) - [\Phi(q)]^2 = 0, \quad (1)$$

где σ_{ij} — тензор напряжений; s_{ij} — девиатор напряжений; a_{ij} — девиатор добавочного напряжения;

$s_{ij} - a_{ij}$ — девиатор активного напряжения; q — мера упрочнения.

В зависимости от вида соотношения (1) теория течения может воспроизводить изотропное (при отсутствии a_{ij}), кинематическое (при $\Phi(q) = \sigma_T$, где σ_T — предел текучести) или комбинированное упрочнение материала. Так как для алюминиевых сплавов характерно кинематическое упрочнение [6], при котором поверхность начала пластичности жестко смещается в направлении нагрузки (эффект Баушингера), принимаем

$$f(\sigma_{ij}) = \frac{3}{2} (s_{ij} - a_{ij})(s_{ij} - a_{ij}) - \sigma_T^2 = 0. \quad (2)$$

Вид функции для a_{ij} определяет характер процесса упрочнения. Например, А.Ю. Ишлинским и Прагером была предложена линейная зависимость добавочных напряжений от пластических деформаций. Недостатком такой модели является то, что материал будет неограниченно упрочняться с постоянной скоростью, хотя это не имеет место в действительности. Следовательно, такую аппроксимацию кривой деформирования можно применять только для задач с малыми деформациями. Армстронг и Фредерик разработали нелинейную зависимость, которая ограничивает смещение поверхности пластичности из-за введения в эволюционное уравнение величины накопленной пластической деформации [7]:

$$da_{ij} = \frac{2}{3} C d\epsilon_{ij}^p - \gamma a_{ij} dp, \quad (3)$$

где C и γ — константы материала; $d\epsilon_{ij}^p$ — компоненты приращения пластической деформации; $dp = (2/3 d\epsilon_{ij}^p d\epsilon_{ij}^p)^{0,5}$ — приращение накопленной пластической деформации.

Позже Шабош [8] предложил представлять кривую упрочнения в виде суммы уравнений (3):

$$a_{ij} = \sum_{k=1}^M a_{ij}^{(k)}; \quad (4)$$

$$da_{ij}^{(k)} = \frac{2}{3} C^{(k)} d\epsilon_{ij}^p - \gamma^{(k)} a_{ij}^{(k)} dp, \quad (5)$$

где M — число уравнений.

Такое усовершенствование модели позволило описывать не только явление одностороннего накопления пластических деформаций (при $M = 1$), но и явление приспособляемости (при $M = 2$), которые наблюдаются в деталях при несимметричных циклах нагружения. Максимальное количество уравнений при $M = 5$.

В программном комплексе ANSYS модель Шабоша называется Chaboche Nonlinear Kinematic Hardening Model [9]. Определить входящие в нее неизвестные коэффициенты C и γ можно по кривой одноосного растяжения. Рассмотрим алгоритм их расчета для случая $M = 1$. Тогда вы-

ражение (5) примет вид:

$$da = Cd\varepsilon^p - \gamma ad\varepsilon^p. \quad (6)$$

После разделения переменных проинтегрируем (6) при начальных условиях $a_0 = 0$ и $\varepsilon_0^p = 0$:

$$a = \frac{C}{\gamma} \left(1 - e^{-\gamma \varepsilon^p} \right) \quad (7)$$

Анализируя уравнение (7) можно сделать вывод, что если $\varepsilon^p \rightarrow +\infty$, то $a \rightarrow C/\gamma$. Значит, C/γ представляет собой асимптотическое значение, равное максимальному добавочному напряжению, которое известно из кривых деформирования.

Теперь возьмем производную от (7) по пластической деформации:

$$\frac{da}{d\varepsilon^p} = Ce^{-\gamma \varepsilon^p}. \quad (8)$$

При $\varepsilon = 0$ производная равна C , из чего следует, что коэффициент C является начальным модулем упрочнения.

Зная величину C/γ можно подобрать значения C и γ методом наименьших квадратов. Рассчитанные значения коэффициентов для разных температур представлены на рис. 5.

Для проверки адекватности математической модели пластичности реальному процессу неупругого деформирования материала в ANSYS были проведены численные эксперименты, которые показали хорошее согласование между расчетными и экспериментальными данными (рис. 6).

Расчет коэффициентов в модели ползучести. Моделирование ползучести материала при нестационарных нагрузках производится на основе технических теорий неустановившейся ползучести, основными из которых являются теории старения, течения и упрочнения. Наилучшее совпадение с экспериментальными данными наблюдается при использовании теории упрочнения [10], согласно которой скорость ползучести при данной температуре T определяется действующим напряже-

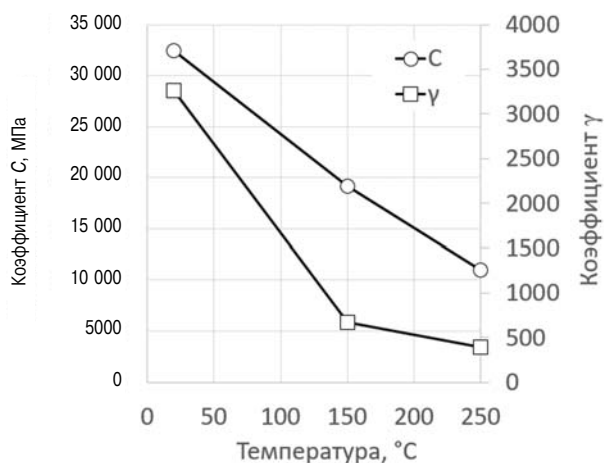


Рис. 5. Зависимость коэффициентов в модели пластичности от температуры

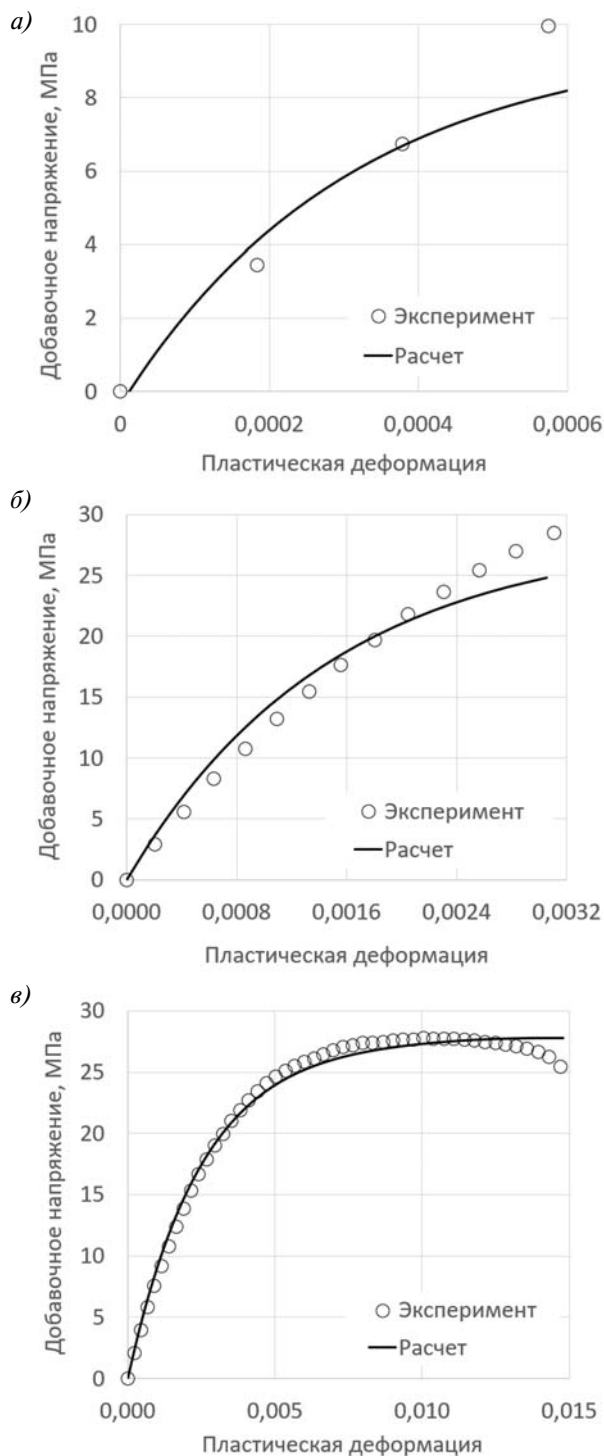


Рис. 6. Экспериментальные и расчетные кривые деформирования:
а — 20 °C; б — 150 °C; в — 250 °C

нием σ и величиной накопленной деформации ползучести ε_c , то есть существует функциональная зависимость:

$$\Phi(\dot{\varepsilon}_c, \sigma, \varepsilon_c, T) = 0. \quad (9)$$

Данное уравнение состояния, которое было сформулировано Людвигом и Надаи, а в работах Давенпорта получила название Strain Hardening

(такое же название используется в ANSYS), удобно представить в следующем виде:

$$\dot{\epsilon}_c = f_1(\sigma) \cdot f_2(\epsilon_c) \cdot f_3(T). \quad (10)$$

Функция $f_1(\sigma)$ может быть степенной, экспоненциальной или в виде гиперболического синуса, $f_2(\epsilon_c)$ всегда является степенной, а $f_3(T)$ — экспоненциальной в форме закона Аррениуса [11]. В среде ANSYS уравнение (10) выглядит следующим образом:

$$\dot{\epsilon}_c = C_1 \cdot \sigma^{C_2} \cdot \epsilon_c^{C_3} \cdot e^{-\frac{C_4}{T}}. \quad (11)$$

Для упрощения расчета коэффициентов исключим из (11) температурную составляющую, приняв $C_4 = 0$. Тогда остальные константы C_1 , C_2 и C_3 будут относиться к конкретной температуре. После разделения переменных получаем:

$$\int_0^{\epsilon_c} \frac{d\epsilon_c}{\epsilon_c^{C_3}} = \int_0^t C_1 \cdot \sigma^{C_2} dt, \quad (12)$$

$$\epsilon_c = [C_1(1 - C_3)]^{\frac{1}{1-C_3}} \cdot \sigma^{\frac{C_2}{1-C_3}} \cdot t^{\frac{1}{1-C_3}}. \quad (13)$$

Наклон кривых ползучести, построенных в логарифмических координатах, позволяет определить величину $1/(1 - C_3)$. После нахождения коэффициента C_3 для каждой кривой рассчитывается его среднее значение. Далее выбирается произвольное значение времени t' и строится в логарифмических координатах график зависимости деформации ползучести $\epsilon_c(t')$ от действующего напряжения. Тангенс угла наклона прямой равен степени $C_2/(1 - C_3)$, а отрезок, отсекаемый ею на оси ординат — $[C_1(1 - C_3)t']^{1/(1 - C_3)}$. Отсюда находят коэффициенты C_2 и C_1 соответственно. Вычисленные значения коэффициентов для разных температур представлены на рис. 7.

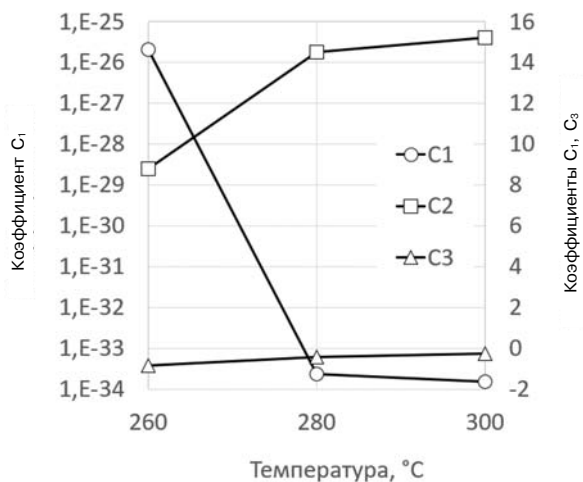


Рис. 7. Зависимость коэффициентов в модели ползучести от температуры

Численное моделирование процесса ползучести цилиндрического образца в ANSYS показало, что рассчитанные значения согласуются с результатами эксперимента (рис. 8). Существенное несовпадение

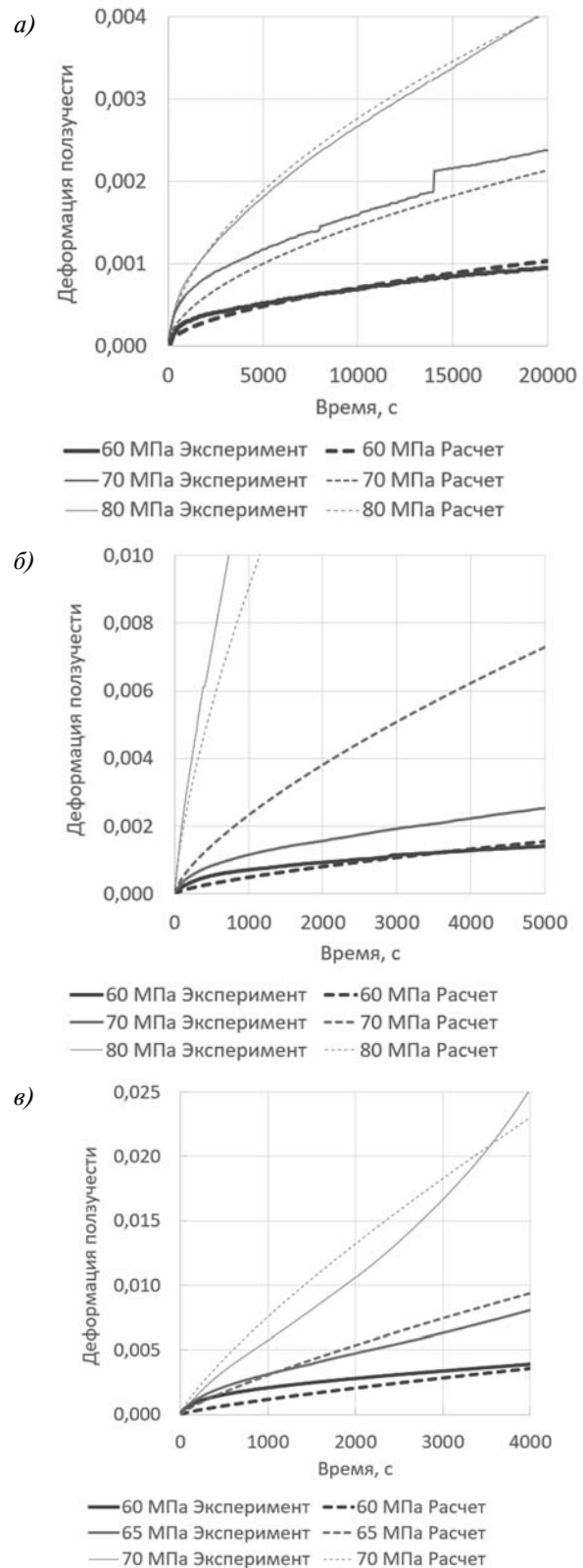


Рис. 8. Экспериментальные и расчетные кривые ползучести:

а — 260 °C; б — 280 °C; в — 300 °C

наблюдается лишь при температуре 280 °С и напряжении 70 МПа. Это связано с тем, что в действительности коэффициент C_2 остается постоянным только в определенном интервале изменения нагрузки. Следовательно, добиться лучшего совпадения результатов можно, приняв C_2 функцией напряжения.

Поскольку в кромке камеры сгорания поршня действуют термические напряжения сжатия, а деформация кромки ограничена окружающими ее более холодными зонами, в ней происходит процесс релаксации напряжений, при котором деформация ползучести ограничена величиной упругой составляющей, не превышающей 0,1–0,2 % [12, 13]. В связи с этим для удовлетворительного описания процесса релаксации необходима точная аппроксимация только начальных участков кривых ползучести [10].

Выводы. Уточнение методики расчета долговечности поршней возможно за счет более детального моделирования напряженно-деформированного состояния их наиболее критичных зон, таких как кромка камеры сгорания. Для этого необходимо использовать модели пластичности и ползучести материала.

В данной статье приведены основные уравнения, описывающие неупругие деформации материала, а также метод определения констант, входящих в эти зависимости. Для проверки адекватности моделей действительному деформированию силуминового сплава проведены численные эксперименты, которые показывают хорошую согласованность расчетных и экспериментальных данных.

Литература

1. KS Mono-Block Steel Pistons for Commercial Truck Applications. Официальный сайт компании Rheinmetall Automotive AG. URL: <https://www.rheinmetall-automotive.com> (дата обращения: 25.11.19).
2. Dornenburg F., Lades K., Kenningley S. New technique for increasing the high-temperature durability of aluminium pistons // MTZ. 2010. Vol. 71. P. 18–21.
3. Thermomechanical Design in the Automotive Industry / J.J. Thomas, L. Verger, A. Bignonnet et al. // SAE Technical Paper. 2002. № 2002-01-0659. P. 1–10.
4. Pistons and engine testing. MAHLE GmbH, ed., MTZ, 2012.
5. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести: учебник для вузов / Н.Н. Малинин. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1975. 398 с.
6. Cyclic Behavior of an Al-Si-Cu Alloy under Thermo-Mechanical Loading / J. Mao, C. Engler-Pinto, X. Su et al. // SAE International Journal of Materials and Manufacturing. 2014. Vol. 7. Issue 3. P. 1–8.
7. Armstrong P.J., Frederick C.O. A Mathematical Representation of the Multiaxial Bauschinger Effect // Materials at High Temperatures. 2007. Vol. 24. No 1. P. 1–26.
8. Chaboche J.L. Constitutive Equations for Cyclic Plasticity and Cyclic Viscoplasticity // International Journal of Plasticity. 1989. Vol. 5. P. 247–302.
9. Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications. Release 12.0. ANSYS Inc. 2009. 1190 p.
10. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. М.: Наука, 1966. 752 с.
11. Manson S.S., Halford G.R. Fatigue and Durability of Metals at High Temperatures. Materials Park, Ohio: ASM International, 2009. 278 p.
12. Белов В.П. Расчетно-экспериментальная оценка термостойкости поршней форсированных автомобильных и тракторных двигателей: дис. ... канд. техн. наук. М., 1986. 251 с.
13. Thermal Fatigue Analysis of Automotive Diesel Piston: Experimental Procedure and Numerical Protocol / F. Szymka, M. Salem, F. Rezai-Aria, [et al.] // International Journal of Fatigue. 2015. Vol. 73. P. 48–57.
14. Мягков Л.Л., Сивачев С.М., Стрижов Е.Е., Чирский С.П. Топологическая оптимизация поршня высокофорсированного дизеля // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 3–10.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕАЛИЗАЦИИ МНОГОРАЗОВОГО ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ

Э.А. Савастенко, к.т.н., ст. преподаватель; А.А. Савастенко, к.т.н., доцент
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет
В.А. Марков д.т.н., профессор, зав. кафедрой
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Актуальными проблемами современного двигателестроения являются необходимость дальнейшего улучшения топливной экономичности и экологических показателей дизелей. К эффективным технологиям улучшения этих показателей можно отнести применение многоразового впрыскивания топлива в камеру сгорания дизельного двигателя. Приведены результаты экспериментальных и расчетных исследований влияния многоразового впрыскивания топлива на улучшение экономических и экологических показателей дизельного двигателя, а также снижение уровня шума.

Введение

Среди показателей, характеризующих работу двигателей внутреннего сгорания (ДВС) приоритетными являются топливная экономичность и токсичность отработавших газов (ОГ) [1, 2]. Необходимость снижения расхода топлива обусловлена истощением мировых запасов нефти и повышением цен на нефтепродукты [3, 4]. Требования к уровню выбросов вредных веществ устанавливаются законодательно и определяют саму возможность допуска двигателя к эксплуатации. Действующие в настоящее время ограничения на выбросы вредных веществ с ОГ распространяются на следующие токсичные компоненты: оксиды азота NO_x , монооксид углерода CO , легкие несгоревшие углеводороды CH_x , твердые частицы [2, 3].

Наиболее простым и эффективным средством воздействия на рабочий процесс дизеля с целью улучшения его экологических показателей является совершенствование процесса топливоподачи [1, 5, 6]. Именно процессы топливоподачи, распыливания топлива и смесеобразования определяют характер протекания процесса сгорания и, как следствие, показатели токсичности ОГ. Одно из условий достижения требуемых экологических показателей дизелей — повышение давления впрыскивания топлива, позволяющее повысить качество распыливания топлива [7–9]. Необходимо реализовать управление фазами топливоподачи

(в частности, углом опережения впрыскивания топлива — УОВТ), а также законом подачи топлива (включая реализацию многоразового впрыскивания). Для достижения требуемых показателей дизелей необходимо обеспечить высокую гибкость и высокое качество управления топливоподачей во всем диапазоне рабочих режимов дизеля [5, 7]. Возможности управления топливоподачей значительно расширяются при применении электронных и микропроцессорных средств управления, а также при использовании топливных систем, обеспечивающих высокие давления впрыскивания и независимые от режима работы двигателя характеристики впрыскивания и распыливания топлива [10, 11]. Наиболее перспективными в этом отношении являются получившие широкое распространение аккумуляторные системы топливоподачи типа common-rail (CR), которые обеспечивают высокое и регулируемое давление впрыскивания, управление характеристикой впрыскивания в сочетании с компактностью и удобством компоновки на двигателе [7, 8, 12, 13]. Принципиальная схема аккумуляторной топливной системы типа CR представлена на рис. 1. Эти системы серийно выпускаются ведущими зарубежными фирмами — «Robert Bosch» и «Siemens» (Германия), «Zexel» и «Nippon Denso» (Япония) и фирмой «Delphi Diesel Systems», входящей в международный концерн «Delphi» [7, 14]. Эта фирма является поставщиком систем DCR (Delphi Common Rail) для дизелей фирм «Renault/Nissan», PSA, «Hyundai/Kia», «Ford» и др. В настоящее время разработкой систем типа CR занимаются все ведущие мировые двигателестроительные фирмы. Совершенствование этих систем — наиболее динамично развивающееся направление в двигателестроении.

Серийные аккумуляторные топливные системы типа CR при общих подходах к принципам управления топливоподачей и близких параметрах топливоподачи различаются, главным образом, по конструктивному исполнению и принципам работы ТНВД и форсунок с электроприводными управляющими клапанами [14–17]. При разработ-

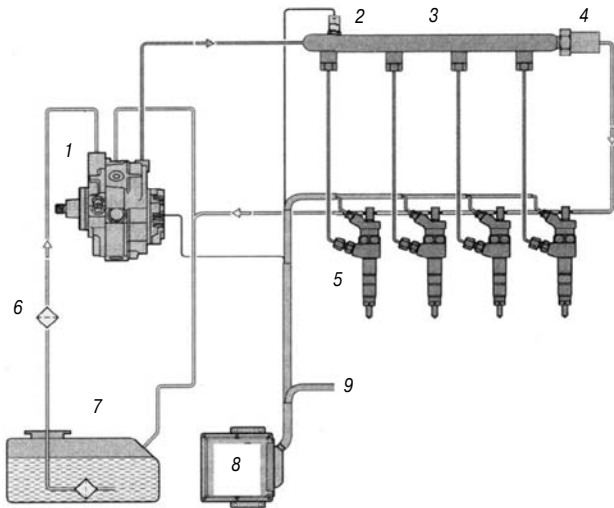


Рис. 1. Принципиальная схема аккумуляторной системы типа CR:

1 — топливный насос высокого давления (ТНВД); 2 — датчик высокого давления; 3 — топливный аккумулятор; 4 — клапан предельного давления в аккумуляторе; 5 — форсунки; 6 — топливный фильтр тонкой очистки; 7 — топливный бак; 8 — электронный блок управления (ЭБУ); 9 — датчики режимных параметров

ке и совершенствовании систем типа CR необходимо определить целесообразные характеристики впрыскивания.

Характеристика впрыскивания — заданный закон подачи топлива через форсунку по времени $Q_{\phi} = f(t)$ или по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) $Q_{\phi} = f(\phi)$ предопределяет характер протекания процесса сгорания. Жесткость процесса сгорания (динамика цикла) зависит от протекания начальной фазы закона подачи топлива и периода задержки воспламенения (ПЗВ). Продолжительность впрыскивания оказывает сильное влияние не только на динамику процесса сгорания, но и на его эффективность, т. е. на показатели топливной экономичности и токсичности ОГ.

В транспортных дизелях, оснащенных топливными системами типа CR, реализуются различные законы подачи топлива: треугольный, прямоугольный, трапециевидный, двухстадийное (двухразовое) и многоразовое впрыскивание [5, 7]. Для каждого режима работы дизеля существует оптимальный процесс топливоподачи.

Многоразовое впрыскивание топлива как средство улучшения экономических и экологических показателей дизелей

Организация двухразового впрыскивания в транспортных дизелях стала доступной за счет подачи двух отдельных управляющих импульсов, вследствие чего оно нашло применение в первых же промышленных образцах системы типа CR [9, 15]. Реализация двухразового впрыскивания позволяет обеспечить более мягкое и эффективное сгорание топлива, снизить шумность работы

двигателя и выбросы оксидов азота NO_x . В дизеле JTD Alfa Romeo 156 [18] двухразовое впрыскивание позволило снизить шумность работы дизеля на 3–8 дБ, обеспечить снижение эмиссии всех нормируемых вредных веществ с ОГ. Этот результат достигнут за счет тщательной оптимизации параметров впрыскивания на каждом режиме работы, включая давление топлива в аккумуляторе системы CR, дозы и фазы (УОВТ) запальной и основной порций топлива.

Перспективным с точки зрения снижения вредных выбросов дизеля представляется организация многоразовой подачи топлива. Она реализуется во многих современных транспортных дизелях. В автомобилях фирмы «Fiat» используется аккумуляторная топливная система common rail — типа CR Multijet, позволяющая в зависимости от режима работы дизеля изменять количество впрысков топлива от 10 до 15 за цикл. Принципиальное отличие метода управления топливоподачей в этой системе от электроимпульсного управления состоит в дискретности его гидравлической части. Из множества реализуемых на тактах сжатия–расширения впрыскиваний каждое управляется индивидуально и заканчивается посадкой иглы. Это позволяет сформировать единую универсальную программу управления каждым впрыскиванием, повысить стабильность осуществления задаваемой характеристики подачи топлива [19].

Приведенные в работе [20] экспериментальные данные по дизелю OM611 фирмы «Mercedes-Benz» с системой топливоподачи типа common-rail (давление в аккумуляторе $p_{\text{акк}} = 80$ МПа) и цилиндровой мощностью $N_{\text{е цил}} = 30\text{--}50$ кВт показывают, что запальная порция топлива должна быть весьма малой во избежание ухудшения топливной экономичности и увеличения выбросов сажи (твердых частиц). Обеспечение минимальной устойчивой подачи топлива — важная проблема при реализации двухразового впрыскивания. Достигнутый на сегодняшний день объем этой подачи составляет 1–3 мм³. Такие небольшие объемы подачи запального топлива могут быть обеспечены путем форсирования командного импульса в электроприводе форсунки или использования пьезопривода клапана форсунки.

В ряде случаев вместо двухразового впрыскивания целесообразна реализация многоразового впрыскивания. Например, для разогрева каталитического восстановительного нейтрализатора (DENOX) на режимах с малыми нагрузками необходимо предусмотреть возможность дополнительного впрыскивания через 90–200 град поворота коленчатого вала (ПКВ) после основной подачи. Доза дополнительного впрыскивания обычно составляет около 2 % от основной дозы

топлива [21]. Проблема заключается в необходимости подачи малой дозы топлива после основного впрыскивания (эта порция даже меньше по объему запальной порции).

Проведенный анализ показал, что для ускорения разработки и постановки на производство отечественных аккумуляторных топливных систем для автомобильных дизелей необходим тщательный анализ конструктивных особенностей и рабочего процесса серийно выпускаемых зарубежных аккумуляторных систем типа CR, который практически невозможен без проведения обширных экспериментальных исследований дизеля. Целями настоящего исследования является анализ возможностей реализации характеристик многоразового впрыска топлива в транспортном дизеле и оценка влияния этих характеристик на показатели топливной экономичности двигателя, токсичности ОГ, шумности его работы.

Экспериментальная установка для исследования дизеля с системой топливоподачи типа common-rail

При проведении экспериментальных исследований была выполнена оценка степени влияния характеристик многоразового впрыска и его параметров (время управляющего напряжения, характеризующее подачу топлива, время задержки между впрысками и др.) на показатели двигателя. Испытания проводились на моторном стенде с одноцилиндровым отсеком четырехцилиндрового дизельного двигателя серии K9K фирмы «Renault» (Франция). Это семейство рядных четырехцилиндровых дизелей с рабочим объемом iV_h около 1,4 л, устанавливается на такие модели автомобилей,

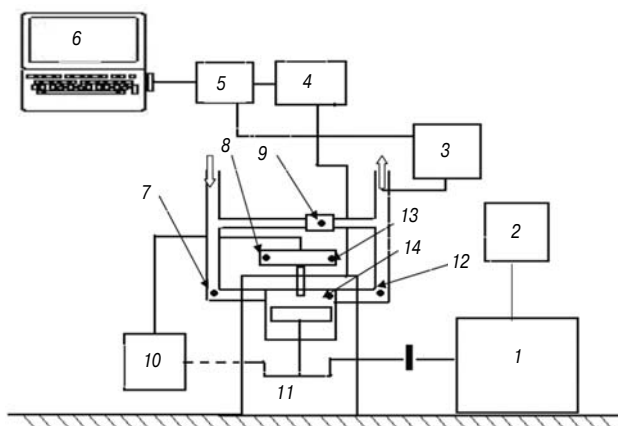


Рис. 2. Схема моторного стенда и его оборудования:
1 — генератор; 2 — пульт управления стендом; 3 — газоанализатор Bosch ESA3.250; 4 — ЭБУ с платой ЕТК (позволяющей считывать данные в реальном времени, а также изменять определенные параметры); 5 — интерфейс ЕТК типа ES1000; 6 — ЭВМ; 7 — датчики температуры и давления воздуха; 8 — датчик давления топлива в аккумуляторе; 9 — датчик положения клапана EGR (клапан рециркуляции ОГ); 10 — ТНВД; 11 — ДВС; 12 — датчики температуры и давления ОГ; 13 — клапан ограничения давления в аккумуляторе; 14 — пьезоэлектрический датчик давления в КС

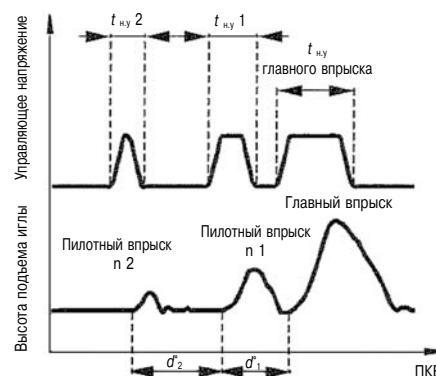


Рис. 3. Характеристика многоразового впрыска:

$t_{y,n}$, $t_{y,n1}$ и $t_{y,n2}$ — время управляющего напряжения основного впрыска и пилотных впрысков № 1 и 2; d'_1 — задержка между «пилотным» впрыском № 1 и основным (главным) впрыском; d'_2 — задержка между «пилотными» впрысками № 2 и № 1

как Renault Logan и др. Дизель выполнен с неразделенной камерой сгорания (КС) и аккумуляторной топливной системой типа CR. Исследования проводены на оборудовании компании «Bosch Engineering Group» (г. Абытатт, Германия). Схема моторного стенда и его оборудования приведены на рис. 2.

Испытания двигателя были проведены на стационарных режимах с различной мощностью при частоте вращения коленчатого вала 2000 об/мин. Эксперименты проводились с различными характеристиками топливоподачи — с разными задержками между пилотным впрыском № 1 и основным впрыском (d'_1), между пилотными впрысками № 2 и № 1 (d'_2) и с разной длительностью управляющего напряжения ($t_{y,n}$) (рис. 3). Показатели исследуемого дизеля с заводскими регулировками приведены в табл. 1.

Таблица 1

Показатели дизеля с заводскими регулировками

Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч)	Выбросы токсичных компонентов, г/(кВт·ч)				Шум, дБ
	Оксиды азота NO_x	Монооксид углерода CO	Углеводороды CH_x	Сажа C	
305,0	1,5	4,8	0,71	0,72	84,9

Экспериментальные исследования дизеля с системой топливоподачи типа common-rail, реализующей двухразовое впрыскивание топлива

На первом этапе испытаний проведены исследования влияния характеристик двухразового впрыска топлива на показатели топливной экономичности, токсичности ОГ и шумности работы дизеля. При этом изменялись время управляющего напряжения основного впрыска $t_{y,n}$ (определяет подачу топлива и нагрузочный режим работы двигателя) и задержка d'_1 между пилотным впрыском № 1 и основным. Результаты исследований представлены на рис. 4.

Как следует из рис. 4, оптимальной задержкой между пилотным впрыском № 1 и основным является $d_1 = 6^\circ \text{ПКВ}$. При такой настройке отмечено снижение эмиссии сажи, углеводородов, удельного эффективного расхода топлива. Вместе с тем результаты испытаний показали и нежелательные эффекты — отмечено увеличение эмиссии оксидов азота и шумности работы двигателя. Для предотвращения этих эффектов были изменены давление и угол впрыска основной порции топлива. При проведении следующего этапа испытаний давление топлива в аккумуляторе было повышено с 550 до 675 бар. Угол начала основного впрыска варьировался от $3,5$ до $1,5^\circ \text{ПКВ}$ после ВМТ. Результаты этих испытаний показали, что наилучшие показатели дизеля

получены при давлении впрыска $p_{\text{акк}} = 675$ бар, задержке между пилотным впрыском № 1 и основным впрыском, равной $d_1 = 6^\circ \text{ПКВ}$ и началом основного впрыска — $3,5^\circ \text{ПКВ}$ после ВМТ. Анализ результатов испытаний, проведенных с измененными давлением и углом впрыска основной порции топлива, показал, что это не привело к заметному улучшению показателей дизеля. Выбросы CO и CH_x изменились незначительно, а выбросы NO_x и шумность работы даже возросли. Поскольку полученные показатели по NO_x превышают значения, соответствующие заводским регулировкам, степень рециркуляции ОГ была повышена на 8 % (до 24 %). Результаты испытаний дизеля с повышенной степенью рециркуляции ОГ показаны на рис. 5. Из этих

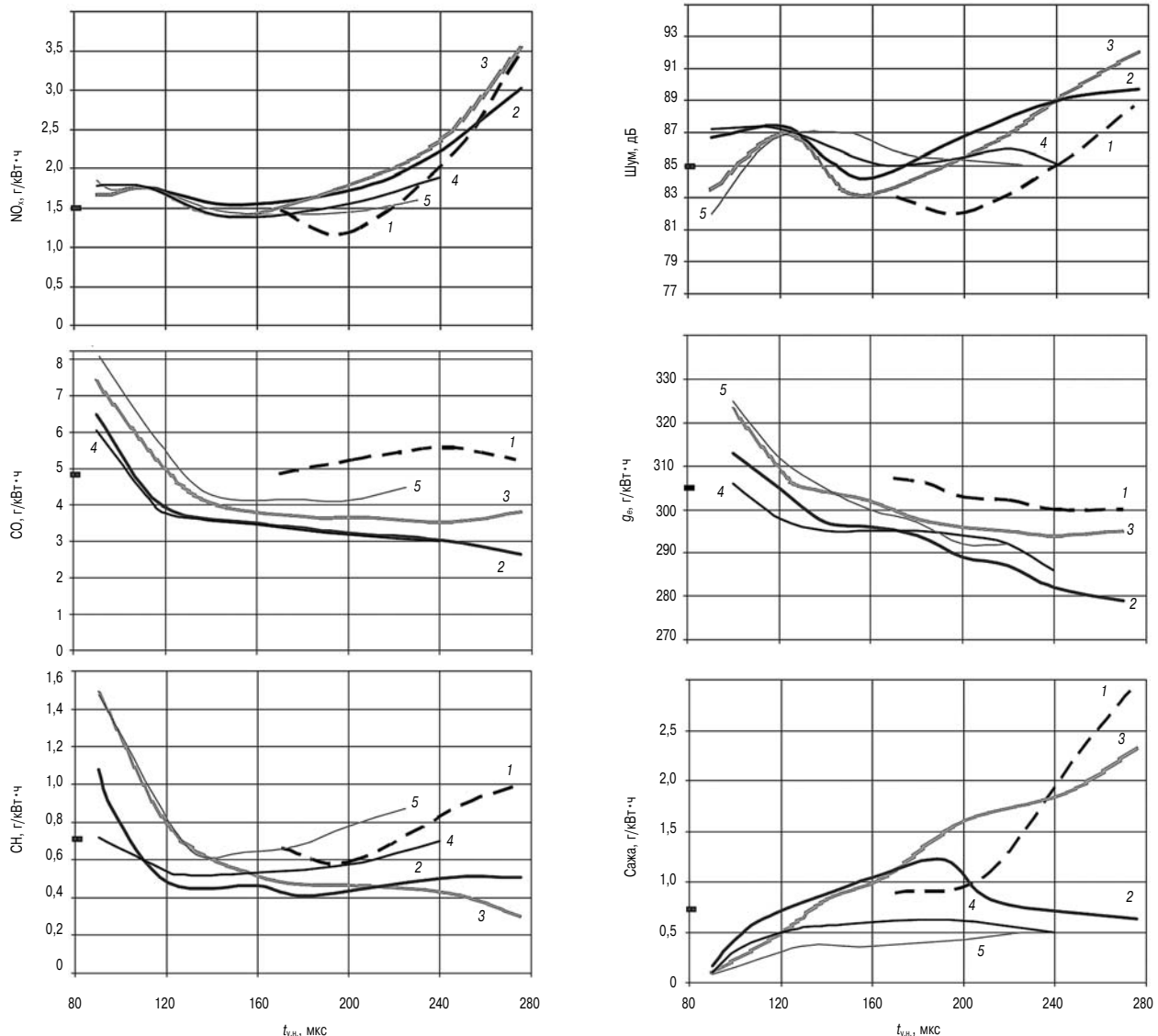


Рис. 4. Влияние времени управляющего напряжения основного впрыска $t_{y,n}$ и задержки d_1 между пилотным впрыском № 1 и основным впрыском на экологические и экономические показатели дизеля (при начале основного впрыска $3,5^\circ \text{ПКВ}$ после ВМТ) при задержке d_1 , равной $[^\circ \text{ПКВ}]$:

1 — 30; 2 — 16; 3 — 8; 4 — 6; 5 — 4 (заводские настройки $d_1 = 30^\circ \text{ПКВ}$, давление топлива в аккумуляторе $p_{\text{акк}} = 550$ бар, время $t_{y,n} = 85$ мкс; прямоугольником показаны параметры дизеля при заводских настройках)

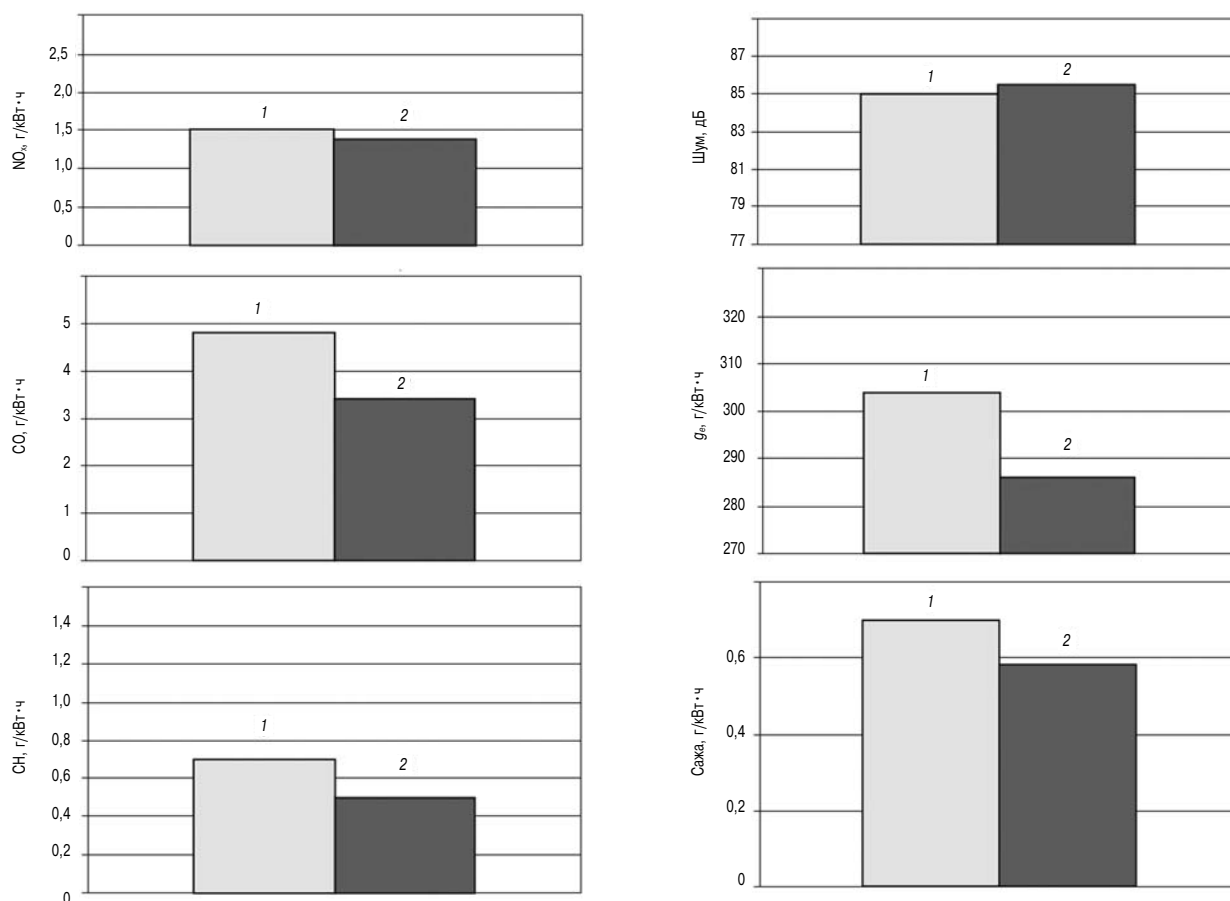


Рис. 5. Эффект от реализации пилотного впрыска № 1 с задержкой $d_1 = 6^\circ \text{ПКВ}$ (угол основного впрыска равен $3,5^\circ \text{ПКВ}$ после ВМТ):

1 — заводские настройки — задержка пилотного впрыска $d_1 = 30^\circ \text{ПКВ}$, давление впрыска $p_{\text{акк}} = 550$ бар; 2 — оптимизированные настройки — задержка пилотного впрыска $d_1 = 6^\circ \text{ПКВ}$, давление впрыска $p_{\text{акк}} = 675$ бар, степень рециркуляции ОГ 24 %

результатов следует, что выбросы NO_x уменьшились. Кроме того, отмечено снижение выбросов сажи, монооксида углерода CO , несгоревших углеводородов CH_x , а также удельного эффективного расхода топлива g_e . Однако наблюдалось повышение шумности работы, что свидетельствует о повышенной жесткости процесса сгорания.

Таким образом, были подобраны оптимальные настройки характеристики впрыскивания (рис. 6).

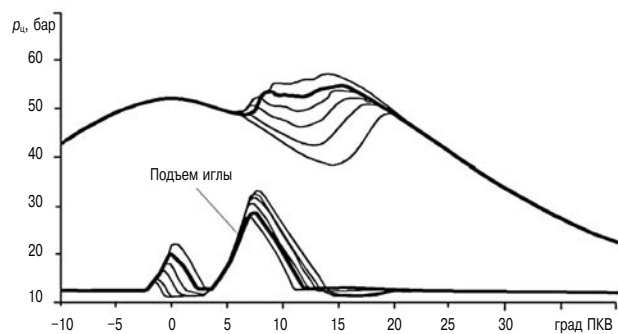


Рис. 6. Характеристики подъема иглы форсунки и давления в цилиндре (задержка между пилотным и основным впрыском $d_1 = 6^\circ \text{ПКВ}$, давление топлива в аккумуляторе $p_{\text{акк}} = 675$ бар, начало основного впрыска $3,5^\circ \text{ПКВ}$ после ВМТ)

Наиболее предпочтительной является показанная на рис. 6 жирной линией зависимость высоты

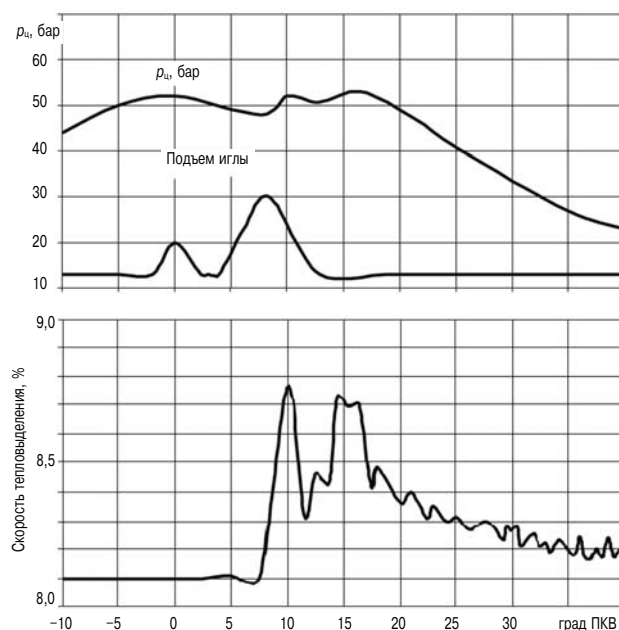


Рис. 7. Характеристики подъема иглы форсунки, скорости тепловыделения, давления в цилиндре

подъема иглы форсунки и давления в цилиндре дизеля от угла поворота коленчатого вала. Характеристика давления в цилиндре получилась максимально пологой, без резких колебаний давления.

На рис. 7 показаны характеристики высоты подъема иглы форсунки и скорости тепловыделения от угла поворота коленчатого вала при реализации оптимизированной характеристики изменения давления в цилиндре дизеля. На графике изменения скорости тепловыделения прослеживаются два пика, характеризующие пилотный и основной впрыски.

Экспериментальные исследования дизеля с системой топливopодaчки типа common-rail, реализующей многоpазовое впрыскивание топлива

Для оценки преимуществ реализации характеристики с несколькими пилотными впрысками были проведены эксперименты по выполнению

второго пилотного впрыска по отношению к основному. При этом изменялись следующие параметры характеристики впрыскивания: задержки d_1 и d_2 между впрысками, время управляющего напряжения на форсунке $t_{y,н}$, характеризующее подачу топлива (см. рис. 3). При этом настройки первого «пилотного» впрыска (задержка основного впрыска относительно первого пилотного впрыска) осталась прежней. Реализация второго пилотного впрыска с сохраненными настройками первого осуществлялась со следующими задержками между вторым и первым пилотными впрысками: 30, 15, 5 и 3 °ПКВ. Результаты этих экспериментов представлены на рис. 8.

Анализ результатов испытаний показал, что оптимальным временем задержки для второго пилотного впрыска относительно первого является $d_2 = 5$ °ПКВ. При оптимальной задержке d_2 наблюдалась наименьшая эмиссия сажи. Также

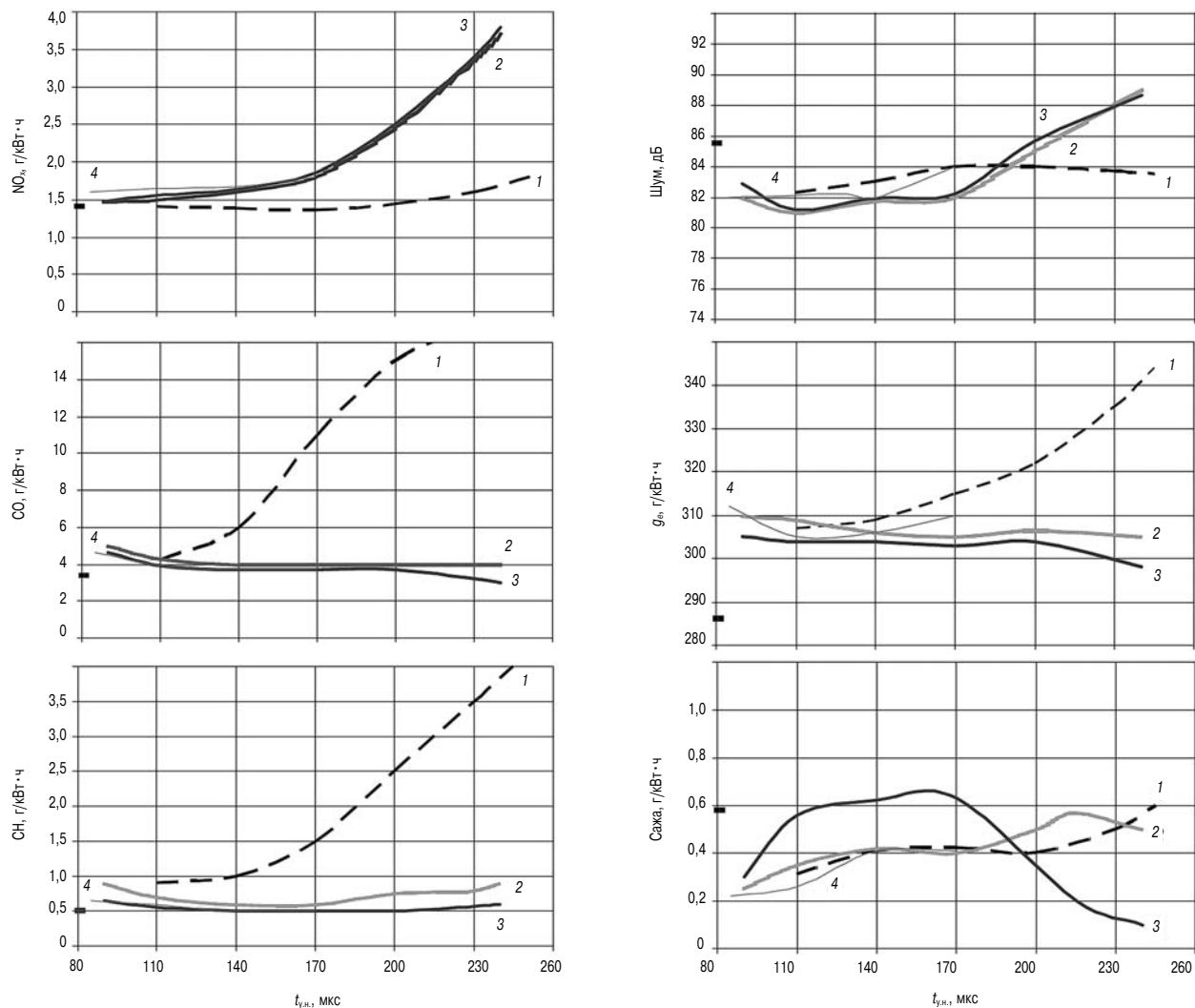


Рис. 8. Влияние времени задержки d_2 между «пилотными» впрысками № 2 и 1, а также времени управляющего сигнала ($t_{y,н}$) на экологические и экономические показатели дизеля (при задержке между первым пилотным и основным впрысками, равной 6 °ПКВ, давлении топлива в аккумуляторе $p_{акк} = 675$ бар); задержка времени d_2 между «пилотными» впрысками № 2 и 1 равна [°ПКВ]: 1 – 30; 2 – 15; 3 – 5; 4 – 3

снизились шумность работы и удельный эффективный расход топлива. Но при этом увеличились эмиссии оксидов азота и монооксида углерода.

Несмотря на повышенные выбросы NO_x эта задержка является наиболее целесообразной. Снижение эмиссии NO_x возможно двумя путями — сокращением задержки между первым пилотным и основным впрысками или подбором оптимального распределения топлива между этими впрысками. Первый путь представляется более целесообразным. Исходя из этого было принято решение уменьшить время задержки d_1 между первым пилотным и основным впрысками на 2°ПКВ , причем задержка d_2 между пилотными впрысками № 2 и 1 осталась неизменной и равной 5°ПКВ до ВМТ. Результаты этих испытаний, представленные на рис. 9 показывают, что изменение задержки первого пилотного впрыска

к основному дало положительные результаты вследствие более пологой характеристики давления в цилиндре (рис. 10), при которой не наблюдается резких изменений давления (скорость нарастания давления сократилась). В результате снизились выбросы NO_x и шумность работы двигателя. Вместе с тем сокращение задержки d_1 повлияло на другие показатели дизеля: отмечено заметное увеличение выбросов сажи и углеводородов. Выброс монооксида углерода CO и удельный эффективный расход топлива g_e увеличились незначительно.

При исследовании двухразового впрыскивания было отмечено, что повышение давления в топливном аккумуляторе повлияло на выбросы сажи и углеводородов. Дисперсность распыла топлива была улучшена, что благоприятно сказалось на полноте сгорания топлива, результатом чего стало снижение выбросов сажи и CH_x . Такая же

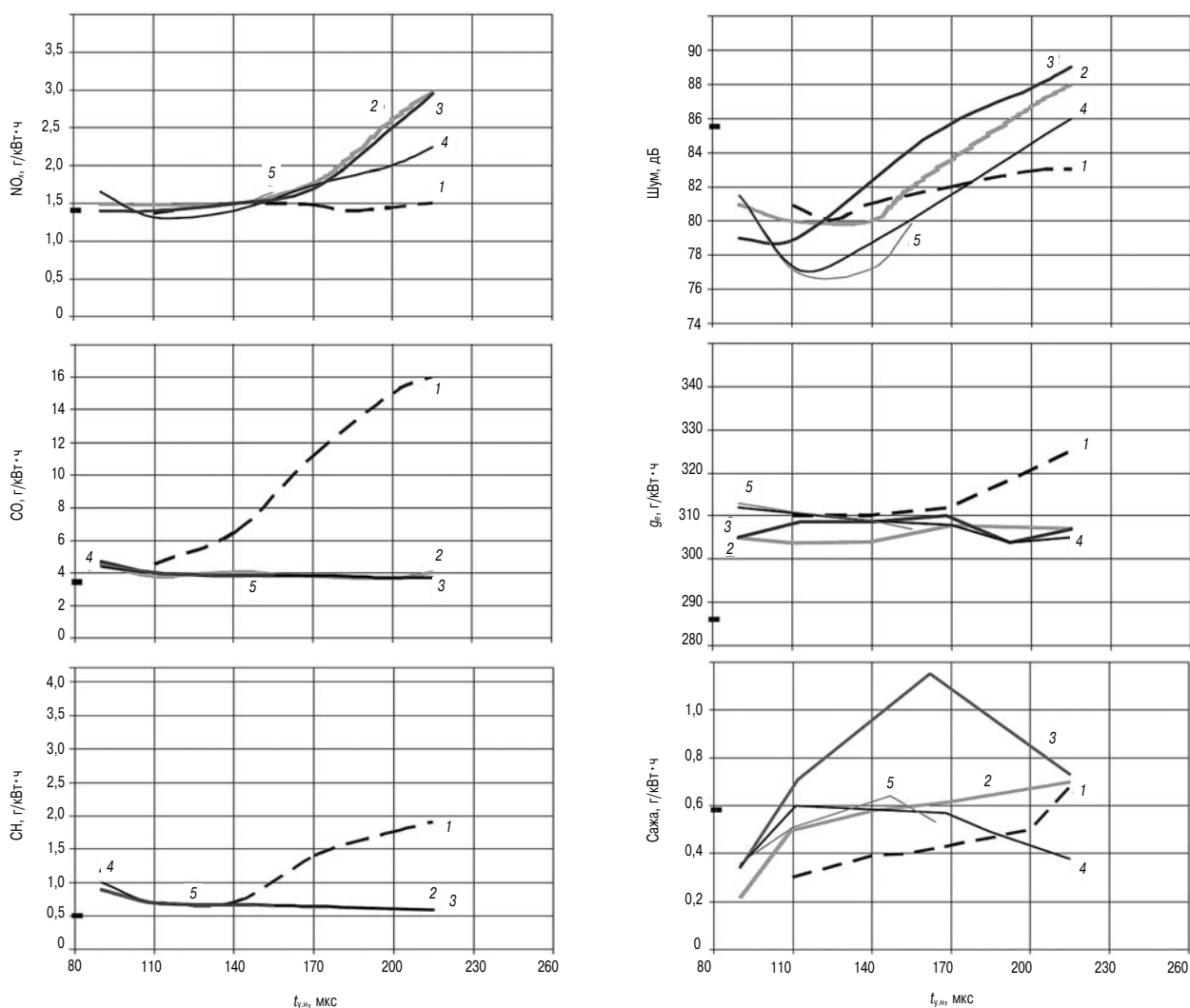


Рис. 9. Влияние задержки времени между пилотными впрысками № 2 и 1 и времени управляющего сигнала $t_{y,1}$ на экологические и экономические показатели дизеля (при задержке d_1 между первым пилотным и основным впрысками, равным 4°ПКВ , давлением топлива в аккумуляторе $p_{\text{акк}} = 675 \text{ бар}$); задержка времени между пилотными впрысками № 2 и 1 [$^\circ \text{ПКВ}$]: 1 — 30; 2 — 15; 3 — 8; 4 — 5; 5 — 3

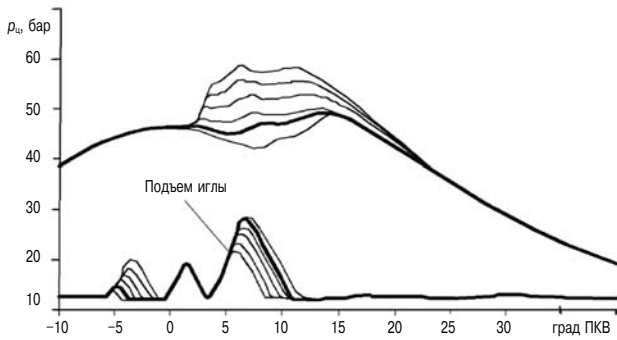


Рис. 10. Характеристики подъема иглы форсунки и давления в цилиндре дизеля при реализации пилотного впрыска № 2

стратегия применена и в случае многократного впрыскивания — давление впрыска повышено до 800 бар. После этого базовое время управляющего сигнала $t_{y,n}$ было снижено с 85 до 70 мкс с целью сохранения неизменной подачи топлива.

Результаты этих экспериментов представлены на рис. 11.

Анализ рис. 11 показывает, что оптимальными являются следующие параметры: задержка между пилотными впрысками $d^{\circ}_2 = 5^{\circ}$ ПКВ; давление впрыска $p_{акк} = 800$ бар и базовое время управляющего напряжения $t_{y,n} = 70$ мкс. При этих параметрах снизились выбросы сажи и углеводородов. Как следует из рис. 12, характеристика давления в цилиндре стала более полой, без резких нарастаний и снижения давления. Однако выбросы оксидов азота NO_x возросли и превысили начальный (заводской) показатель, равный $1,6$ г/(кВт·ч), что объясняется возросшим давлением впрыска и, как следствие, большими температурами в КС. Снижение выброса оксидов азота NO_x можно обеспечить путем организации рециркуляции ОГ как наиболее эффективного способа снижения температур цикла. Как показа-

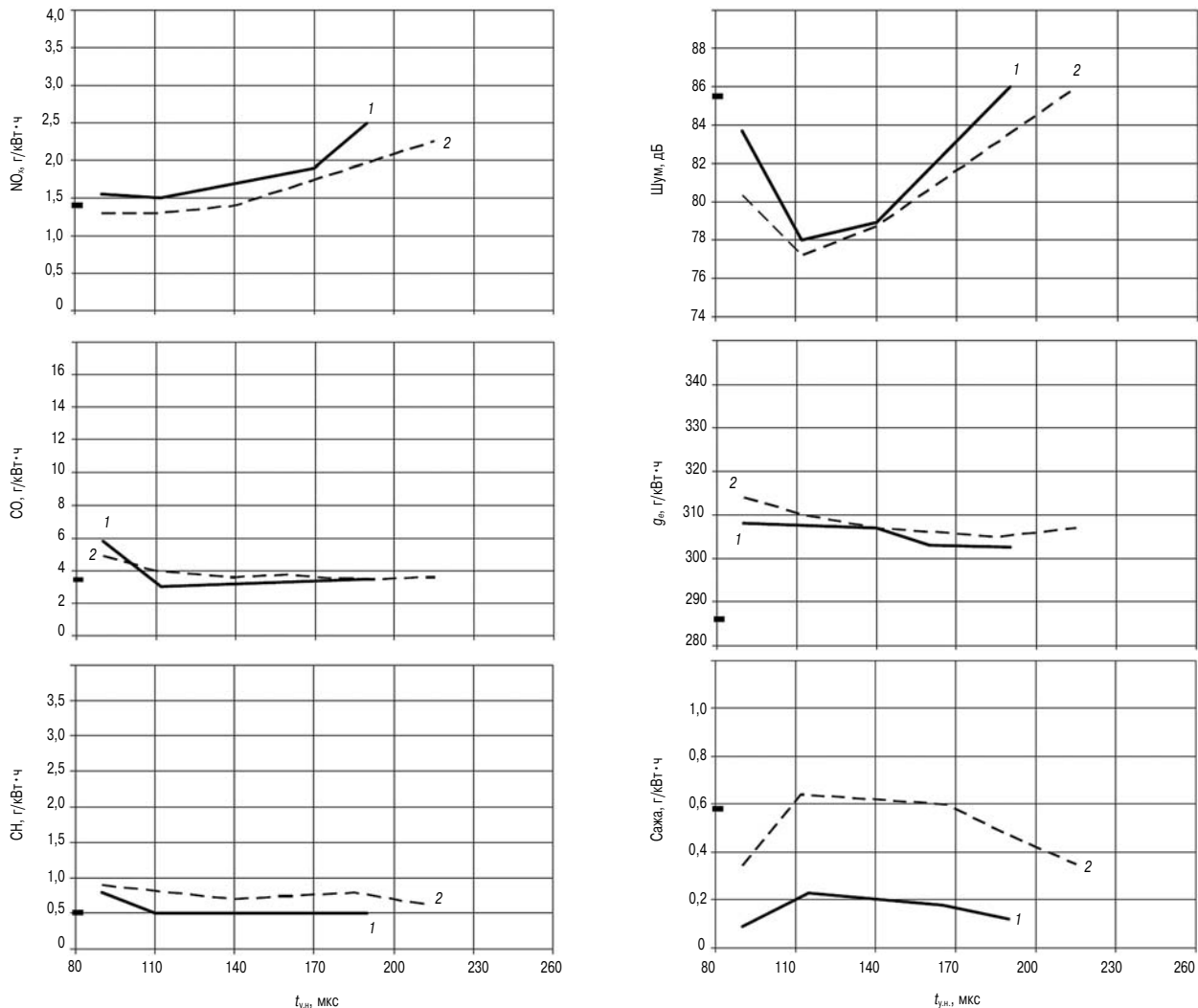


Рис. 11. Влияние давления впрыска $p_{акк}$ и времени управляющего сигнала $t_{y,n}$ на экологические и экономические показатели дизеля (при задержке между первым пилотным и основным впрыском $d^{\circ}_1 = 4^{\circ}$ ПКВ; при задержке между пилотными впрысками $d^{\circ}_2 = 5^{\circ}$ ПКВ):

1 — давление впрыска $p_{акк} = 675$ бар, $t_{y,n} = 85$ мкс; 2 — давлению впрыска $p_{акк} = 800$ бар, $t_{y,n} = 70$ мкс

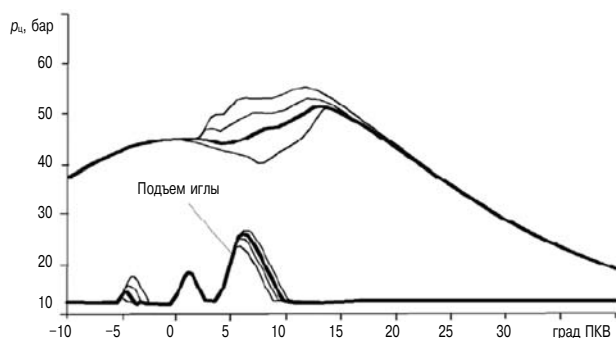


Рис. 12. Характеристики подъема иглы форсунки и давления в цилиндре от угла поворота коленчатого вала (задержка между пилотными впрысками № 2 и 1 равна $d_2 = 5^\circ$ ПКВ, задержка между первым пилотным впрыском и основным впрыском $d_1 = 4^\circ$ ПКВ, давление впрыска $p_{акк} = 800$ бар, базовое время управляющего напряжения $t_{y.n} = 70$ мкс)

ли проведенные исследования, степень рециркуляции ОГ, равная 24 %, позволила сократить выбросы NO_x до уровня исходных заводских значений. Показатели дизеля при реализации ука-

занной оптимизированной характеристики представлены на рис. 13.

Представленные на рис. 14 зависимости подъема иглы и скорости тепловыделения от угла поворота коленчатого вала показывает, что эти характеристики стремятся к треугольной форме. Такая характеристика подъема иглы близка к его оптимальному закону. Характеристика тепловыделения свидетельствует о том, что процесс сгорания не растянут во времени. В то же время не наблюдается резких скачков давления, что является основным фактором, влияющим на жесткость процесса сгорания и шумность работы дизеля.

Заключение

Полученные результаты экспериментальных исследований сводятся к следующим основным выводам.

1. Применение многоразового впрыскивания в дизеле, оснащенный системой топливоподачи типа CR, улучшает показатели эмиссии вредных веществ с ОГ за счет улучшения качества процесса

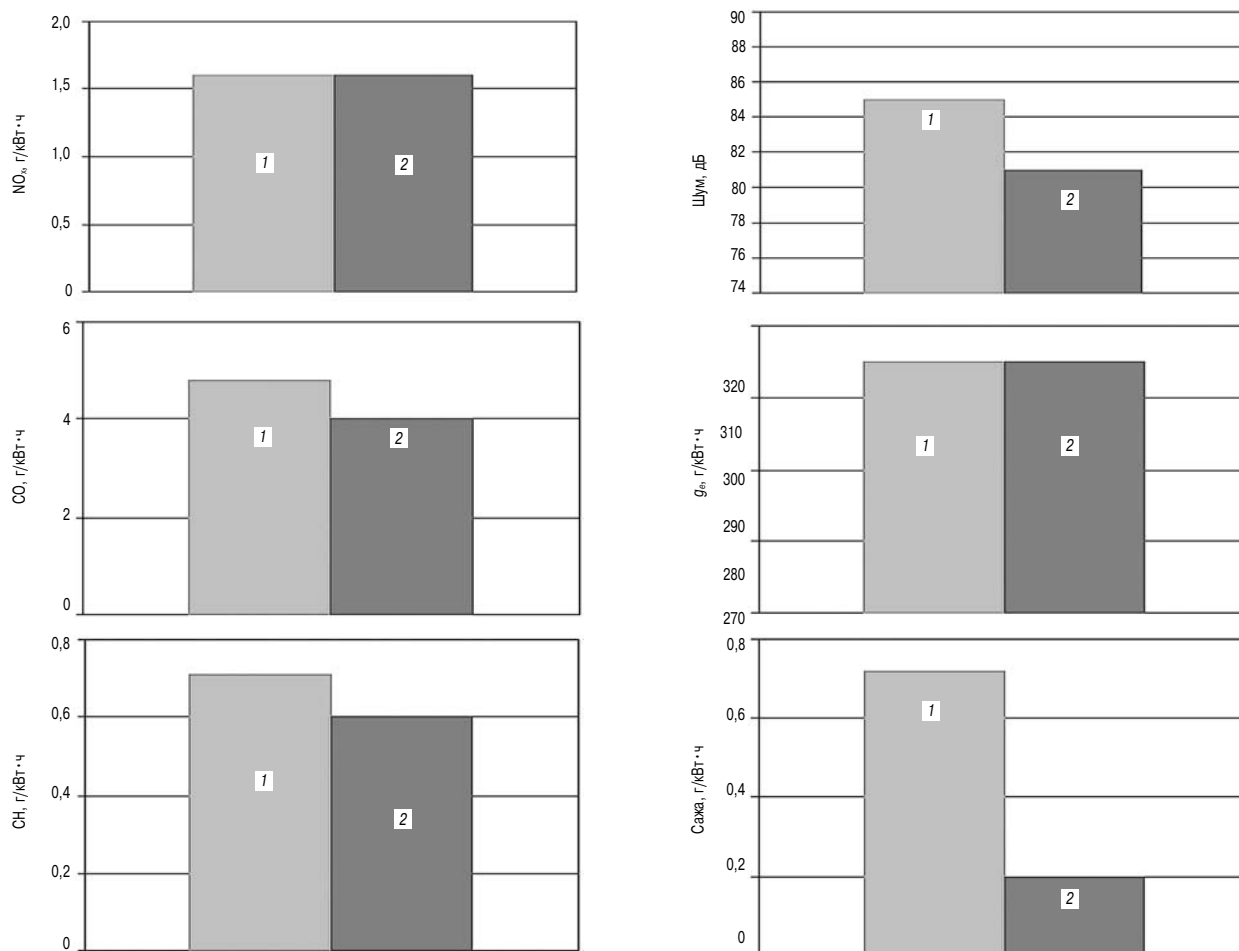


Рис. 13. Результаты применения двух пилотных впрысков:

1 — заводские настройки ($d_1 = 30^\circ$ ПКВ, давление впрыска $p_{акк} = 550$ бар); 2 — два пилотных впрыска, задержка между первым пилотным впрыском и основным впрыском $d_1 = 4^\circ$ ПКВ.; задержка между пилотными впрысками $d_2 = 5^\circ$ ПКВ, давление впрыска $p_{акк} = 800$ бар, базовое время $t_{y.n} = 70$ мкс

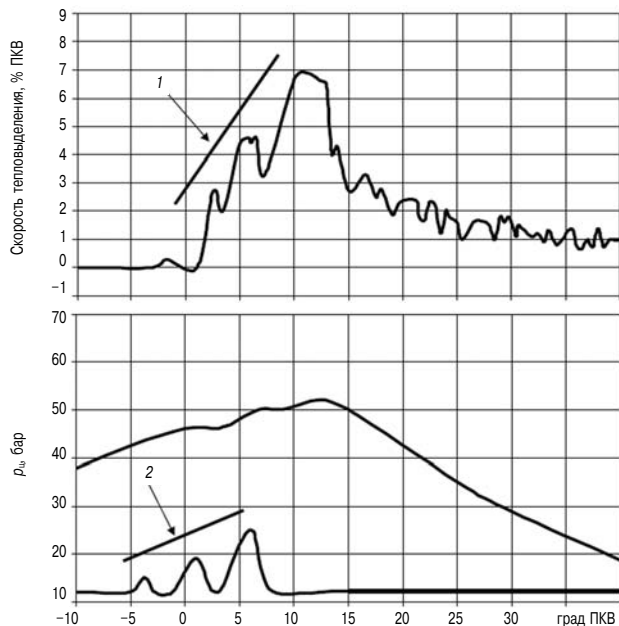


Рис. 14. Тепловыделение, давление в цилиндре и высота подъема иглы в дизеле с оптимальными настройками системы топливоподачи:

1 — характеристика тепловыделения, стремится к форме треугольника; 2 — характеристика подъема иглы форсунки стремится к форме треугольника

смесеобразования и, как следствие, более благоприятной характеристики тепловыделения.

2. Повышение давления в топливном аккумуляторе системы типа CR приводит к уменьшению образования сажи и несгоревших углеводородов. Это позволяет уменьшить задержки между впрысками, что дает возможность получить характеристики тепловыделения и давления в цилиндре более пологими. Однако при этом возрастают выбросы оксидов азота и шумность работы двигателя.

3. Экспериментальные исследования показали, что задержки между впрысками оказывают значительное влияние на экологические показатели двигателя. При испытаниях дизеля были определены значения этих задержек, обеспечивающие минимальные выбросы вредных веществ с ОГ.

4. Время управляющего напряжения, поданного на форсунку, и высота подъема иглы форсунки определяют количества топлива, подаваемого в цилиндры дизеля. Это, в свою очередь оказывает значительное влияние на протекание процессов в дизеле — на интенсивность нарастания давления в цилиндре, скорость нарастания тепловыделения и, как следствие, на экологические показатели двигателя.

5. Эффективность применения аккумуляторной системы топливоподачи типа CR с целью уменьшения эмиссии вредных веществ с ОГ дизеля возрастает при ее совместном использовании с системой рециркуляции ОГ.

Литература

1. Heywood J.B. Internal Combustion Engines Fundamentals. New York: McGraw-Hill McGraw-Hill Education, 1988. 930 p.
2. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.
3. Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения / А.А. Александров, И.А. Архаров, В.А. Марков и др. / под ред. А.А. Александрова, В.А. Маркова. М.: ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2014. 691 с.
4. Автотранспорт и экология мегаполисов / А.А. Ипатов, В.Ф. Кутенев, В.А. Лукшо, А.С. Теренченко, Н.А. Хрипач. М.: Экология. Машиностроение, 2010. 253 с.
5. Марков В.А., Девянин С.Н., Мальчук В.И. Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. 360 с.
6. Тер-Мкртчян Г.Г., Мазинг М.В. Современное состояние и перспективы развития топливной аппаратуры автотракторных дизелей // Двигателестроение. 2014. № 1. С. 30–35.
7. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов. М.: Изд-во «ЛегионАвтодата», 2005. 344 с.
8. Grekhov L.V., Dragan Yu.E., Denisov A.A., Starkov E.E. Injection Rate Shaping with Possibilities of Conventional Design Common Rail System // Research Journal of Pharmaceutical, Biological and Chemical Sciences. 2015. May–June. № 6 (3). P. 1890–1902.
9. Li H.-M., Guo Y., Yang S.-X. Effect of the Structure Parameters of High Pressure Common Rail System on Engine Performance // International Journal of Research in Engineering and Science (IJRES). Vol. 3. Iss. 11. November. 2015. P. 42–47.
10. Bosch: Системы управления дизельными двигателями: Перевод с немецкого. М.: За рулем, 2004. 480 с.
11. Пинский Ф.И., Давтан Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2001. 136 с.
12. Klein-Douwel R.J.H., Frijters P.J.M., Seykens X.L.J., Somers L.M.T., Baert R.S.G. Gas Density and Rail Pressure Effects on Diesel Spray Growth from a Heavy-Duty Common Rail Injector // Energy & Fuel. 2009. April. 23(4).
13. Khatamnezhad H., Khalilarya S., Jafarmadar S., Jafari B., Javadirad G. Numerical Investigation on Spray Characteristics and Combustion Process in a DI Heavy Duty Diesel Engine at LTC Condition // Australian Journal of Basic and Applied Sciences. 2011. 5(6). P. 523–537.
14. Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков и др. / под ред. А.А. Александрова, Н.А. Иващенко. М.: Машиностроение, 2013. 784 с.
15. Bae C., Yu J., Kang J. Effect on Nozzle Geometry on the Common-Rail Diesel Spray // SAE Technical Paper Series. 2002. № 2002-01-1625. 13 p.
16. Common Rail Fuel Injection System for Improvement of Engine Performance on Heavy Duty Diesel Engine // SAE Technical Paper Series. 1998. № 980806. P. 1–15.
17. Generation Pkw — Common-Rail von Bosch mit Piezo-Inline-Injektoren // MTZ. 2004. Jg. 65. № 3. P. 180–189.
18. Maiorana G., Rossi G.S., Ugaglia C. Die Common-Rail-Motoren von Fiat // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. 1998. Jg. 59. № 9. P. 582–588.
19. Kammerdiener T., Burgler L. Ein Common Rail-Konzept mit druckmodulierter Einspritzung // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. 2000. Jg. 61. № 4. S. 230–238.
20. Klingmann V.R., Bruggemann H. Der neue Vierzylinder-Dieselmotor OM611 mit Common Rail-Einspritzung // MTZ. 1997. Jg. 58. № 12. S. 760–767.
21. Hoffmann K.-H., Hummel K., Maderstein T., Peters A. Das Common-Rail-Einspritzsystem — ein neues Kapitel der Dieseleinspritztechnik // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. 1997. Jg. 58. № 10. P. 572–582.

АНАЛИЗ ДЕЙСТВУЮЩИХ СИЛ В КШМ W-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРИЦЕПНЫМИ ШАТУНАМИ

А.П. Маслов, к.т.н., гл. специалист,
ГСКБД ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», г. Челябинск
М.В. Левцов, студент
ЮУрГУ (НИУ) г. Челябинск

Особенности кинематики КШМ W-образных двигателей с прицепными шатунами состоят в том, что крутящий момент в КШМ возникает в результате суммарного действия сил на одну шатунную шейку от двух главных и двух прицепных шатунов. Это позволяет оценить эффективность организации порядка работы цилиндров двигателя в одном из двух возможных вариантов: во всех четырех цилиндрах, организован такт «рабочий ход»; если в одном, двух или трех цилиндрах организован такт «рабочий ход», то в остальных заканчивается такт «выпуск» или происходит такт «впуск». В этой связи оценка влияния организации порядка работы цилиндров в секции двигателя имеет практический интерес.

Введение

Отличительной особенностью конструктивной схемы кривошипно-шатунного механизма (КШМ) W-образного двигателя с прицепными шатунами является характер действующих на шатунную шейку сил. Как показано на рис. 1, все четыре поршня секции W-образного двигателя кинематически связаны с одной шатунной шейкой. Первый и второй главные шатуны параллельно устанавливаются на одну шатунную шейку, а прицепные крепятся к соответствующим сергам нижних головок главных шатунов.

Принципиальная схема конструкции в формате 3D представлена на рис. 1, а и в работах [1]. Из кинематической схемы (рис. 1, б) следует, что в левом ряду цилиндров установлены поршни с главными шатунами, а в правом ряду — поршни с прицепными шатунами. Необходимо отметить, что в приведенной W-образной схеме, за счет смещения точки пересечения осей цилиндров относительно оси коленчатого вала вниз на 21 мм (при заданных геометрических параметрах КШМ), исключается соприкосновение поверхностей поршней при их положении вблизи НМТ.

Таким образом, при разработке виртуального двигателя целесообразно рассмотреть и учесть особенности конструкции и выполнить анализ действующих сил в ДВС с W-образной схемой и прицепными шатунами.



Очевидно, что действующие на шатунную шейку силы в W-образном двигателе с прицепными шатунами аналогичны схеме сил, действующих на шатунную шейку V-образного двигателя с прицепными шатунами. Это позволяет сделать вывод о том, что теоретические положения, представленные в работах [3–6], могут быть использованы при анализе работы W-образного двигателя.

Для более точного понимания и описания процессов, происходящих в одной секции двигателя (секция — это четыре поршня, расположенные на одной шатунной шейке), предлагается принять следующие пояснения:

- первый главный — цилиндр и поршень конструктивно связаны с первым главным шатуном;
- второй главный — цилиндр и поршень конструктивно связаны со вторым главным шатуном;
- первый прицепной — цилиндр и поршень конструктивно связаны с первым прицепным шатуном;
- второй прицепной — цилиндр и поршень конструктивно связаны со вторым прицепным шатуном;
- первый главный шатун — конструктивно расположен на первой шатунной шейке, ближе к носку коленчатого вала (рис. 1);
- второй главный шатун — конструктивно расположен на первой шатунной шейке, рядом с первым главным шатуном (см. рис.1).

Результаты кинематического анализа W-образного двигателя, представленные на рис. 2 и в работе [1], позволяют оценить работу одной

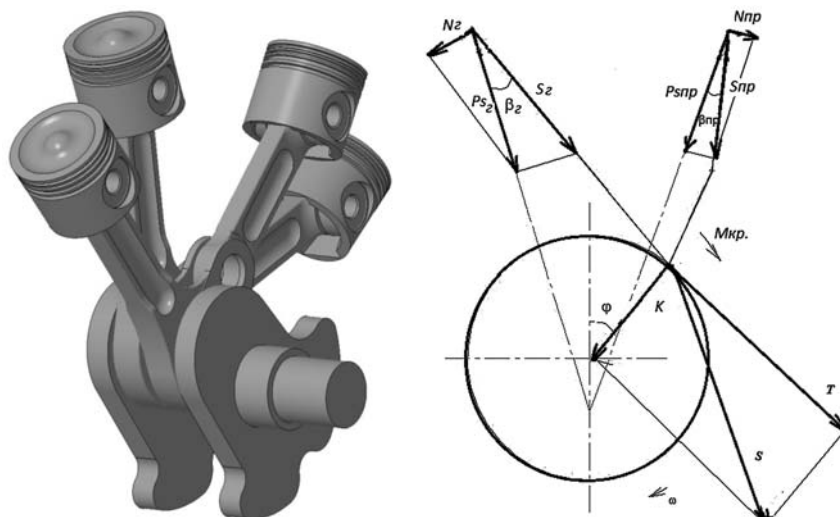


Рис. 1. Кинематическая схема расположения поршней сектора W-образного двигателя с прицепными шатунами (а) и схема действующих сил (б):

N и N_{np} — сила, прижимающая поршни с главным и прицепным шатунами к стенке цилиндра; K — нормальная сила; T — тангенциальная сила; S — сила, действующая вдоль продольной оси шатуна; P_s — суммарная сила, действующая вдоль оси цилиндра в зависимости от соотношения сил P и P_s ; φ — угол поворота коленчатого вала; ω — угловая скорость вращения кривошипа; β — угол между силами P_s и S ; $M_{кр}$ — крутящий момент

секции в плане ее организации по тактам работы двигателя в каждом цилиндре.

Как показано на графиках рис. 2, поршни, сочлененные с главными и прицепными шатунами (учитывая, что они кинематически связаны с одной шатунной шейкой, достигают верхней мертвой точки (ВМТ) при разных углах поворота коленчатого вала. Это происходит при 360 — для первого главного, при 384 — для второго главного, при 435 — для первого прицепного и при 459 град ПКВ — для второго прицепного. Как видно из графиков, организация работы цилиндров в секции двигателя возможна только в одном из двух вариантов:

- первый — когда, во всех четырех цилиндрах организован такт «рабочий ход»;
- второй — если в одном, двух или трех цилиндрах организован такт «рабочий ход», то в

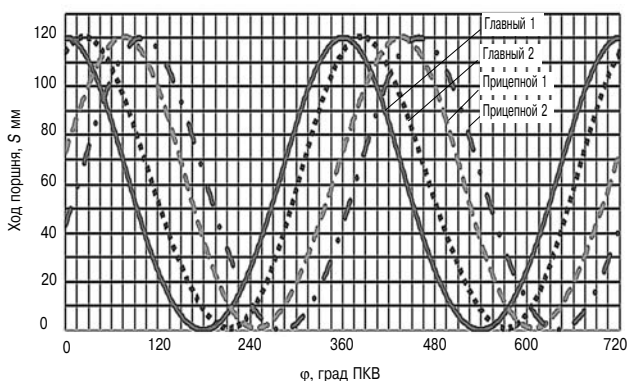


Рис. 2. Графики движения поршней W-образного двигателя с прицепными шатунами

остальных происходит такт «выпуск».

Такая схема позволяет обеспечивать работу двигателя на частичных режимах при полной нагрузке одного, двух или трех поршней одного сектора двигателя. Равномерное чередование полной нагрузки по цилиндрам сектора позволит обеспечить оптимальное тепловое состояние деталей ЦПГ и топливной аппаратуры, а также исключить возможность коксования сопел распылителей.

Для оценки эффективности различных вариантов организации работы сектора двигателя необходимо рассмотреть различные варианты схем силового воздействия на детали ЦПГ и КШМ и проанализировать работу сектора двигателя.

Анализ вариантов организации порядка работы цилиндров двигателя

Логический анализ работы двигателя по тактам, организованный в соответствии с первым вариантом, показал, что если в первом главном начинается такт «рабочий ход» (см. рис. 2) то в трех остальных цилиндрах заканчивается такт «сжатие». Следовательно, часть работы, совершаемой в первом цилиндре, расходуется на преодоление механических потерь в остальных цилиндрах, к которым относятся: потери на сжатие воздуха (такт «сжатие»), сил инерции и на трение в деталях ЦПГ и КШМ (в целях упрощения, при дальнейшем анализе, потери на трение анализировать не будем).

При дальнейшем повороте коленчатого вала и последовательном достижении поршнями секции ВМТ в соответствующих цилиндрах будет начинаться такт «рабочий ход», который продлится до 540 град ПКВ в первом главном, до 564 град ПКВ во втором главном, до 615 град ПКВ в первом прицепном и при угле 639 град ПКВ во втором прицепном.

Далее, когда такт «рабочий ход» в первом главном цилиндре закончится, совершаемая работа на такте «рабочий ход» в других цилиндрах будет направлена на преодоление механических потерь такта «выпуск» в первом главном цилиндре, и эти процессы будут продолжаться до завершения такта «рабочий ход» в последующих цилиндрах.

Механические потери на остальных тактах могут быть компенсированы за счет кинетической энергии маховика или работы, совершаемой в других секциях двигателя.

В этой связи целесообразно разработать наглядный метод оценки эффективности различных вариантов, рассмотреть преимущества и недостатки различных вариантов организации порядка работы цилиндров в каждой секции двигателя.

Результаты анализа удобно представить в графической интерпретации, так как необходимо комплексно рассмотреть изменение влияющих факторов в соответствии с кинематическими характеристиками деталей ЦПГ и КШМ.

Общая схема метода оценки на основе формирования графического материала, позволяющего оценить работу секции, была построена следующим образом:

а) первый главный

такт «впуск» 0–180;

такт «сжатие» 180–360;

такт «рабочий ход» 360–540;

такт «выпуск» 540–720 град ПКВ;

б) второй главный

такт «впуск» 24–204;

такт «сжатие» 204–384;

такт «рабочий ход» 384–564;

такт «выпуск» 564–744 град ПКВ;

(на графике такт «выпуск» закончится при 24 град ПКВ)

в) первый прицепной

такт «впуск» 75–255;

такт «сжатие» 255–435;

такт «рабочий ход» 435–615;

такт «выпуск» 615–795 град ПКВ;

(на графике такт «выпуск» закончится при 75 град ПКВ)

г) второй прицепной

такт «впуск» 99–279;

такт «сжатие» 279–459;

такт «рабочий ход» 459–639;

такт «выпуск» 639–819 град ПКВ;

(на графике такт «выпуск» закончится при 99 град ПКВ).

Кроме этого, для графического оформления характера изменения суммарной силы «Т» необходимо учитывать результаты расчета силы инерции в зависимости от вариантов работы секции и согласование ее с работой двигателя по углу ПКВ:

➤ расчет сил инерции для углов от 0 до 720 град ПКВ;

➤ расчет сил инерции для углов от 24 до 744 град ПКВ;

➤ расчет сил инерции для углов от 75 до 795 град ПКВ;

➤ расчет сил инерции для углов от 99 до 819 град ПКВ.

Представленные на рис. 3 графики изменения газовых и инерционных сил позволяют оценить эквидистантность пиковых значений суммарной

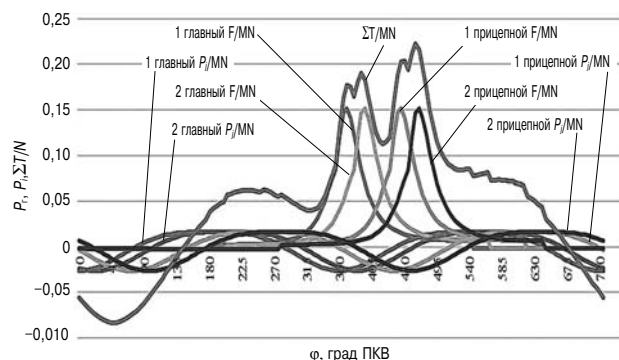


Рис. 3. Графики изменения сил газов P_g (1гл, 2гл, 1пр, 2 пр), сил инерции P_i (1гл, 2гл, 1пр, 2 пр) и суммарной силы «Т» в зависимости от угла ПКВ (вариант 1)

силы «Т». Из графиков видно, что изменения давления газов в каждом из цилиндров секции, а также изменения значений действующих инерционных сил P_g (1гл, 2гл, 1пр, 2 пр), P_i (1гл, 2гл, 1пр, 2 пр), достаточно хорошо коррелируются с пиковыми значениями силы «Т» как результат суммарного действия газовых и инерционных сил.

Возможность управления работой секции двигателя достаточно наглядно представлена на рис. 4 и 5.

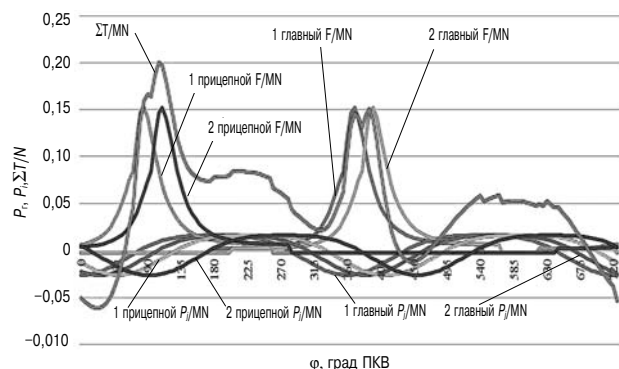


Рис. 4. Графики изменения сил газов P_g (1гл, 2гл, 1пр, 2 пр), сил инерции P_i (1гл, 2гл, 1пр, 2 пр) и суммарной силы «Т» в зависимости от угла ПКВ (вариант 2)

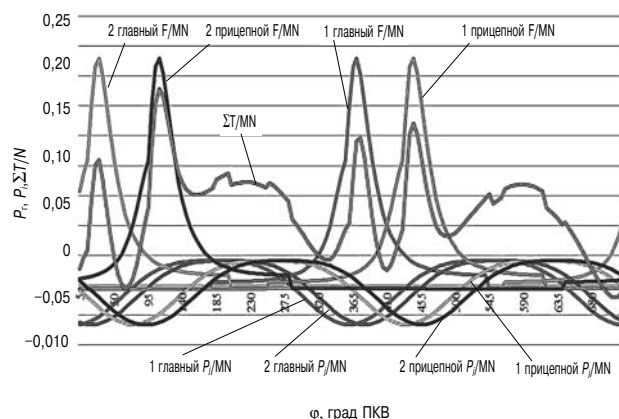


Рис. 5. Графики изменения сил газов P_g (1гл, 2гл, 1пр, 2 пр), сил инерции P_i (1гл, 2гл, 1пр, 2 пр) и суммарной силы «Т» в зависимости от угла ПКВ (вариант 2а)

В соответствии со схемой формирования графического материала, работа двигателя (см. рис. 4) может быть организована так, что в первом главном и в первом прицепном организован такт «рабочий ход», тогда во втором главном и во втором прицепном организован такт «впуск».

Особенность организации работы двигателя по схеме, представленной на рис. 4, заключается в том, что такт «рабочий ход» совершается последовательно (при 370 и 395 град ПКВ, то есть через 24 град ПКВ) в двух цилиндрах, а в остальных двух он совершается через 435 градусов после начала такта «рабочий ход» в первом главном цилиндре. Кроме этого, следует отметить, что максимальные значения силы «Т» при 110 град ПКВ больше, чем соответствующее значение при 370 градусах, что можно объяснить влиянием инерционной составляющей.

Аналогичным образом может быть организована работа двигателя (рис. 5) так, что в первом главном и в первом прицепном (при 370 и 445 град ПКВ то есть через 75 град ПКВ) происходит такт «рабочий ход», а во втором главном и во втором прицепном организован такт «впуск». Соответственно, такт «рабочий ход» в цилиндрах второго главного и второго прицепного совершается через 380 градусов после начала такта «рабочий ход» в первом главном цилиндре.

Вывод

Анализ представленных графических материалов позволяет сделать следующие выводы.

1. При реализации первого варианта организации работы сектора W-образного двигателя можно обеспечить максимальные значения крутящего момента и мощности.

2. Представленные структурные схемы и методы определения суммарной силы «Т», действующей на шатунную шейку коленчатого вала, в зависимости от различных схем организации работы виртуального двигателя, позволяет вы-

полнить графоаналитические исследования по выбору наиболее оптимальных схем порядка работы цилиндров двигателя в целом.

3. Графическое построение изменения суммарной силы «Т» было выполнено с использованием результатов кинематического, динамического анализа и на основе теплового расчета [7] 12-цилиндрового W-образного виртуального двигателя (размерностью 10/12, мощностью 588 кВт при частоте вращения коленчатого вала 3500 об/мин).

Литература

1. Маслов А.П., Левцов М.В. Анализ и исследование КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2019. № 3 (277). С. 27–30.
2. Программа самообучения 248. Семейство двигателей W. Устройство и принцип действия.
3. Задорожная Е.А., Леванов И.Г., Пырьев С.А. Расчет сложнагруженных трибосопряжений высокофорсированного дизеля // Вестник машиностроения, 2013. № 12. С. 42–47.
4. Rozhdestvenskaya Y., Khozeniuka N., Surovtsev S. Dynamics and Lubrication Problem Analysis of Main Bearings for IC Engines Based on Coupling between a Crankshaft and a Flexible Whole Engine Block / Tribology in Industry Vol. 40, Nr. 1 (2018) 139–148, DOI: 10.24874/ti.2018.40.01.13.
5. Rozhdestvensky Yu.V., Khozeniuk N.A., Mylnikov A.A. The Technique of an Interconnection Problem of the Hydrodynamic Lubrication Theory and the Nonlinear Dynamics for Mechanical Systems «An Elastic Crankshaft on Journal Bearings» / International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016. Procedia Engineering 150 (2016). 647–653
6. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей // Учебное пособие. Владимир, 2014. 142 с.
7. Вубе И.И. Тепловой расчет двигателя внутреннего сгорания (уточненный метод). Челябинск, 1972. 100 с.

РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ КАМАЗ Р6

*И.Ф. Гумеров, к.т.н., зам. ген. директора,
Д.Х. Валеев, к.т.н., советник ген. директора,
ПАО «КАМАЗ»*

*А.С. Куликов, гл. констр., Р.Д. Гарипов, нач. отд.,
А.И. Карпов, зам. гл. констр., Л.И. Фардеев, зам. гл. констр., М.Д. Ханнанов, нач. отд.,
НТЦ ПАО «КАМАЗ»*

Обоснована актуальность развития конструкции дизельных двигателей коммерческого назначения. Отмечается, что выполнение современных требований по выбросам вредных веществ с отработавшими газами высоконагруженных дизельных двигателей в совокупности с высоким эффективным КПД — важные факторы их конкурентоспособности. Приведены особенности конструкции и результаты испытаний новых рядных дизелей типа Р6, предназначенных для комплектации нового модельного ряда магистральных, транспортных и тяжелых автомобилей КАМАЗ — поколения К5. Комплексный подход к созданию нового семейства дизелей потребовал развития экспериментальной базы для исследования, модернизации технологии серийного производства рядных двигателей. Публикации подготовлена к 50-летию начала строительства КАМАЗа.

Актуальность развития конструкции дизелей коммерческого назначения.

В начале XXI века в мировом автомобилестроении обозначилась тенденция поиска и создания инновационных энергосиловых установок для гибридных и электрических транспортных средств. Однако международный опыт, экспертные оценки специалистов не подтверждают в среднесрочной перспективе в секторе тяжелого грузового транспорта массового спроса на гибридные автотранспортные средства. Также не подтверждается прогноз на массовое использование на тяжелом грузовом транспорте электрического привода вместо механического. В настоящее время внедрение новых продуктов на рынках промышленно развитых стран сдерживается их высокой стоимостью и отсутствием в эксплуатации минимальной инфраструктуры зарядных станций.

Определяя перспективы применения тепловых двигателей на транспорте, необходимо учитывать неоспоримые преимущества дизелей — их соответствие современным требованиям по экологии, высокую топливную экономичность и надежность.

Одной из важнейших задач Стратегии развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2025 года является обеспечение транспортного комплекса страны конкурентоспособной коммерческой автомобильной техникой отечественного производства, отвечающей современному уровню международных требований по экологическим характеристикам, экономичности и безопасности [1].

В текущем пятилетии ПАО «КАМАЗ» на основе комплексной технологической модернизации приступил к выводу на рынок нового модельного ряда магистральных, транспортных и тяжелых автомобилей (поколения К5) [2].

На основе анализа зарубежного и отечественного опыта двигателестроения, было принято решение комплектовать новый модельный ряд автомобильной техники ПАО «КАМАЗ» прогрессивными по конструкции рядными дизельными двигателями типа Р6. Системный подход к созданию нового поколения дизельных двигателей КАМАЗ Р6 реализован в развитии их конструкции и технологии производства, модернизации исследовательских и испытательных стендов, совершенствовании сервисных технологий.

Современные требования к выбросам вредных веществ с ОГ коммерческих дизелей

В настоящее время одной из главных движущих сил при разработке конструкции коммерческих дизельных двигателей является их соответствие современным законодательным требованиям по выбросам вредных веществ с отработавшими газами (ОГ). Технический регламент (ТР) Таможенного союза (ТС) 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств» (с изменениями от 16 февраля 2018 года) осуществляет техническое регулирование в государствах-членах ТС в отношении колесных транспортных средств, обеспечивая социально приемлемый уровень их безопасности [3]. Следует отметить, что требования ТР гармонизированы с требованиями Правила ЕЭК ООН. В соответствии с пунктом 39 изменений, внесенных в ТР, экологический класс 5 (ЕВРО-5) — Правила 49-05 — вступил в действие в ТС с 2018 года.

Таблица 1

Предельные значения выбросов вредных веществ дизелей экологических классов 5 и 6

Этапы Евро	Испытательные циклы	Оксид углерода (CO)	Углеводороды (HC)	Оксиды азота (NO _x)	Твердые частицы (PT)	Дымность – цикл ELR	Аммиак NH ₃	Количество взвешенных частиц
		г/кВт·ч				м ⁻¹	ppm	н/кВт·ч
Евро-5	ESC	1,5	0,46	2,0	0,02	0,5	25	—
	ETC	4,0	0,55	2,0	0,03	—	25	—
Евро-6	WHSC	1,5	0,13	0,4	0,01	—	10	8,0×10 ¹¹
	WHTC	4,0	0,16	0,46	0,01	—	10	6,0×10 ¹¹

ESC — Европейский стационарный цикл; WHSC — глобальный стационарный цикл; ETC — Европейский переменный цикл; WHTC — глобальный переменный цикл

В табл. 1 приведены предельные значения выбросов вредных веществ с ОГ дизелей экологических классов 5 и 6. Анализ предельных значений выбросов уровня ЕВРО-6, вступивших в действие в странах ЕС с 2013 года, в сравнении с действующим в ТС уровнем ЕВРО-5, устанавливает значительное ужесточение предельных значений выбросов оксидов азота и твердых частиц. Кроме этого, в экологическом классе 6 вводится ограничение по количеству взвешенных частиц. При подтверждении соответствия коммерческих дизелей требованиям ЕВРО-6 предписывается проведение их испытаний по глобальному стационарному (WHSC) и глобальному переменному (WHTC) циклам [4]. Но наиболее существенным изменением в экологическом классе ЕВРО-6 является введение проверки и подтверждения соответствия

двигателей и транспортных средств, находящихся в эксплуатации, эксплуатационным требованиям на выбросы вредных веществ. Процедура испытаний транспортных средств в эксплуатации предусматривает определение выбросов вредных веществ на основе бортовых измерений — в условиях дорожного движения, с помощью переносных газоанализаторов. На основании результатов испытаний дается оценка соответствия транспортных средств установленным эксплуатационным требованиям.

Особенности конструкции нового поколения рядных дизелей КАМАЗ Р6

Как известно, рядные компоновки шестицилиндровых дизелей, в сравнении с V-образными аналогами, имеют ряд преимуществ [5]. Уравновешенность сил и моментов инерции первого и последующих порядков, отсутствие высокочастотных вибраций у шестицилиндровых рядных

дизелей способствуют повышению их долговечности и безотказности, увеличению ресурса. Снижение шумности шестицилиндрового двигателя достигается отсутствием источника акустических колебаний от неуравновешенности кривошипно-шатунного механизма. Новое семейство коммерческих рядных дизельных двигателей КАМАЗ с рабочим объемом 11,946 литров создано на базе размерности $D/S = 130/150$ мм с диапазоном мощности 380–550 л. с. при номинальной частоте вращения $n_n = 1900$ об/мин. Геометрическая степень сжатия дизелей составляет 17,5 единиц. Основные технические параметры рядного семейства дизелей КамАЗ моделей 910.10 представлены в табл. 2.

На рис. 1, 2 представлен общий вид двигателя КАМАЗ модели 910.10-550.

Таблица 2

Основные технические параметры рядного семейства дизелей КАМАЗ

Наименование параметра	Величина параметра в зависимости от модели двигателя				
	910.10-550	910.11-500	910.12-450	910.13-400	910.14-380
1.1.1 Максимальная полезная мощность по ГОСТ Р 41.85 (Правилам ООН № 85-00), кВт (л. с.)	404 (550)	368 (500)	331 (450)	294 (400)	279 (380)
1.1.2 Максимальный полезный крутящий момент по ГОСТ Р 41.85 (Правилам ООН № 85-00), Н·м (кгс·м)	2551 (260)	2305 (235)	2060 (210)	1815 (185)	1717 (175)
1.1.3 Номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин	1900 ± 25				
1.1.4 Частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному крутящему моменту, об/мин	1300 ± 50				
1.1.5 Минимальная частота вращения холостого хода, об/мин	600 ± 25				
1.1.6 Максимальная частота вращения холостого хода, об/мин	2150–50				
1.1.7 Минимальный удельный расход топлива (по внешней скоростной характеристике [BCX] двигателя), г/(кВт·ч) [г/(л. с.·ч)]	182 [133,8]				
1.1.8 Расход масла на угар в процентах от расхода топлива на режиме максимальной полезной мощности	Не более 0,05				

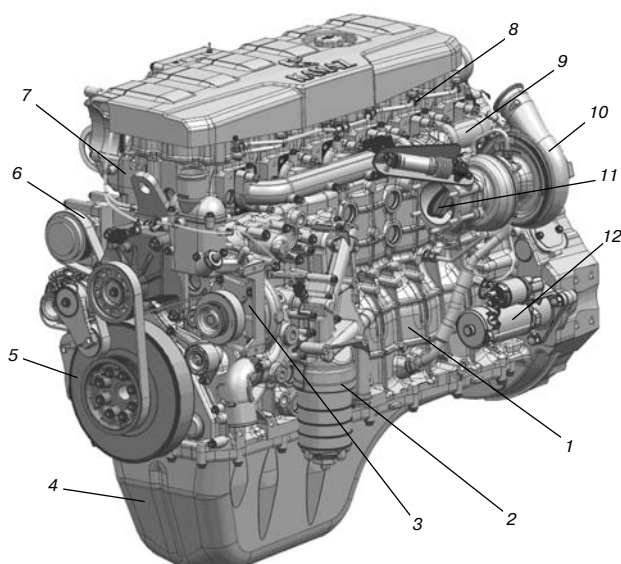


Рис. 1. Общий вид двигателя (вид слева):

1 — блок цилиндров; 2 — масляный модуль; 3 — водяной насос; 4 — масляный картер; 5 — демпфер крутильных колебаний; 6 — привод агрегатов передний; 7 — головка цилиндра; 8 — пароотводящий трубопровод; 9 — выпускной коллектор отработавших газов; 10 — турбокомпрессор; 11 — заслонка моторного тормоза; 12 — электростартер

Спереди двигателя на блоке цилиндров смонтирован передний привод агрегатов. Демпфер, предназначенный для снижения амплитуды крутильных колебаний, установлен на переднем бурте коленчатого вала.

На рис. 3 показан привод агрегатов, размещенный на задней вертикальной плоскости блока цилиндров, осуществляемый косозубыми шестернями.

К принципиальным особенностям цилиндропоршневой группы двигателей следует отнести оригинальную конструкцию поршней из легированной стали (рис. 4). Сварка трением поковки поршня позволяет формировать внутренний объем полости масляного охлаждения, расположенный в зоне поршневых колец, что создает благоприятные условия для их работы. Масло из масляной магистрали блока цилиндров под давлением подается в полости охлаждения поршней специальными форсунками. Элементы поперечных сечений поршневых колец оптимизированы в части их приспособляемости к гильзе цилиндра и сниженных потерь на трение. Верхнее компрессионное кольцо имеет износостойкое покрытие на рабочей поверхности и нижнем торце, у второго компрессионного и маслосъемного колец рабочие поверхности «минутного» типов с острой кромкой со стороны нижних торцов. Гильза цилиндров «мокрого» типа изготавливается из специального серого чугуна повышенной твердости. Стальные шатуны имеют

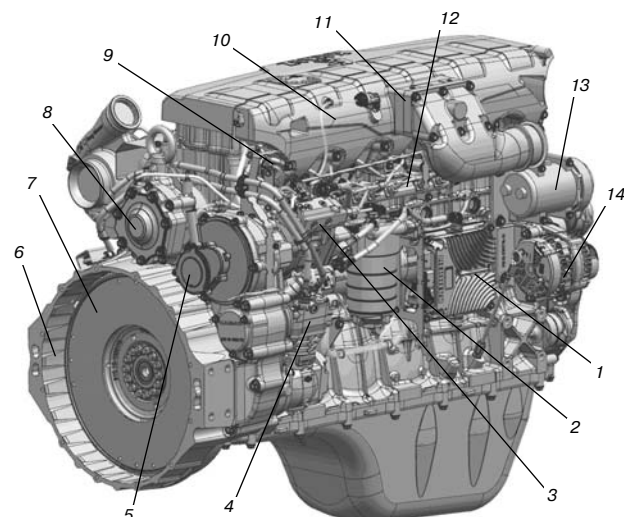


Рис. 2. Общий вид двигателя (вид справа):

1 — электронный блок управления; 2 — фильтр тонкой очистки топлива; 3 — топливный насос высокого давления; 4 — воздушный компрессор; 5 — маслоотделитель закрытой системы вентиляции картерных газов; 6 — картер маховика; 7 — маховик; 8 — привод коробки отбора мощности; 9 — клапан управления перепуском отработавших газов; 10 — впускной воздушный коллектор; 11 — электрический нагреватель воздуха; 12 — топливный аккумулятор; 13 — компрессор кондиционера; 14 — генератор

косой сплит — разъем (рис. 5), который в технологии получают методом «разрыва».

Конструкция топливной системы (ТС) рядных дизелей КАМАЗ — ключевой системы в конструкции дизелей — разработана на базе современных компонентов аккумуляторных систем впрыскивания топлива (рис. 6).

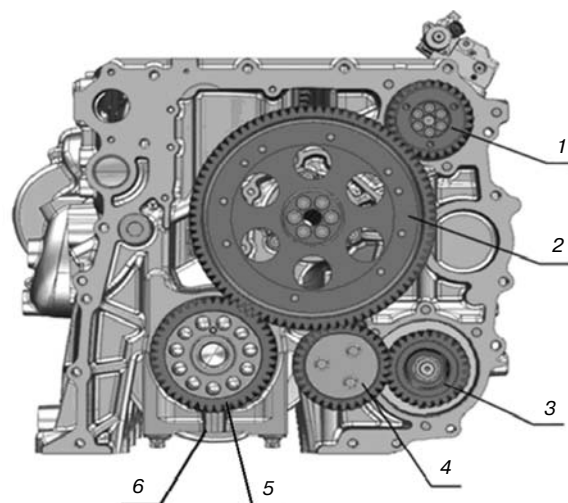


Рис. 3. Привод агрегатов:

1 — шестерня привода ТНВД; 2 — шестерня распределительного вала; 3 — шестерня воздушного компрессора; 4 — промежуточная шестерня; 5 — шестерня коленчатого вала; 6 — паз под технологический штифт коленчатого вала

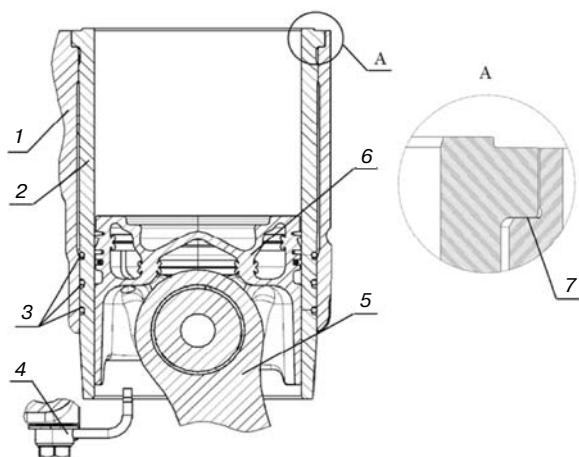


Рис. 4. Установка цилиндропоршневой группы двигателя:

1 — блок цилиндров; 2 — гильза; 3 — уплотнительные кольца; 4 — форсунка охлаждения поршня; 5 — шатун; 6 — поршень; 7 — листовая прокладка гильзы

В аккумуляторных ТС рабочий процесс создания давления топливным насосом высокого давления (ТНВД) и процесс впрыскивания топлива инжектором разделены аккумулятором, который является накопителем и распределителем топлива. Существенное преимущество современной аккумуляторной системы впрыскивания топлива, в сравнении с традиционными механическими системами, — гибкое управление:

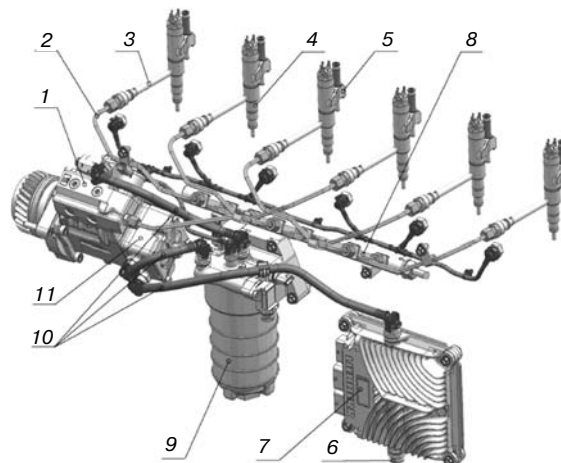


Рис. 6. Модуль ТС рядных дизелей КАМАЗ:

1 — ТНВД; 2 — топливопроводы высокого давления; 3 — штуцер высокого давления; 4 — инжектор; 5 — скоба крепления инжектора; 6 — подвод топлива от фильтра грубой очистки топлива (ФГОТ); 7 — ЭБУ; 8 — топливный аккумулятор; 9 — ФТОТ; 10 — топливопроводы низкого давления; 11 — топливоподкачивающий насос

- давлением впрыскивания топлива;
- моментом впрыскивания топлива;
- обеспечением предварительного и дополнительного впрыскиваний топлива [6].

Следует отметить, что оптимизация вышеперечисленных процессов — управляющих факторов процессами смесеобразования и сгорания — способствует повышению топливной экономичности, снижению выбросов вредных веществ и уровня шума дизелей коммерческого назначения.

Программное обеспечение (ПО) электронного блока управления (ЭБУ) осуществляет, в первую очередь, функции управления и коррекции впрыскивания топлива, кроме этого, управляет всеми параметрами и режимами работы двигателя, контролирует взаимодействие всех систем дизеля, при необходимости по команде системы бортовой диагностики вводит ограничения на функции транспортного средства. ПО ЭБУ — «электронный интеллект» рядных двигателей КАМАЗ Р6 калиброван на испытательных стендах и в условиях реальной эксплуатации.

Задача разработки современного коммерческого дизеля неразрывно связана с использованием в его конструкции эффективной системы газотурбинного наддува, являющейся комплексным средством повышения литровой мощности, снижения удельного эффективного расхода топлива и выбросов вредных веществ. В конструкции рядных дизелей КАМАЗ применена одноступенчатая система турбонаддува с теплообменником охлаждения наддувочного воздуха типа «воздух—воздух» и управляемым перепуском части ОГ мимо колеса турбины.

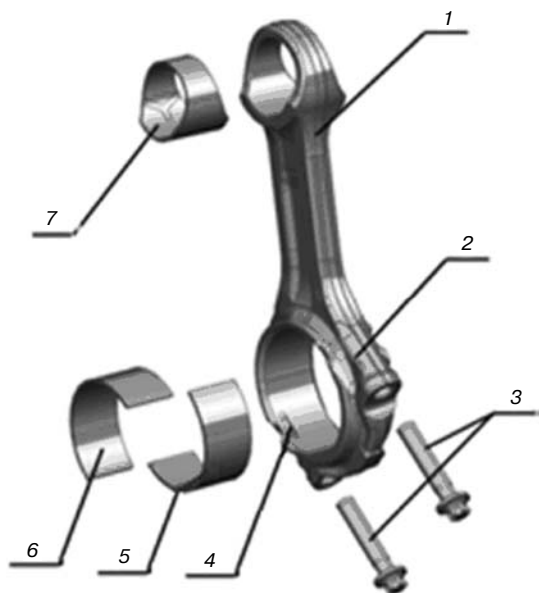


Рис. 5. Шатун в сборе:

1 — стержень шатуна; 2 — крышка шатуна; 3 — болты крепления крышки шатуна; 4 — выточка под фиксирующие усы вкладыша; 5 — вкладыш шатунного подшипника нижний; 6 — вкладыш шатунного подшипника верхний; 7 — втулка верхней головки шатуна

Испытания на прочность элементов конструкции рядных двигателей КАМАЗ Р6

Надежность и долговечность дизельных двигателей, применяемых на тяжелых грузовых автомобилях, являются обязательными требованиями, формирующими ресурс транспортных средств и, как отмечалось выше, «стабильность» выбросов вредных веществ в эксплуатации. Рационально разработанная конструкция корпусных деталей современных двигателей, в части их материалоемкости, минимальных деформаций и повышенных запасов прочности, — приоритетное требование при создании конкурентоспособного семейства коммерческих дизелей. В связи с этим в НТЦ ПАО «КАМАЗ» разработаны программы — методики проведения прочностных усталостных испытаний корпусных деталей, коленчатого и распределительного валов двигателя Р6.

Ниже, в качестве примера, приведены результаты прочностных усталостных испытаний блока цилиндров, изготавливаемого из серого чугуна марки СЧ 30, отливка и механическая обработка которого выполняются ПАО «КАМАЗ». Для проведения указанных испытаний была разработана и изготовлена специальная установка, работающая в составе стенда с сервогидравлическим цилиндром (СГЦ) нагружения и автоматической системой управления. На рис. 7 приведен общий вид стенда для проведения прочностных безмоторных испытаний корпусных деталей двигателей КАМАЗ.

Испытания блока цилиндров проводятся при положительном синусоидальном цикле нагружения со ступенчатым увеличением максимальной динамической нагрузки ($P_{\max}$) и неизменной минимальной ($P_{\min} = 50$ кН). Выбранные значения нагрузки $P_{\max}$ при испытаниях составляли: 380, 400, 420, 430 кН. Увеличение нагрузки проводится через $5 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Испытания по ступенчатому циклу проводятся до появления усталостных трещин или разрушения, определяемых визуально. За ограниченный предел выносливости принимается величина $P_{\max}$ на ступени, предшествующей разрушающей нагрузке — $P_{\max \text{ разр}}$. Блок цилиндров рядного двигателя КАМАЗ Р6 при проведении усталостных испытаний в диапазоне изменения $P_{\max} = 380\text{--}430$ кН не разрушился. Величина коэффициента запаса усталостной прочности n_a рассчитывалась по формуле

$$n_a = P_{\max} / P_r,$$

где $P_{\max}$ — ограниченный предел выносливости; P_r — значение максимальной газовой силы, действующей на коренные опоры блока цилиндров.

При максимальном давлении газов в цилиндре $P_z = 230$ бар значение P_r составляет 305,3 кН. При этом рассчитанная величина запаса прочности составила 1,4, что превышает рекомендованное

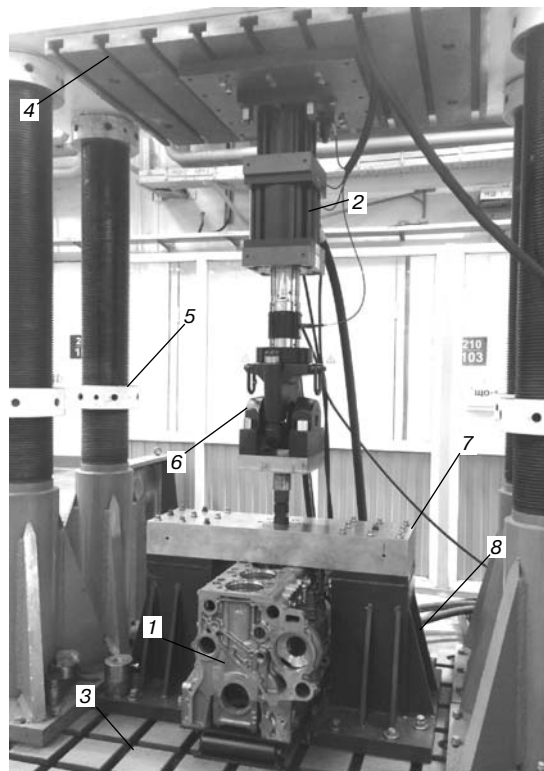


Рис. 7. Общий вид стенда с сервогидравлическим цилиндром для прочностных безмоторных испытаний: 1 — блок цилиндров; 2 — сервогидравлический цилиндр тип 244.41; 3 — пазовая плита нижняя; 4 — пазовая плита верхняя; 5 — колонны с резьбой на стержне; 6 — шарнир штока поршня; 7 — неподвижная поперечина установки; 8 — опоры установки.

в машиностроении значение запаса усталостной прочности — 1,3 [7]. Таким образом, базовый элемент рядных двигателей КАМАЗ — блок цилиндров, имеет потенциал для дальнейшего повышения эффективной мощности двигателя.

Повышение топливной экономичности — важный фактор конкурентоспособности

Согласно статистике затраты на топливо при эксплуатации тяжелых грузовых автомобилей уровня ЕВРО-5 достигают 30 % от общей суммы затрат [8]. В связи с нарастающими ограничениями в мировой экономике — истощением ресурсов нефти и глобальным потеплением — повышение топливной экономичности дизелей, способствующее снижению выбросов CO_2 , в ближайшей перспективе имеет первостепенное значение.

Как показывает анализ показателей современных коммерческих автомобилей, оснащенных дизелями экологического класса 5, их минимальный удельный расход топлива находятся в диапазоне 183–186 г/кВт·ч (табл. 3). При этом эффективный КПД дизелей этого класса составляет 42–46 %, что, как правило, достигается комплексом традиционных мероприятий, направленных

Таблица 3

**Анализ рынка коммерческих рядных
шестицилиндровых дизельных двигателей
рабочим объемом 12–13 литров**

Основные потребительские свойства	Ед. изм.	Двигатели ведущих мировых производителей	КАМАЗ 910
Номинальная мощность	л. с.	420–530	380–550
Максимальный крутящий момент	Н·м	до 2600	до 2550
Удельная литровая мощность	л. с./л	35–44	до 46
Минимальный удельный расход топлива	г/кВт·ч	183–186	182,0
Периодичность ТО	тыс. км	100–150	150
Ресурс	тыс. км	1000–1500	1500

на повышение качества рабочего процесса. Дальнейшее повышение эффективного КПД до 48 %, согласно выполненным расчетным и результатам экспериментальных исследований, проведенным в ПАО «КАМАЗ», достигается применением в составе двигателей прогрессивных компонентов с повышенной энергоэффективностью и уменьшенными затратами на их привод.

Следует отметить, что по данным зарубежных и российских экспертов в сфере разработки коммерческих дизелей уже в ближайшем десятилетии их эффективный КПД достигнет значения 50 % за счет внедрения системы рекуперации энергии ОГ.

В табл. 3 приведены результаты анализа рынка (бенчмаркинг) коммерческих рядных шестицилиндровых двигателей ЕВРО-5 по основным потребительским свойствам. Следует отметить преимущество дизеля КАМАЗ Р6 над зарубежными предшественниками-аналогами: по минимальному удельному расходу топлива, номинальной и удельной литровой мощностям. Указанные преимущества объясняются оптимизацией элементов конструкции дизеля КАМАЗ Р6 на стадии его разработки для создания потенциала выполнения требований ЕВРО-6, а также реализации мероприятий по повышению качества рабочего процесса.

**Особенности организации рабочего процесса
дизельных двигателей КАМАЗ Р6**

Ограничения в организации рабочего процесса.

Целевым положением при создании конструкции дизельных двигателей КАМАЗ Р6 уровня ЕВРО-5, а также при создании в их конструкции потен-

циала выполнения требований ЕВРО-6 стала организация высокоэкономичного рабочего процесса с наименьшим выбросом с ОГ вредных веществ и, в первую очередь оксидов азота и твердых частиц, механизм образования которых характеризуется обратной взаимозависимостью. Любое воздействие на рабочий процесс дизеля, например уменьшение угла опережения впрыскивания топлива, вызывающее снижение NO_x , приводит к возрастанию РТ по гиперболической зависимости. В связи с этим на стадии разработки рабочего процесса дизельных двигателей КАМАЗ Р6 широко использовались расчетные и экспериментальные методы, позволяющие оптимизировать выбор элементов конструкции в целях достижения компромисса между факторами, формирующими высокоэкономичный рабочий процесс и низкий уровень выбросов ВВ, а также сократить сроки разработки двигателей. Эти цели должны быть достигнуты при значении максимального давления сгорания в цилиндре ($P_{z \max}$) не более 230 бар и без применения в конструкции двигателей (на этапе ЕВРО-5) системы рециркуляции отработавших газов (EGR).

Сценарий рабочего процесса дизеля «без EGR», т. е. снижение выбросов NO_x только за счет очистки ОГ в реакторе селективного каталитического восстановления (SCR), упрощает конструкцию дизеля в целом, снижает его удельные массогабаритные показатели, создает более благоприятные условия для применения системы одноступенчатого турбонаддува, а также позволяет увеличить интервал периодичности технического обслуживания автомобилей, снизить эксплуатационные затраты. При этом необходимо иметь в виду, что в условиях реальной эксплуатации коммерческие автомобили, укомплектованные дизелями уровня ЕВРО-5 «только SCR» по расходу мочевины незначительно уступают автомобилям с дизелями ЕВРО-5 с «EGR + SCR», но по сумме затрат в эксплуатации, в силу перечисленных выше преимуществ, вариант без EGR выгоднее.

Формирование процессов смесеобразования и сгорания в дизелях КАМАЗ Р6

На стадии разработки конструкции рядных дизелей КАМАЗ Р6, а также при формировании их рабочих процессов использовались технологии, позволяющие методом расчетного моделирования оптимизировать:

- конструкцию впускных каналов для организации вихревого движения воздушного заряда в цилиндре дизеля;
- характеристики впрыскивания топлива и процесс смесеобразования;
- характеристики сгорания и тепловыделения;
- образование токсичных компонентов.

Прогресс в развитии аккумуляторных систем топливоподачи (типа «Common Rail»), применяемых на современных дизелях коммерческого назначения, изменил требования к интенсивности вихревого движения воздушного заряда (ω_b), формируемого формой впускных каналов. Намечалась тенденция к генерации более низких значений ω_b , что позволило упростить конфигурацию впускных каналов, значительно снизить их гидравлическое сопротивление, повысить коэффициент наполнения при впуске. Опыт научно-исследовательских работ по развитию рабочего процесса дизелей с непосредственным впрыскиванием топлива в камеру сгорания в поршне, показывает, что воздушный вихрь, организуемый в цилиндре и камере сгорания дизеля, интенсифицирует процессы испарения впрыснутого топлива, смесеобразования и сгорания. И самое главное — в камере сгорания дизеля значение ω_b должно быть оптимальным [9]. При проектировании рабочего процесса рядных дизелей КАМАЗ Р6 на основе выполненных термодинамических расчетов был сделан выбор в пользу организации рабочего процесса с «умеренной» степенью закрутки воздушного заряда при значении приведенного вихревого числа 1,5–2,0.

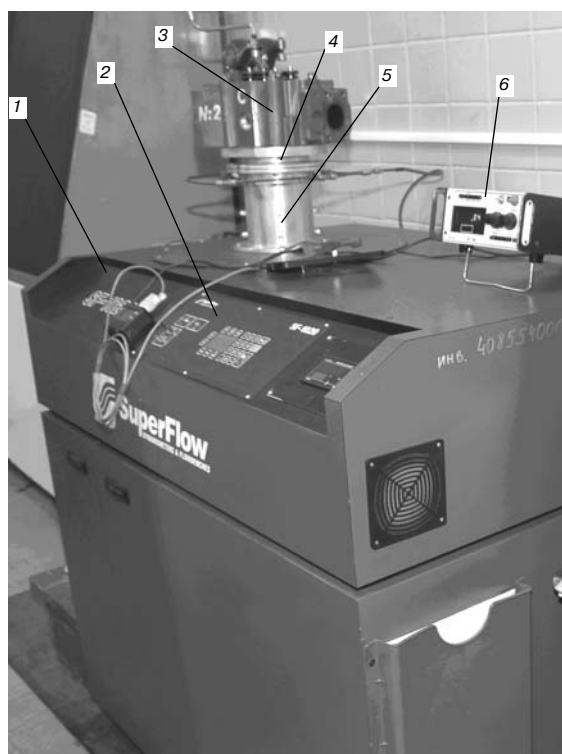


Рис. 8. Общий вид установки стационарной продувки впускных каналов головок цилиндров дизелей КАМАЗ Р6:

1 — корпус установки; 2 — пульт управления; 3 — головка цилиндров в сборе; 4 — проставка; 5 — гильза; 6 — тензометрический цифровой индикатор

С целью проведения исследовательских работ в НТЦ ПАО «КАМАЗ» была усовершенствована установка стационарной продувки впускных каналов модели SF-1020 (рис. 8). В исходной комплектации установки на ее верхней плите устанавливается модуль — головка цилиндра в сборе с гильзой. Во внутренней нижней части гильзы устанавливается двухлопастный анемометр. Открытый выход из гильзы цилиндра, внутри стенда, сообщается с входом имеющихся в составе установки четырнадцати реверсивных воздушных компрессоров. Компрессоры прокачивают атмосферный воздух через открытые клапаны впускных каналов головки цилиндра. Система управления установки позволяет регулировать расход воздуха изменением количества работающих компрессоров и измерять:

- давление и температуру воздуха;
- сопротивление впускных каналов при различных подъемах клапанов;
- тангенциальную составляющую воздушного вихря в цилиндре, фиксируя частоту вращения двухлопастного анемометра.

Усовершенствованная конструкция установки дополнена гильзой, доработанной под установку в ее нижней части колеса с радиальными лопатками на подшипниках качения, которое воспринимает результирующий момент вихревого движения заряда — M_b . Усилие на колесе фиксируется дополнительным силоизмерительным каналом. Накопленный опыт исследований газодинамических характеристик впускных каналов показывает, что при «низкой и умеренной» значениях закрутки воздуха впускными каналами методика, основанная на измерении M_b , позволяет получать большую стабильность и воспроизводимость результатов.

На рис. 9 представлены результаты контрольных газодинамических испытаний впускных каналов серийной головки цилиндра, изготовленной в технологии ПАО «КАМАЗ». Следует отметить,

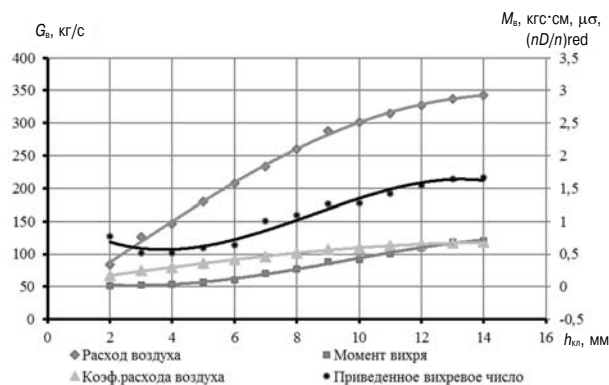


Рис. 9. Результаты испытаний впускных каналов серийной головки цилиндров методом стационарной продувки

Таблица 4

Параметры впрыскивания топлива и максимальное давление сгорания при работе дизеля КАМАЗ мод. 910.10-550 по ВСХ

№ п/п	Параметры рабочего процесса	Единицы измерения	Частота вращения коленчатого вала, об/мин					
			900	1100	1300	1500	1700	1900
1	Часовой расход топлива G_T	кг/ч	37,0	54,0	64,6	73,9	78,0	80,6
2	Цикловая подача топлива $Q_{ц}$	мг/цикл	228,8	273,3	275,9	273,7	254,9	235,6
3	Давление впрыскивания топлива $p_{вп.}$	бар	1060	1175	1320	1460	1690	1800
4	Угол опережения впрыскивания топлива θ	град ПКВ	7,0	9,4	10,6	11,8	12,8	14,3
5	Продолжительность впрыскивания топлива $\varphi_{вп.}$	град ПКВ	14,9	19,1	22,6	24,3	23,6	23,5
6	Максимальное давление сгорания топлива $P_{z \max}$	бар	173,0	222,0	230,0	222,0	213,0	215,0

что сравнение экспериментально полученных энергетических параметров впускных каналов (момента вихря, приведенного вихревого числа) показывает их тождественность расчетным целевым значениям, полученным в результате термодинамического моделирования.

На рис. 10 представлена схема непосредственного впрыскивания топлива в КС дизелей КАМАЗ Р6. Как отмечалось выше, значение геометрической степени сжатия (17,5 единиц), форма и соотношения элементов КС определялись с учетом результатов термодинамических расчетов. Впрыск топлива в камеру сгорания осуществляется центрально расположенным инжектором через распылитель, имеющий восемь равномерно расположенных распыливающих отверстий. Пропускная способность распылителя (пролив), при давлении 100 бар составляет 1100 см³/30 с. Электромагнитный клапан (ЭМК), встроенный в инжектор, по команде ЭБУ управляет подачей топлива. Продолжительность открытия ЭМК и уровень давления топлива в аккумуляторе определяют цикловую подачу топлива. В табл. 4 приведены параметры впрыскивания топлива при работе дизеля КАМАЗ Р6 мод. 910.10-550 по внешней скоростной характеристике (ВСХ), оптимизированные в ходе проведения исследований.

Комплекс стендовых испытаний нового семейства рядных дизелей КАМАЗ подтвердил их соответствие требованиям установленным техническими условиями. При этом экспериментально определен минимальный удельный расход топлива в диапазоне частот вращения коленчатого вала, соответствующих максимуму крутящего

момента, составляет 182,0 г/кВт·ч, а величина эффективного КПД достигает значения 46,5 %.

Результаты контрольных и сертификационных испытаний дизеля мод. 910.10-550 с определением выбросов вредных веществ по циклам ESC, ETC, ELR Правил ЕЭК ООН № 49-05 (ЕВРО-5) показали, что качество рабочего процесса обеспечивает выполнение требований по предельным значениям выбросов CO, CH, PT, а также их стабильность, определяемую через факторы ухудшения. С целью выполнения требований Правил ООН № 49-05 (ЕВРО-5) по выбросам NO_x < 2,0 г/кВт·ч в системах выпуска автомобилей КАМАЗ с двигателями семейства 910.10, применяется технология SCR — селективного каталитического восстановления оксидов азота аммиаком, образующимся в процессе разложения раствора мочевины (коммерческое обозначение AdBlue) [10]. В состав системы обработки ОГ входят:

- каталитический блок, размещенный в корпусе глушителя;
- бак для нейтрализующей жидкости (НЖ) — AdBlue с системой подогрева, датчиками уровня и температуры НЖ;
- дозирующий насос и форсунка подачи НЖ в поток ОГ;
- датчик NO_x на выходе ОГ из корпуса глушителя;
- подогреваемых трубопроводов подвода и отвода НЖ;
- ЭСУ управления дозированием НЖ и функциями бортовой диагностики.

Развитие экспериментальной базы испытаний двигателей»

В ПАО «КАМАЗ» исследовательские испытания двигателей нового поколения выполняются

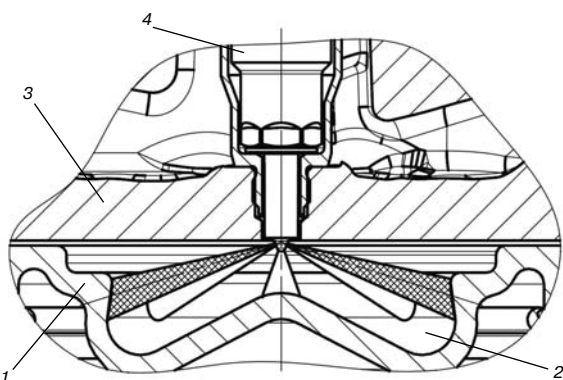


Рис. 10. Схема непосредственного впрыскивания топлива в КС дизелей КАМАЗ Р6:

1 — поршень в положении ВМТ; 2 — камера сгорания; 3 — головка цилиндра; 4 — инжектор впрыскивания топлива

на моторных стендах с тормозными динамометрами асинхронного типа. Системы их нагружения позволяют проводить испытания двигателей с номинальной мощностью до 700 и 1000 л. с. Паллетные системы (тележки), входящие в состав стендового оборудования, используются как модули для подготовки двигателей к испытаниям на специализированном участке — вне стенда, что значительно повышает эффективность использования моторных стендов. В состав паллет входят устройства центровки двигателя и стыковки с подмоторной плитой. Общий вид испытательного бокса с размещением основного оборудования представлен на рис. 11. Целевые параметры, необходимая точность и воспроизводимость результатов исследовательских испытаний, в первую очередь по выбросам вредных веществ с ОГ, обеспечивается следующим базовым оборудованием:

- системами кондиционирования воздуха на впуске, охлаждающей жидкости и наддувочного воздуха;
- комплексом газоаналитического оборудования для измерения концентраций вредных веществ до и после системы нейтрализации ОГ;
- системами измерения массовых выбросов частиц и количества взвешенных частиц в ОГ;
- расходомерами измерения массового расхода воздуха, дизельного (газового) топлива;
- модулем измерения температур и давлений.

Исследования рабочего процесса, характеристик тепловыделения, индикаторных показателей во взаимосвязи с изменением элементов конструкции и режимами работы новых рядных двигателей при проведении стендовых испытаний выполняются 16-канальной системой индицирования.

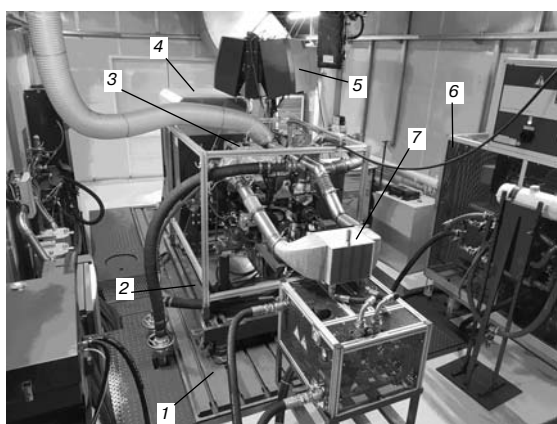


Рис. 11. Общий вид испытательного стенда дизелей КАМАЗ:

1 — подмоторная плита; 2 — паллета; 3 — двигатель; 4 — нагружающее устройство; 5 — кабельная консоль с измерительными модулями; 6 — устройство кондиционирования охлаждающей жидкости; 7 — устройство кондиционирования наддувочного воздуха

В состав модуля измерения температур и давлений входят:

- 40 каналов измерения температур;
- 32 канала измерения давлений.

Программное обеспечение систем управления испытательными стендами позволяет проводить испытания двигателей по стационарным и динамическим циклам в соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН № 49-05 и 49-06.

Развитие технологии серийного производства рядных дизелей КАМАЗ Р6.

Технологическая подготовка серийного производства деталей двигателя — блок цилиндров, головка цилиндра, коленчатый вал, маховик, картер маховика — реализована на современном оборудовании мировых станкостроительных производителей. Отличительными особенностями модернизированной технологии являются:

- универсальность оборудования с возможностью быстрой переналадки с применением ЧПУ;
- автоматизированный контроль размеров при обработке;
- возможность регулировать процесс изготовления деталей.

Технологическое оборудование снабжено встроенной системой защиты от неправильной установки детали в приспособление станка, автоматизирован контроль соответствия установок комплектующих. Все оборудование оснащено системой прослеживаемости, что обеспечивает 100 %-ный контроль соответствия хода производства технологическим требованиям. Предусмотрен также 100 %-ный контроль особо ответственных (ключевых) параметров и активный контроль износа режущего инструмента при обработке.

На всех линиях предусмотрен ручной межоперационный контроль, который с помощью системы WF обеспечивает передачу измерений на рабочее место наладчика. Одновременно проводится статистический анализ данных с помощью системы Q-Das.

Основное технологическое оборудование — современные обрабатывающие центры, которые используются при изготовлении блока и головки цилиндра. При обработке блока цилиндров достижение требуемых параметров по точности размеров и шероховатости поверхностей обеспечивается за счет применения специального режущего инструмента и режимов резания, что позволяет исключить операции шлифовки и хонингования отверстий под коленчатый и распределительный валы и толкатели. Кроме этого, при изготовлении блока цилиндров применяется специальная моечная машина, обеспечивающая высокое качество промывки с одновременным снятием заусенцев — за счет приме-

нения направленных сопел с давлением 600–800 бар. В новой технологической линии осуществляется полный цикл обработки блока — механическая обработка, сборка с крышками, втулками, заглушками, контроль герметичности, межоперационный контроль размеров детали.

Обработка головки цилиндра осуществляется на гибкой производственной линии, в которой предусмотрен контроль герметичности и мойка деталей. Сборка головки цилиндра с седлами, втулками, заглушками осуществляется технологическими роботами. Все критические параметры обеспечиваются 100 %-ным контролем с наличием обратной связи. Специальные измерительные машины, включая кругломер и контурограф, контролируют в линии требования к некруглости деталей, требования по шероховатости, диаметральные допуски.

Коленчатый вал — одна из базовых, наиболее ответственных и дорогостоящих деталей дизеля, обрабатывается на автоматизированной линии с особыми требованиями к качеству технологического процесса. Обработка коренных и шатунных шеек осуществляется на современном шлифовальном оборудовании, где за одну установку шлифуются коренные и шатунные шейки специальными кругами с высокой скоростью и с последующей обработкой на полировальном станке. Перемещение коленчатого вала по линии осуществляется с помощью порталного загрузчика. В линии 100 %-ный контроль всех размеров коленчатого вала выполняется на измерительной машине фирмы «Марпосс». Сборка коленчатого вала с шестернями и фланцем осуществляется без присутствия оператора — технологическим роботом.

Общей особенностью всех модернизированных в ПАО «КАМАЗ» технологических процессов является мониторинг работы оборудования с выводом информации в онлайн-режиме руководителям производства. Кроме этого, обеспечивается анализ простоев: отсутствие инструмента, оператора, смазочно-охлаждающей жидкости и т.д. Также система мониторинга позволяет фиксировать изменения в управляющих программах.

Выводы.

1. Комплексный подход ПАО «КАМАЗ» к развитию конструкции рядных шестицилиндровых дизельных двигателей позволил создать семейство коммерческих двигателей моделей 910.10 с диапазоном эффективной мощности 380–550 л. с., и эффективным КПД на режиме максимального крутящего момента, равном 46,5 %.

2. Качество рабочего процесса нового семейства дизелей КАМАЗ достигнуто за счет совокупной оптимизации:

➤ формы камеры сгорания и интенсивности вихревого движения воздушного заряда;

➤ расположения топливных факелов в объеме КС;

➤ начала, продолжительности и интенсивности впрыскивания топлива.

3. По выбросам вредных веществ с ОГ новое семейство рядных дизелей КАМАЗ соответствует требованиям ЕВРО-5:

➤ по СО, СН, РТ без дополнительных устройств очистки выбросов;

➤ по NO_x, без системы рециркуляции ОГ — с применением технологии SCR на основе 30 %-ного раствора мочевины (AdBlue).

4. Развитие конструкции рядных дизелей КАМАЗ Р6, модернизация экспериментальной базы исследований и испытаний новых рядных двигателей, технологии их серийного производства создают потенциал для выполнения требований ЕВРО-6.

Литература

1. Стратегия развития автомобильной промышленности России, economy.government.ru
2. Программа стратегического развития ПАО «КАМАЗ» на период до 2025 года, www.kamaz.ru/about/development/strategy
3. Технический регламент Таможенного союза ТР ТС 018/2011 О безопасности колесных транспортных средств (с изменениями на 16 февраля 2018 года), www.eaeunion.org, 15.05.2018.
4. Правила ООН № 49-06. Единообразные предписания, касающиеся подлежащих принятию мер по ограничению выбросов загрязняющих газообразных веществ и взвешенных частиц двигателями с воспламенением от сжатия и двигателями с принудительным зажиганием, предназначенными для использования на транспортных средствах. Поправки серии 06. E/ECE/TRANS/505/Rev.1/Add.48/Rev.6
5. Григорьев М.А., Долецкий В.А., Желтяков В.Т., Субботин Ю.Г. Обеспечение качества транспортных двигателей. Т. 1. Москва, ИПК Изд. стандартов. 1998. — 629 с.
6. Райф К. Системы управления дизельными двигателями. Москва, За рулем, 2013. — 232 с.
7. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Москва, Машиностроение. 1975. — 488 с.
8. Мозер Ф.К., АВЛ Лист ГмбХ. Тенденции и решения в разработке коммерческих дизельных двигателей. Международная научно-техническая конференция, 24–25 июня, 2009, Протвино. — 18 с.
9. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. Москва, изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 720 с.
10. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-14. Двигатели внутреннего сгорания. Ответственный редактор академик РАН К.С. Колесников. Москва, Машиностроение, 2013. — 783 с.

ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНАЯ УСТАНОВКА С ЭЛЕКТРОННО-УПРАВЛЯЕМЫМ ПРОПУСКОМ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

В.И. Потапов, инженер, ООО «Энерготехстрой» г.Уфа,
Р.Р. Галиуллин, д.т.н., зав кафедрой
Башкирский государственный аграрный университет, г. Уфа

Разработана электронно-управляемая топливоподающая система с регулируемым пропуском подачи топлива и предложены способы регулирования режимов работы дизелей в составе генераторных установок. Дана оценка эффективности работы дизелей в генераторных установках путем регулирования нагрузки за счет пропуска подачи топлива.

Введение

Эффективные показатели дизелей при работе в генераторных установках оказываются наиболее высокими при номинальных, причем постоянных нагрузках. С уменьшением нагрузки на двигатель, а также при работе на неустановившиеся режимах они заметно ухудшаются.

Это во многом является результатом несовершенства аппаратуры топливоподдачи механического типа с жестким приводом плунжера в составе насоса высокого давления и инертностью действия механических регуляторов центробежного типа. Из-за этих недостатков трудно решаются вопросы обеспечения оптимальных параметров топливоподдачи для каждого режима работы дизеля [1, 2].

Решению этой проблемы в определенной мере может способствовать впрыск увеличенной цикловой подачи топлива на режимах малых нагрузок, например, путем отключения рабочих ходов в цилиндрах за счет пропуска подачи топлива [3, 4, 7].

Цель и задачи исследования

Цель исследования — повышение эффективности работы дизелей в составе генераторных установок путем электронно-управляемого пропуска подачи топлива.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- разработать топливоподающую систему с электронно-управляемым пропуском подачи топлива;
- провести безмоторные и моторные испытания предложенной системы;
- оценить эффективность работы дизеля в составе генераторной установки при регулировании нагрузки за счет пропуска подачи топлива.

На кафедре электроснабжения и применения электрической энергии в сельском хозяйстве

ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ разработана электронно-управляемая топливоподающая система с регулируемым пропуском подачи топлива и предложены способы регулирования режимов работы дизелей в составе генераторных установок [5, 6].

Материалы и методы исследования

Экспериментальные исследования разработанной топливной системы проводились на стенде

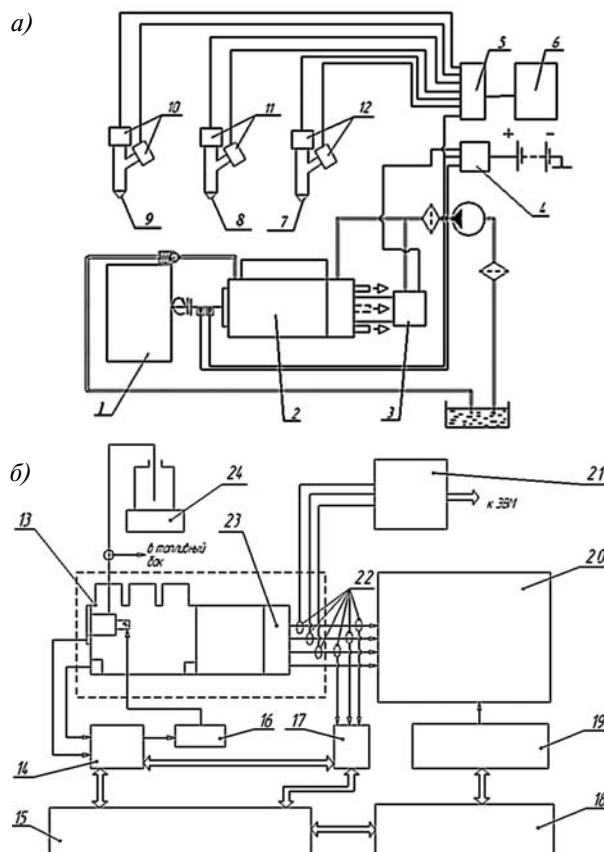


Рис. 1. Схемы установок для безмоторных (а) и моторных (б) исследований:

1 — стенд для испытания топливной аппаратуры; 2 — топливный насос высокого давления; 3 — электронно-управляемый двухзатворный соленоид; 4 — микропроцессорный блок управления; 5 — крестовая система LTC; 6 и 18 — ЭВМ; 7–9 — форсунки; 10–12 — датчики давления; 13, 23 — дизель и генератор; 14 — микропроцессорный блок управления; 15 — крестовая система; 16 — преобразователь напряжения; 17 — счетчик электроэнергии CE 301 R33 145-JAZ; 19 — пульт управления нагрузкой; 20 — нагрузочный стенд; 21 — измеритель показателей качества электроэнергии AR.05L; 22 — датчики тока и напряжения; 23 — генератор; 24 — электронные весы

для регулировки топливной аппаратуры (рис. 1, а), а моторные — на специально разработанной и собранной на кафедре установке (рис. 1, б). Измерительная установка была выполнена на базе крейтовой системы LTC.

Обработка данных проводилась на ЭВМ при помощи стандартных программ «Statistika», «Mathcad» и специализированного комплекса программ «ACTest-Pro» производства ООО «Лаборатория автоматизированных систем» (Москва).

Регулирование режимов работы дизеля генераторной установки осуществлялось с использованием электронного блока, разработанного на кафедре. В качестве дозатора топлива использовался электронно-управляемый соленоид фирмы «Denso».

Результаты исследования

На рис. 2 представлены скоростные характеристики насоса высокого давления распределительного типа с электронно-управляемым клапаном при различных длительностях управляющего импульса и частотах вращения кулачкового вала насоса. Данная характеристика в дальнейшем была использована при построении базовой характеристики для электронного регулятора.

Для надежного срабатывания клапана соленоида на частотах вращения дизеля 3000–3100 об/мин использовался форсирующий импульс, создаваемый путем разряда предварительно заряженного бустерного конденсатора.

Ход клапана и подводимый ток к его обмотке представлены на рис. 3.

Моторные испытания электронно-управляемой системы проводились по многофакторному плану. Это позволило в итоге сократить число экспериментов и повысить точность исследований.

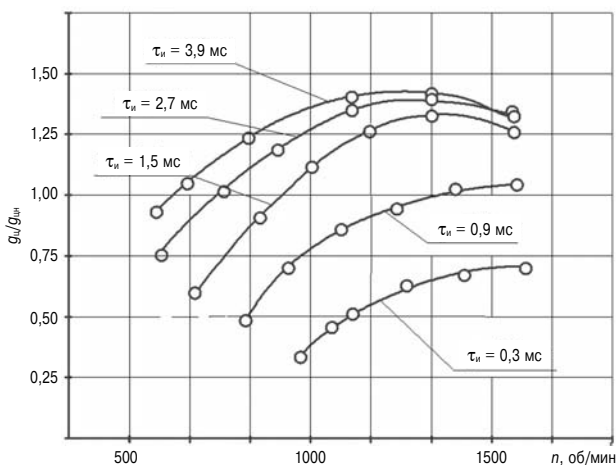


Рис. 2. Скоростные характеристики топливной системы с насосом распределительного типа и электронно-управляемым клапаном при различных длительностях управляющего импульса

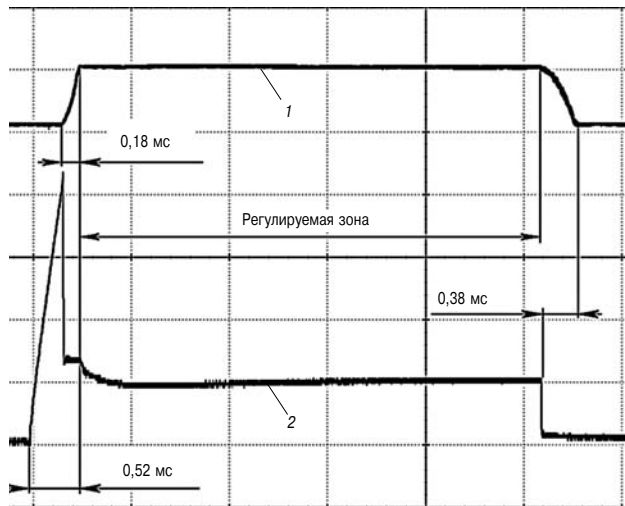


Рис. 3. Осциллограммы хода клапана и тока в обмотке электромагнита соленоида:
1 — ход клапана; 2 — ток

В качестве переменных были выбраны: k — номер пропускаемой подачи, g_u — цикловая подача и n — частота вращения вала двигателя. За параметр оптимизации был принят удельный эффективный расход топлива — g_e .

Управляющими параметрами (X) приняты цикловая подача g_u и номер пропускаемой подачи k ; параметрами состояния (Y) — удельный расход топлива g_e и нагрузка потребителя.

На основе анализа априорных экспериментальных данных была выбрана функция отклика вида

$$g_e = b_0 + b_1 \cdot g_u + b_2 \cdot \Delta\theta + b_3 \cdot N_e + b_{11} \cdot g_u \cdot \Delta\theta + b_{22} \cdot g_u \cdot N_e + b_{33} \cdot \Delta\theta \cdot N_e + b_{12} \cdot g_u^2 + b_{13} \cdot \Delta\theta^2 + b_{23} \cdot N_e^2.$$

Здесь $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{11}, b_{22}, b_{33}, b_{12}, b_{13}, b_{23}$ — коэффициенты регрессии, определяемые методом вариационно-статической обработки результатов многофакторного эксперимента.

Для определения коэффициентов регрессии использована программа Mathcad.

Значения факторов определены по общепринятой методике с использованием экспериментальных данных. Например, при значениях $g_u = 18,3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$; $\Delta\theta = 4,9 \text{ град}$ и $N_e = 9,2 \text{ кВт}$ удельный эффективный расход оказался равным $g_e = 270,8 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.

Адекватность модели была доказана критерием Фишера; рассчитанное значение его не превышало табличного ($1,97 < 2,0$).

Функция отклика с рассчитанными коэффициентами в окончательном виде

$$g_e = 4567 - 469,249 \cdot g_u + 1,546 \cdot 10^3 \cdot \Delta\theta - 795,367 \cdot N_e - 42,277 \cdot g_u \cdot \Delta\theta + 3,029 \cdot g_u \cdot N_e + 141,26 \cdot \Delta\theta \cdot N_e + 17,848 \cdot g_u^2 - 215,986 \cdot \Delta\theta^2 + 1,811 \cdot N_e^2.$$

Результаты расчетов, выполненных с использованием этого выражения и экспериментов приведены на рис. 4.

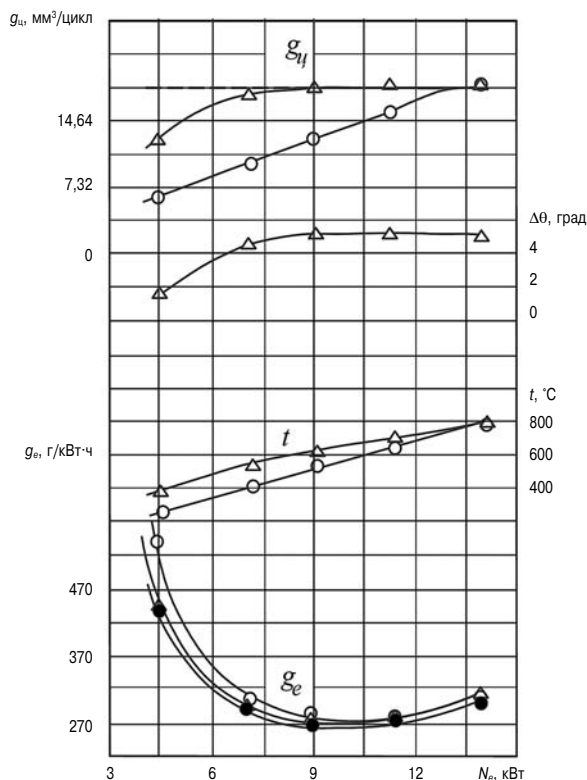


Рис. 4. Нагрузочная характеристика дизеля электростанции KIPOR KDE19AE3:

1 — при работе со штатной системой управления; 2 — при работе с экспериментальной системой управления; 3 — удельный расход топлива, рассчитанный по многофакторному плану

Для достижения наибольшей экономичности регулирование режимов работы дизеля электростанции обеспечивалось комбинированным способом: при работе с номинальной нагрузкой и перегрузкой — изменением цикловой подачи, а на частичных режимах — пропуском подач с дополнительным корректированием цикловых подач в работающих цилиндрах. Кроме того, на отдельных нагрузочных режимах система дополнительно корректирует номер пропускаемой подачи. Так, например, при нагрузках потребителя 13,5 кВт микропроцессорный блок реализует 100 %-ную подачу ($m = 100\%$) (см. рис. 4). На участке номинальных и частичных (до 7 кВт) нагрузок номер пропускаемой подачи увеличивается на единицу, а при дальнейшем снижении нагрузки этот коэффициент увеличивается еще на единицу.

Из рис. 4 видно, что при реализации комбинированного управления достигается более экономичная работа дизеля электростанции. И экономичность тем выше, чем ниже нагрузка потребителя. Так, например, при нагрузках 6 кВт расход топлива снижается с 355,6 до 322 г/(кВт·ч), т. е. на 9,4 %, а при 4,5 кВт это снижение составляет 19,3 % (с 540 до 436 г/(кВт·ч)).

При работе дизеля с комбинированным управлением топливоподачей температура отработавших газов оказывается выше, чем при штатной системе. Так, на режиме 4,5 кВт при работе дизеля со штатной системой, температура отработавших газов составила 440 °С, экспериментальной — 550 °С. Такая разница объясняется возрастанием нагрузки на продолжающие работать цилиндры.

Выводы

Таким образом, переход на регулирование режимов работы дизеля генераторных установок пропуском подачи топлива может стать эффективным способом повышения их экономичной работы, к тому же модернизация системы топливоподачи не требует существенного изменения конструкции двигателя — снимается механический регулятор, а вместо штуцера НВД устанавливается штуцер с установленным в нем электронно-управляемым перепускным клапаном.

Литература

1. Баширов Р.М., Галиуллин Р.Р. Регулирование топливоподачи в тракторных дизелях мощности / учебное пособие для вузов. Уфа : Башкирский ГАУ, 2008. 168 с.
2. Гришин Д.К., Эммиль М.В. Исследование переходных процессов дизель-генератора, оснащенного системой отключения циклов // Вестник Российского университета дружбы народов. 2004. № 1. С. 23–27.
3. Галиуллин Р.Р., Гайсин Э.М. Регулирование режимов работы дизелей пропуском подачи топлива // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2005. № 11. С. 30–31.
4. Галиуллин Р.Р. К вопросу регулирования частоты вращения коленчатого вала двухцилиндрового дизеля автономных электростанций малой мощности // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2012. № 2. С. 37–39.
5. Галиуллин Р.Р., Мифтахутдинов Ф.Ф. Комбинированное электронное регулирование топливоподачи в автономных дизель-генераторах малой мощности // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2013. № 3. С. 92–96.
6. Галиуллин Р.Р., Сафин А.В., Потанов В.И. Патент № RU 2468230 Способ регулирования частоты вращения дизель-электрического силового агрегата // Открытия. Изобретения, 2012.
7. Галиуллин Р.Р., Мифтахутдинов Ф.Ф. Патент № RU 2543105 Способ повышения эффективного КПД дизеля электрического силового агрегата // Открытия. Изобретения, 2015.
8. Драгунов Г.Д., Мурог И.А., Медведев А.Н. Эффективность отключения части цилиндров для повышения топливной экономичности дизеля КАМАЗ-740.10 // Двигателестроение. — 2010. — № 2. — С. 34–36.
9. Патрахальцев Н.Н., Страшинов С.В., Корнев Б.А., Мельник И.С. Регулирование дизеля методом отключения-включения цилиндров или циклов // Двигателестроение. — 2011. — № 3. — С. 7–12.
10. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей М. : Легион-Автодата, 2004 344 с.

АНАЛИЗ СОСТАВА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ KM-170FA

А.А. Обозов, д.т.н., профессор,
М.А. Новиков, аспирант, П.А. Гришанов, магистрант
Брянский государственный технический университет

Представлены результаты анализа состава отработавших газов (ОГ) промышленного дизельного двигателя, выполненного на основе данных, полученных при проведении лабораторных (стендовых) испытаний. Испытания проведены в поле возможных режимов работы двигателя с целью оптимального размещения эксплуатационной характеристики приводного агрегата. Рассмотрены вопросы аппроксимации универсальных характеристик концентраций вредных компонентов ОГ для их графического представления в трехмерной системе координат.

В последние десятилетия наибольшее внимание уделяется проблеме сохранения окружающей среды и в частности снижению ее загрязнения, вызываемого техногенной деятельностью человека.

Одним из источников загрязнения продолжают оставаться двигатели внутреннего сгорания (ДВС), используемые в качестве источников механической энергии для привода транспортных средств. При работе ДВС с отработавшими газами в атмосферу выбрасываются такие вредные (токсичные) компоненты, как оксиды азота (NO_x), монооксид углерода (CO), несгоревшие углеводороды (CH), сажа (C) и пр. Выбросы двуокиси углерода (CO_2) нетоксичны, однако они также наносят вред окружающей среде (вызывают так называемый «парниковый эффект»). Качественный и количественный состав отработавших газов ДВС в настоящее время достаточно хорошо изучен, а также изучены методы снижения их воздействия на окружающую среду [1–6].

Можно предположить, что ДВС еще в течение предстоящих 50 лет будут оставаться одним из основных источников энергии на транспорте и в связи с этим проблема улучшения их экологических свойств остается актуальной.

На кафедре «Тепловые двигатели» БГТУ проводятся исследования, направленные на получение информации о химическом составе отработавших газов (ОГ) дизельных двигателей и влиянии на состав ОГ различных факторов (термодинамических характеристик рабочего процесса, процесса топливоподачи, смесеобразования, режима работы). Основной акцент



делается на исследовании концентрации в ОГ окислов азота и поиске путей ее снижения.

Ниже приводятся результаты анализа химического состава ОГ четырехтактного дизельного двигателя универсального назначения KM-170FA (производитель — фирма «WUXI KIPOR POWER CO., LTD», Китайская народная республика).

Основные технические характеристики двигателя

Эффективная мощность (номинальная) P_e , кВт	2,5
Частота вращения (номинальная) n , об/мин	3000
Число цилиндров i ,	1
Диаметр цилиндра D , мм	70
Ход поршня S , мм	55
Рабочий объем цилиндра V_h , л	0,212
Геометрическая степень сжатия ϵ	20
Удельный эффективный расход топлива b_e , г/(кВт · ч)	280



Рис. 1. Дизельный двигатель KM-170FA

Внешний вид исследуемого двигателя приведен на рис. 1.

Исследования проводились на лабораторном стенде (рис. 2) с использованием многокомпонентного газоанализатора «Автотест-02.03» (0 кл. точности по ГОСТ Р 52033–2003) (рис. 3), предназначенного для определения содержания в ОГ оксида углерода (CO), диоксида углерода (CO₂), углеводородов (CH), кислорода (O₂), оксидов азота (NO_x), а также коэффициента избытка воздуха (λ -параметра).

В применяемом типе газоанализатора определение концентрации CH, CO₂, CO основано на измерении величины поглощения инфракрасного излучения источника молекулами газов в узких областях спектра (3,4; 4,25 и 4,7 мкм соответственно). Концентрация кислорода O₂ определяется электрохимическим методом, концентрация окислов азота — на основе применения электрохимической ячейки 3NF/F Nitric Oxide CiTicel.

При проведении испытаний ставилась задача получить данные о концентрации химических компонентов в ОГ в широком диапазоне изменения нагрузочных и скоростных режимов рабо-

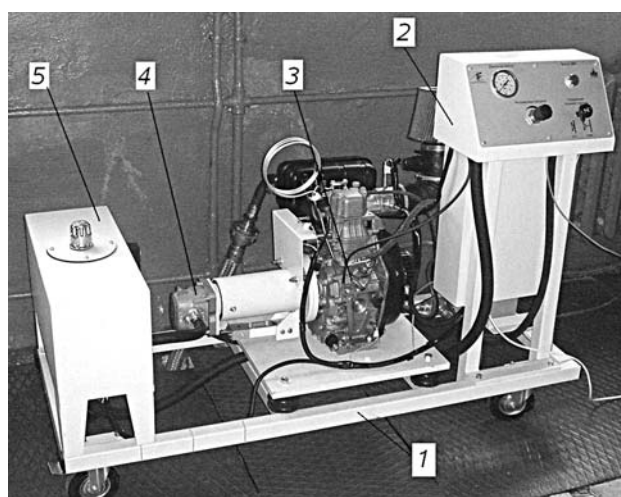


Рис. 2. Автоматизированный лабораторный стенд испытаний двигателя KM-170FA:

1 — фундаментная рама; 2 — панель управления стендом; 3 — двигатель; 4 — нагрузочное устройство гидравлического типа (масляный насос); 5 — масляный бак



Рис. 3. Внешний вид газоанализатора «Автотест-02.03»

ты двигателя ($n = n_{\min} \rightarrow n_{\max}$; $M_e = M_{e\text{xx}} \rightarrow M_{e\text{max}}$). Диапазон изменения параметров исследуемой режимной области задан следующим: $n_{\min} = 1500$; $n_{\max} = 3500$ об/мин; $M_{e\text{xx}} = 0$ Нм; $M_{e\text{max}} = 8$ Нм. Испытания проводились по плану эксперимента, который включал в себя 20 режимов, равномерно покрывающих область эксплуатационных режимов двигателя (рис. 4). Цель проведения испытаний — оптимальное размещение эксплуатационной характеристики приводного агрегата в поле возможных режимов работы дизеля.

На первом этапе исследований после получения данных о значениях концентрации химических компонентов в ОГ выполнялся корреляционный анализ данных. На рис. 5 приведена матрица коэффициентов корреляции, которая отражает наличие линейных зависимостей измеренных концентраций компонентов ОГ и режимных факторов (частоты вращения и крутящего момента). Также на основе приведенных в таблице данных можно оценить взаимную корреляцию между концентрациями компонентов ОГ.

Очевидно, что закономерности протекания процесса сгорания в цилиндре дают выраженную корреляцию между содержаниями кислорода и углекислого газа и нагрузкой дизеля ($r_{O_2-Me} = -0,921$, $r_{CO_2-Me} = +0,875$) и, соответственно, также наблюдается взаимосвязь между компонентами O₂ и CO₂ ($r_{O_2-CO_2} = -0,955$). Матрица коэффициентов корреляции показывает, что с возрастанием нагрузки наблюдается увеличение концентрации токсичных компонентов CO, CH, NO_x ($r = +0,60 \dots +0,72$), влияние же частоты вращения на

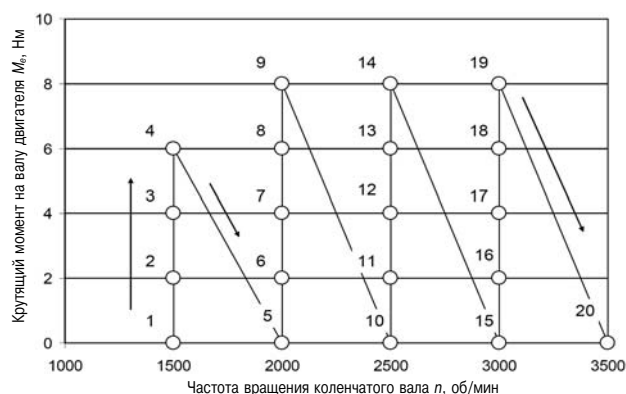


Рис. 4. План эксперимента

	n	M_e	n^2	M_e^2	$n \cdot M_e$	CO	CH	NO _x	CO ₂	O ₂
n	1,000									
M_e	0,005	1,000								
n^2	0,992	-0,038	1,000							
M_e^2	0,026	0,965	-0,019	1,000						
$n \cdot M_e$	0,260	0,950	0,214	0,928	1,000					
CO	-0,104	0,594	-0,106	0,648	0,546	1,000				
CH	-0,028	0,673	-0,038	0,750	0,627	0,830	1,000			
NO _x	-0,246	0,721	-0,241	0,643	0,584	0,349	0,417	1,000		
CO ₂	0,195	0,875	0,164	0,917	0,888	0,697	0,854	0,635	1,000	
O ₂	-0,080	-0,921	-0,058	-0,920	-0,881	-0,693	-0,809	-0,758	-0,955	1,000

Рис. 5. Матрица коэффициентов корреляции параметров

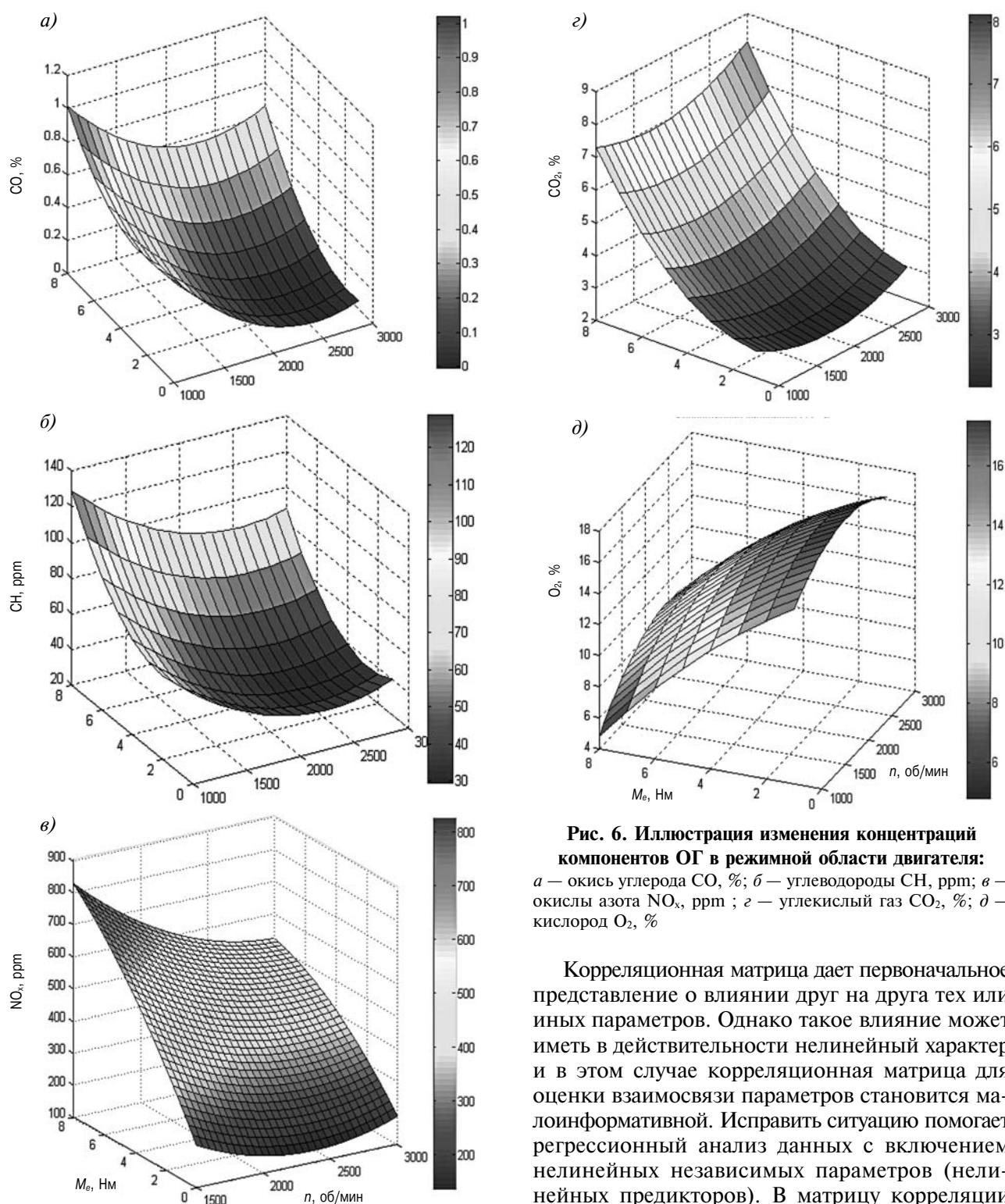


Рис. 6. Иллюстрация изменения концентраций компонентов ОГ в режимной области двигателя:

a — окись углерода CO, %; *б* — углеводороды CH, ppm; *в* — окислы азота NO_x, ppm; *г* — углекислый газ CO₂, %; *д* — кислород O₂, %

уровни концентрации рассматриваемых компонентов значительно слабее ($r = -0,10 \dots -0,25$; следует обратить внимание на то, что коэффициенты отрицательны). Изменение частоты вращения также менее существенно влияет на концентрацию O₂ и CO₂.

Следует отметить взаимосвязь концентраций таких компонентов, как CO и CH (наблюдается положительная корреляция: $r_{\text{CO-CH}} = +0,830$).

Корреляционная матрица дает первоначальное представление о влиянии друг на друга тех или иных параметров. Однако такое влияние может иметь в действительности нелинейный характер и в этом случае корреляционная матрица для оценки взаимосвязи параметров становится малоинформативной. Исправить ситуацию помогает регрессионный анализ данных с включением нелинейных независимых параметров (нелинейных предикторов). В матрицу корреляции (рис. 5) такие параметры включены: n^2 , M_e^2 , $M_e \cdot n$.

При выполнении регрессионного анализа для описания изменения концентрации компонентов ОГ в режимной области работы двигателя была выбрана так называемая «полная квадратура». Такое описание имеет следующий вид:

Конц = $a + b \cdot n + c \cdot M_e + d \cdot n^2 + e \cdot M_e^2 + f \cdot n \cdot M_e$,
где a , b , c , d , e , f — коэффициенты уравнения регрессии.

Коэффициенты уравнений регрессии, описывающих уровни концентраций компонентов ОГ дизеля

Коэфф. регрессии	CO, %	CH, ppm	NO _x , ppm	CO ₂ , %	O ₂ , %
<i>a</i>	1,7342E+00	1,4278E+02	8,4785E+02	4,9294E+00	1,0435E+01
<i>b</i>	-1,2996E-03	-8,7451E-02	-6,0086E-01	-2,7795E-03	7,5013E-03
<i>c</i>	-9,5321E-02	-6,3114E+00	1,3373E+02	-1,8418E-01	-1,0071E+00
<i>d</i>	2,5033E-07	1,8517E-05	1,2684E-04	7,0159E-07	-1,8023E-06
<i>e</i>	1,5271E-02	1,7658E+00	-3,3370E+00	8,6574E-02	-7,3795E-02
<i>f</i>	1,4873E-05	-9,2257E-04	-2,1836E-02	4,8034E-05	1,7960E-04

Результаты регрессионного анализа представлены в таблице.

Примечание. При необходимости получения уравнения регрессии вида

Конц = $a + b \cdot n + c \cdot p_e + d \cdot n^2 + e \cdot p_e^2 + f \cdot n \cdot p_e$,
(где p_e — среднее эффективное давление цикла, МПа) следует пересчитать приведенные в таблице коэффициенты, воспользовавшись очевидным соотношением

$$M_e = p_e \left(\frac{V_h}{4\pi} \cdot 10^6 \right),$$

где V_h — рабочий объем цилиндра, м³.

С использованием приведенных в таблице данных в среде программирования MATLAB были построены графики функций Конц = $f(n, M_e)$, которые дают наглядное представление о том, как изменяются концентрации компонентов ОГ в режимной области двигателя (рис. 6).

Анализ характера изменения концентрации компонентов ОГ в режимной области показывает следующее:

➤ Концентрация CO изменяется в пределах 0,05–1,12 %, что свидетельствует о недостаточно полном сгорании топлива на режимах работы с высокой нагрузкой. На режиме номинальной эксплуатационной мощности $C_{CO} = 0,66$ %. Наибольшая концентрация $C_{CO} = 1,12$ % наблюдается при большой нагрузке и минимальных оборотах двигателя.

➤ Изменение концентрации СН имеет приблизительно такой же характер изменения, как и CO. Концентрация СН в зависимости от режима колеблется в пределах $C_{CH} = 14–140$ ppm. Наибольший уровень концентрации компонента

СН наблюдается на режиме при $n = n_{\min}$ и $M_e = M_{e \max}$.

➤ Концентрация NO_x изменяется в пределах 250–830 ppm, что характерно для малоразмерных высокооборотных двигателей. Наибольшая концентрация $C_{NO_x} = 830$ ppm наблюдается при большой нагрузке и минимальных оборотах двигателя. На режиме номинальной эксплуатационной мощности $C_{NO_x} = 550$ ppm.

➤ Концентрация углекислого газа CO₂ изменяется в зависимости от режима в пределах 0,7–9,5 %. Характер изменения концентрации данного компонента вполне очевиден.

➤ Концентрация кислорода O₂ изменяется в зависимости от режима в пределах 5,8–20,1 %. Характер изменения концентрации данного компонента также вполне очевиден.

➤ С учетом полученных результатов изменения концентрации вредных веществ, двигатель типа КМ-170FA целесообразно использовать для привода агрегата с постоянной частотой вращения, например электрогенератора.

Литература

1. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. 2-е изд., перераб. М. : Машиностроение, 1981. 160 с.
2. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.
3. Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М. : Изд-во РУДН, 1998. 214 с.
4. Новиков Л.А. Анализ потенциала модернизации дизелей семейства ЧН21/21 для достижения действующих норм вредных выбросов // Двигателестроение. 2011. № 4. С. 31–38.
5. Гумеров И.Ф., Хафизов Р.Х., Борисенков Е.Р., Гатауллин Н.А., Румянцев В.В. Повышение экологических показателей качества автомобильных дизелей КамАЗ — основное направление их развития // Двигателестроение. 2013. № 1. С. 31–37.
6. Новиков Л.А. Основные направления создания малотоксичных транспортных двигателей // Двигателестроение. 2002. № 2. С. 23–27.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА САМОВОСПЛАМЕНЕНИЯ БИОДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

*П.П. Ощепков к.т.н., доцент, С.В. Смирнов к.т.н., доцент
Российский университет дружбы народов, Москва
И.А., Заев к.ф.-м.н., научный сотрудник
ООО «Кинтех Лаб», Москва*

Приводится методика кинетического моделирования процесса самовоспламенения биодизельного топлива в воздухе, а также результаты расчетных исследований особенностей процесса сгорания биодизельного топлива с 20 %-ной добавкой пальмового масла и перекиси водорода и влияние добавок на время задержки воспламенения и процесс горения. Установлены предельные значения добавки перекиси водорода в рассматриваемое биодизельное топливо, которые позволяют сократить время задержки воспламенения. Показано, что выявленное влияние добавок перекиси водорода на реакционную способность биодизельного топлива с добавками пальмового масла позволяет управлять временем задержки воспламенения биодизельного топлива.

Введение

Мировой спрос на нефть и жидкие биотоплива (более 55 %) [1] во многом определяется потреблением топлива транспортом. Во многих странах мира ведутся исследования по поиску альтернативных видов топлива для двигателей внутреннего сгорания. Существует два наиболее распространенных типа биотоплива — этанол и биодизельное топливо [2].

В РУДН традиционно ведутся совместные исследования с представителями развивающихся стран Азии, Африки и Латинской Америки. Такие страны как Малайзия, Индонезия, Таиланд, Нигерия, активно производят биотоплива из внутренних возобновляемых ресурсов.

По данным The «Global Petroleum Club» [3], наибольшей производительностью (среди растений) в килограммах и литрах масла с гектара обладает пальмовое масло. Мировыми лидерами по производству пальмового масла являются Индонезия и Малайзия. В этих странах проводятся научные исследования [4, 5] по использованию пальмового масла в качестве альтернативного топлива для дизельных двигателей.

К ведущим странам-производителям пальмового масла относится и Нигерия [6], автомобильный транспорт в которой осуществляет

большую часть грузовых и пассажирских перевозок [7], а в сельском хозяйстве занято 65 % населения [8].

При использовании пальмового масла в качестве добавки к основному виду топлива в транспортном секторе сельского хозяйства Нигерии можно существенно уменьшить потребление дизельного топлива, сократить транспортные издержки на перевозку нефтепродуктов и снизить токсичность отработавших газов дизельных транспортных средств, используемых в аграрных районах страны.

Сравнение физико-химических свойств [9–11] растительных масел показывает, что пальмовое масло по ряду свойств (теплота сгорания, стехиометрическое соотношение, цетановое число и др.) наиболее близко к традиционному дизельному топливу. Однако пальмовое масло имеет серьезные отличия от традиционного нефтяного топлива (кинематическая вязкость, температура застывания), что делает невозможным применение чистого пальмового масла в дизельных двигателях без внесения изменений в конструкцию двигателя и топливной аппаратуры.

Поэтому наиболее перспективным является использование биодизельного топлива, представляющего смесь дизельного топлива и пальмового масла, при работе на котором не потребуются существенные изменения конструкции двигателя. Как показали экспериментальные исследования, биодизельное топливо с добавками пальмового масла до 20 % отвечает поставленным требованиям.

Цель исследования

Цель данного исследования — определение влияния добавок пальмового масла и перекиси водорода на процесс самовоспламенения биодизельного топлива и разработка метода управления сгоранием биодизельного топлива с добавками пальмового масла за счет использования перекиси водорода.

Мощностные и экономические показатели работы двигателя во многом определяются организацией процесса горения топлива, поэтому необходимо исследовать особенности горения:

- дизельного топлива без каких-либо добавок;
- дизельного топлива с добавкой 20 % пальмового масла (биодизельное топливо);
- биодизельное топливо с добавкой 20 % пальмового масла и различными добавками перекиси водорода.

Расчетные исследования процесса горения исследуемых топлив

При изучении процесса горения надо выделить два процесса, зависящих от реакционной способности топлива: момент самовоспламенения топливовоздушной смеси и процесс распространения ламинарного пламени.

Первый из них определяется кинетикой самовоспламенения топлива, второй — конструктивными и другими параметрами организации рабочего процесса (мелкость распыливания топлива, форма камеры сгорания в поршне, степень закрутки потока и т. д.). Следовательно, при сохранении конструктивных параметров дизельного двигателя наибольший интерес представляет регулирование стадии самовоспламенения горючей смеси для обеспечения оптимальных условий воспламенения и последующего сгорания топлива.

В настоящей работе исследуется влияние состава биодизельного топлива (дизельное топливо + + пальмовое масло) на характеристики его воспламенения в условиях, характерных для работы дизельного двигателя, а также проводится оценка возможности повышения реакционной способности биодизельного топлива за счет добавок к нему перекиси водорода.

Процесс самовоспламенения топливо-воздушной смеси характеризуется временем задержки воспламенения. Именно изменение времени задержки воспламенения биодизельного топлива по сравнению с исходным дизельным, в том числе с добавками перекиси водорода, является целевым параметром для оценки эффективности использования пальмового масла в дизельных двигателях без существенного ухудшения экономичности работы двигателя.

Для определения времени задержки воспламенения выбрана методика кинетического моделирования процесса самовоспламенения биодизельного топлива в воздухе, которая заключается в следующем.

Реальное дизельное топливо является смесью сотен углеводородов, моделирование самовоспламенения которой представляется невозможным в настоящее время из-за отсутствия данных о химических реакциях всех возможных углеводородов. Реальное дизельное топливо заменяется суррогатом — н-гептаном. Н-гептан имеет близкое цетановое число к дизельному топливу, то есть демонстрирует подобные характеристики самовоспламенения. Ранее н-гептан использовался

в качестве компонента суррогата дизельного топлива [12], далее будем называть его дизельным топливом (ДТ).

Биотопливо представляет собой результат эстерификации растительных масел. В случае пальмового масла основными компонентами являются метилэфиры пальмовой и олеиновой кислот [13]. Эквимолярная смесь метилэфира пальмовой и олеиновой кислот используются в качестве суррогата пальмового масла (ПМ).

Для кинетического моделирования процесса самовоспламенения биодизельного топлива рассматриваются следующие условия, характерные для дизельного двигателя в момент впрыска и самовоспламенения топлива:

- стехиометрическая топливо-воздушная смесь (самовоспламенение впервые происходит именно в зоне, где коэффициент избытка воздуха равен 1);

- диапазон начальных температур (ТВС), характерных для температуры сжатого воздуха вблизи ВМТ: 700–1100 К;

- давление 40 бар;

- состав биодизельного топлива представляет собой смесь пальмового масла (ПМ) и дизельного топлива с массовой долей ПМ 20 %;

- массовая доля перекиси водорода (%) на 1 кг топлива у H_2O_2 меняется от 0 до 9,3 % (от 0 до 93 г перекиси на 1 кг топлива).

Моделирование процесса самовоспламенения проводится с помощью библиотеки кинетического моделирования Cantera [14], в расчетах используется модель адиабатического реактора периодического действия. В основе модели — решение дифференциальных уравнений изменения концентраций веществ в реагирующей смеси при заданном давлении и адиабатических условиях протекания процесса.

Полная система кинетических уравнений для адиабатических условий при постоянном давлении p_0 имеет вид:

$$\rho \frac{dY_i}{dt} = M_i W_i; \quad (1)$$

$$W_i = \sum_{j=1}^m (v_{ij}'' - v_{ij}') R_j; \quad (2)$$

$$R_i = k_j + \prod_{k=1}^n \left(\frac{\rho Y_k}{M_k} \right)^{v_{ik}'} - k_{j-} \prod_{k=1}^n \left(\frac{\rho Y_k}{M_k} \right)^{v_{ik}''}, \quad (3)$$

$$p_0 = \rho RT \sum_{i=1}^n \frac{Y_i}{M_i}; \quad (4)$$

$$k_{j\pm} = A_{j\pm} \cdot T^{N_{j\pm}} \cdot \exp\left(-\frac{E_{j\pm}}{RT}\right), \quad (5)$$

где: ρ — плотность реагирующей смеси, которая рассчитывается из уравнения состояния идеального газа (4); Y_i — массовая доля i -го вещества (полное число веществ n , то есть $i = 1 - n$); M_i — молярная масса i -го вещества; W_i — полная скорость его образования (расходования) в моль/с; R_j — скорость j -й реакции (полное число реакций m , то есть $j = 1 - m$); ν'_{ij} — стехиометрический коэффициент i -го вещества в левой части (реагенты) уравнения j -й реакции; ν''_{ij} — стехиометрический коэффициент i -го вещества в правой части (продукты) уравнения j -й реакции; $k_{\pm}$ — константа скорости j -ой реакции в прямом (+) и обратном (–) направлениях, значение которой вычисляется согласно уравнению Аррениуса (5) с параметрами $A_{\pm}$, $N_{\pm}$, $E_{\pm}$, или из более сложных аппроксимаций зависимости от температуры и давления в зависимости от используемого химического механизма. Для системы уравнений (1)–(5) задаются начальные условия

$$Y_i|_{t=0} = Y_{i0}. \quad (6)$$

Для расчета констант скоростей реакций $k_{\pm}$ и плотности ρ необходимо определить температуру системы T . Температура рассчитывается из условия постоянства полной энтальпии системы при изобарном процессе самовоспламенения:

$$h(T, Y_i) = h(T_0, Y_{i0}), \quad (7)$$

где T_0 — начальная температура реагирующей смеси.

В уравнении (7) энтальпия смеси рассчитывается как сумма энтальпий индивидуальных веществ:

$$h(T, Y_i) = \sum_{i=1}^n Y_i h_i(T). \quad (8)$$

Энтальпия i -го вещества h_i рассчитывается исходя из полиномиальных зависимостей энтальпии от температуры, коэффициенты которых являются частью кинетического механизма и предоставляются его авторами.

Для описания процесса самовоспламенения используется универсальный кинетический механизм [15], который был верифицирован для расчета самовоспламенения суррогатов дизельного топлива [12], биодизельного топлива [15], образования токсичных веществ и сажи в процессах горения [16, 17]. Данный механизм содержит 417 веществ и 15 742 реакции.

На рис. 1 приведены результаты расчета времени задержки воспламенения (в секундах) от начальной температуры (в Кельвинах) дизельного топлива без добавок (ДТ) и биодизельного топлива с добавкой 20 % пальмового масла (ПМ20) в воздухе для коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1,0$. Как видно из представленных

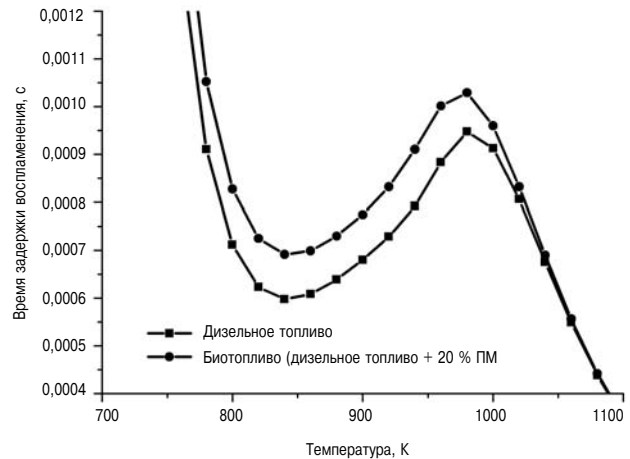


Рис. 1. Время задержки воспламенения биодизельного топлива 80 % ДТ + 20 % ПМ в воздухе при $\alpha = 1$

результатов расчета, добавки ПМ к ДТ увеличивают задержку самовоспламенения топлива в воздухе. Наиболее существенно увеличение в области низких и средних температур — от 700 до 950 К. Именно при данных температурах происходит самовоспламенение топлива в дизеле вблизи верхней мертвой точки (ВМТ).

Для исследования возможности повышения реакционной способности биодизельного топлива была проведена серия расчетов времени задержки воспламенения для чистого ДТ и для биодизельного топлива с добавкой 20 % пальмового масла ПМ20 и с добавками перекиси водорода H_2O_2 от 0 до 10 % по массе на 1 кг топлива. Результаты расчетов приведены на рис. 2. Как видно из представленных результатов, для биодизельного топлива ПМ20 добавки перекиси водорода в количестве до 1,5 % на 1 кг топлива

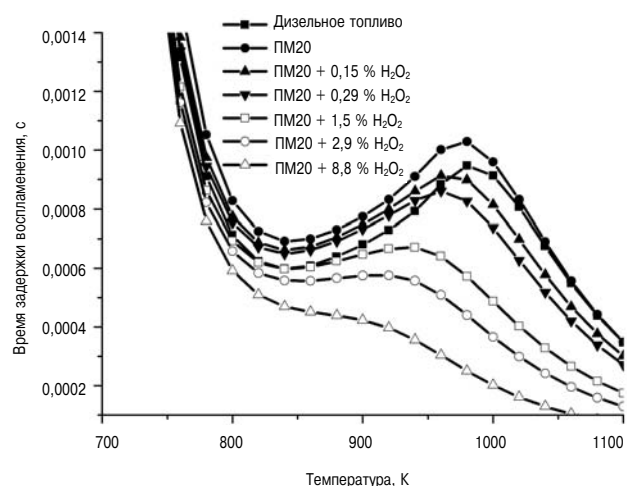


Рис. 2. Время задержки воспламенения дизельного топлива, биодизельного топлива «добавка ПМ20» и биодизельного топлива «добавка ПМ20» с добавками перекиси водорода (указаны массовые доли перекиси в % на 1 кг топлива)

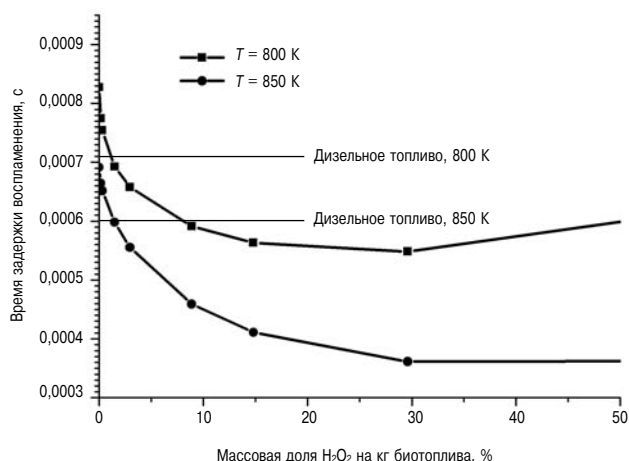


Рис. 3. Время задержки воспламенения биотоплива (добавка пальмового масла 20 %) с добавками перекиси водорода в воздухе при $\alpha = 1$ и температуре 800 и 850 К:

горизонтальные линии — задержка воспламенения дизельного топлива при соответствующей температуре воздуха

(15–29 г на 1 кг топлива) позволяют модифицировать кинетику его воспламенения таким образом, что задержка воспламенения практически не отличается от задержки воспламенения ДТ в диапазоне температур от 750 до 900 К, а при увеличении добавки свыше 1,5 % позволяет уменьшить время задержки воспламенения (при добавке 8,8 % перекиси водорода уменьшение времени задержки воспламенения составляет 25 % при температуре сжатого воздуха 850 К).

На рис. 3 приведен график зависимости времени задержки воспламенения биодизельного топлива (ПМ20) с добавками перекиси водорода при температуре сжатого воздуха 800 и 850 К от массовой доли перекиси водорода на 1 кг топлива в более широком диапазоне ее изменения. Горизонтальными линиями на рисунке показаны значения времени задержки воспламенения чистого дизельного топлива при 800 и 850 К.

Результаты расчетов показывают, что с помощью добавок перекиси водорода в биодизельное топливо можно повышать реакционную способность топлива и тем самым управлять важнейшим параметром процесса сгорания, влияющим на мощностные и экономические показатели двигателя. При этом эффективными такие добавки являются для концентрации перекиси водорода до 15 %. При больших концентрациях перекиси водорода ее влияние близко к насыщению (происходит минимальное сокращение времени задержки воспламенения в случае температуры сжатого воздуха 850 К) или негативно (время задержки воспламенения растет с увеличением концентрации перекиси водорода в случае температуры сжатого воздуха 800 К).

Выводы

Расчетными исследованиями установлено влияние добавки 20 % пальмового масла и перекиси водорода на время задержки воспламенения топлива.

Расчетные исследования показали эффективность использования в качестве добавки к биодизельному топливу перекиси водорода. При добавке к дизельному топливу 20 % пальмового масла время задержки биодизельного топлива увеличивается в диапазоне температур (800–950 К) до 15–18 %.

Для биодизельного топлива ПМ20 (20 % пальмового масла + 80 % дизельного топлива) добавки перекиси водорода в количестве до 1,5 % на 1 кг топлива позволяет приблизить задержку воспламенения данного топлива в диапазоне температур от 750 до 900 К к воспламенению дизельного топлива, а при дальнейшем увеличении добавки перекиси водорода свыше 1,5 % позволяет сократить время задержки воспламенения по сравнению с дизельным топливом (при добавке 8,8 % уменьшение составляет 25 % при температуре сжатого воздуха 850 К).

Путем изменения концентрации добавки перекиси к биотопливу в широком диапазоне (от 0 до 50 %) в расчетах установлено, что влияние перекиси на время задержки воспламенения биотоплива имеет эффект насыщения, и не рекомендуется использовать добавки перекиси в концентрации более 15–20 %.

Проведенные исследования показали, что с помощью добавок перекиси водорода в биодизельное топливо можно повышать реакционную способность топлива и тем самым управлять временем задержки воспламенения биодизельного топлива. В сочетании с обоснованным выбором момента впрыска это позволит оптимизировать процесс сгорания и тем самым улучшить мощностные и экономические показатели двигателя.

Публикация подготовлена при финансовой поддержке Минобрнауки России (соглашение № 02.A03.21.0008)

Литература

1. Прогноз развития энергетики мира и России 2016 / под ред. А.А. Макарова, Л.М. Григорьева, Т.А. Митровой; ИНЭИ РАН-АЦ при Правительстве РФ. Москва, 2016. 200 с.
2. Aziz A.A., Said M.F., Awang M.A. and Said M. «The Effects of Neutralized Palm Oil Methyl Esters (NPOME) on Performance and Emission of a Direct Injection Diesel Engine», in Proc. Of the 1st International Conference on Natural Resources Engineering and Technology INRET2006, 24–25 July 2006.
3. <http://www.abercade.ru/research/analysis/2314.html> (дата обращения 13.11.2017 г.)

4. https://www.researchgate.net/publication/253329374_Performance_and_Emission_Characteristics_of_Diesel_Engine_Running_on_Blended_Palm_Oil (дата обращения 3.12.2017 г)
5. http://people.idsia.ch/~nagi/conferences/iccbt_palm_biodiesel.pdf (дата обращения 3.12.2017 г)
6. <http://ab-centre.ru/articles/mirovoy-rynok-pal-movogo-masla-v-2001-2013-gg>
7. Шумилов К. Транспортная инфраструктура республики Нигерия./ «Зарубежное военное обозрение» № 7, 2004 г. С. 18–22.
8. <http://www.gecont.ru/articles/econ/nigeria.htm> (дата обращения 8.11.2017 г.).
9. Гусаков С.В. Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников: Учеб. Пособие. М. : РУДН, 2008. 318 с.
10. Ощепков П.П., Адедожа Адегбенро С. Альтернативное топливо для автотранспорта Нигерии на основе пальмового масла. Вестник РУДН. Серия: Инженерные исследования, 2017, том 18, № 4. С. 437–444.
11. Ощепков П.П., Симеон А.А. Возможность использования пальмового масла в качестве добавки к дизельному топливу на примере Нигерии. /Сборник научных трудов по материалам 76-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ. М. : Техполграфцентр. 2018. С. 155–162.
12. Ranzi E., Frassoldati A., Stagni A., Pelucchi M., Cuoci A., Faravelli T. Reduced kinetic schemes of complex reaction systems: Fossil and biomass-derived transportation fuels, *International Journal of Chemical Kinetics*, 46 (9). P. 512–542 (2014), DOI: 10.1002/kin.20867.
13. Chiara Saggese, Alessio Frassoldati, Alberto Cuoci, Tiziano Faravelli, Eliseo Ranzi. A lumped approach to the kinetic modeling of pyrolysis and combustion of biodiesel fuels, *Proceedings of the Combustion Institute* 34 (2013) 427–434.
14. <https://cantera.org/>
15. Ranzi E., Frassoldati A., Grana R., Cuoci A., Faravelli T., Kelley A.P., Law C.K. Hierarchical and comparative kinetic modeling of laminar flame speeds of hydrocarbon and oxygenated fuels, *Progress in Energy and Combustion Science*, 38 (4). P. 468–501 (2012), DOI: 10.1016/j.pecs.2012.03.004.
16. Faravelli T., Frassoldati A. and Ranzi E. Kinetic modeling of the interactions between NO and hydrocarbons in the oxidation of hydrocarbons at low temperatures, *Combustion and Flame*, 132(1–2). P. 188–207 (2003), doi:10.1016/S0010-2180(02)00437-6
17. Frassoldati A., Faravelli T. and Ranzi E. Kinetic modeling of the interactions between NO and hydrocarbons at high temperature, *Combustion and Flame* 135. P. 97–112 (2003), doi:10.1016/S0010-2180(03)00152-4.

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ (материалы конгресса CIMAC)

Одной из наиболее заметных тенденций современной энергетики является децентрализованная выработка электроэнергии, что вызвало растущий спрос на экономичные двигатели внутреннего сгорания для привода генераторов. Отвечая на требования времени, фирма «Ricardo», недавно отметившая свое 100-летие, совместно с двигателестроительной фирмой приступила к созданию абсолютно новой платформы для перспективных двигателей. Уже через 18 месяцев со дня начала разработки, на стенде производителя двигателей состоялся первый пуск нового дизеля.

Исходный вариант новой модели рассчитан на цилиндрическую мощность 530 кВт, система одноступенчатого турбонаддува обеспечивает максимальное давление сгорания до 250 бар. Двигатель рассчитан для работы на HFO/MDO, и уже идет разработка газового (на природном газе) и двухтопливного вариантов двигателей при максимальной унификации конструктивных компонентов. Широкое использование средств моделирования позволило проектантам оптимизировать конструкцию двигателя с точки зрения прочности и надежности с учетом возможностей локальных

поставщиков комплектующих. Простота и легкость сборки и техобслуживания, увеличение межремонтных интервалов — позволяют снизить удельные (на единицу мощности) капиталовложения до уровня, гарантирующего конкурентоспособность нового двигателя.

Снижение потерь на трение, оптимизация параметров системы газообмена и конструкции камеры сгорания, позволили обеспечить заданное значение расхода топлива. Результаты моделирования были подтверждены стендовыми испытаниями двигателя в широком диапазоне нагрузок. Снижение как первоначальной стоимости, так и эксплуатационных затрат позволяет уменьшить стоимость владения до уровня, обеспечивающего конкурентоспособность двигателя на мировом рынке в составе надежных автономных источников энергопитания.

В настоящем докладе показаны возможности применения технологий, эффективность которых обеспечена самыми современными средствами проектирования новых двигателей.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ПРЕЗЕНТАЦИЯ НОВОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДВИГАТЕЛЯ, СОЗДАВАЕМОГО «С НУЛЯ»

*Ben Rogers, Martin Kratky, Jan Hrach
Ben McCully, James Mullineux, Simon Brewster,
Ricardo*

Введение

Создание совершенно нового, «с чистого листа», среднеоборотного двигателя с точки зрения финансирования, логистики и расчетно-конструкторских работ является для двигателестроительной фирмы довольно рискованным предприятием. Разработка такого рода значительно отличается от обычной работы по постепенному совершенствованию существующих конструкций, поскольку она предполагает развертывание ОК и НИР совсем другого масштаба, в ходе которых предстоит создание и связывание воедино тысяч совершенно новых компонентов. Именно поэтому авторы сочли целесообразным, как это принято в отрасли двигателестроения, представить на сессии CIMAC доклад, посвященный обзору конструктивных и технологических решений, использованных в новом двигателе.

Спрос на экономичные среднеоборотные двигатели отчасти стал следствием ускорения производства распределенной энергии, особенно в развивающихся странах, где рост потребности в электроэнергии значительно опережает возмож-

ности традиционных энергосистем на основе центральных электростанций большой мощности с соответствующей сетевой инфраструктурой. Вот почему создаваемый двигатель предназначен в первую очередь для экспорта в развивающиеся страны, а также отдаленные районы мира, например, островные государства, где энергетика основана на использовании генераторов с приводом от ДВС.

Особенности целевых рынков сбыта определили технические требования к изделию, которые более подробно рассмотрены ниже. На основе этих спецификаций были составлены программы создания двигателя, начиная от общей концепции и кончая стендовыми испытаниями.

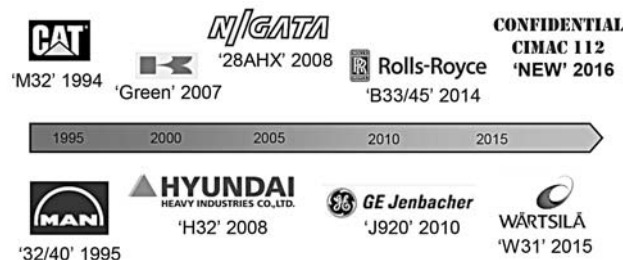


Рис. 1. Новый двигатель в контексте среднеоборотных двигателей с диаметром цилиндра порядка 300 мм, созданных за последние десять лет

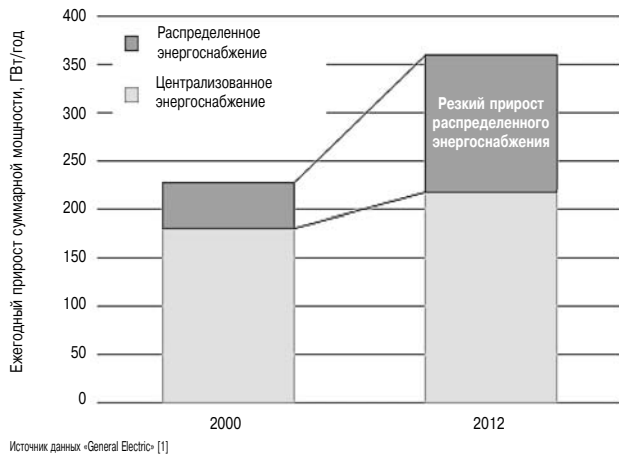


Рис. 2. Рост мировой потребности в распределенной энергии

Основные спецификации двигателя

Конфигурация цилиндров двигателя	18 V
Номинальная цилиндровая мощность	530 кВт при температуре окружающей среды 45°C
Номинальная частоты вращения	720/750 об/мин
Топливо	HFO (ISO F RMK700)
Нормативы вредных выбросов	Требования Всемирного банка

Еще одним важным соображением при определении основных технических характеристик двигателя является выбранная производителем стратегия коммерциализации продукта, т. е. расчеты затрат и рисков с учетом фактора времени, принимая во внимание вероятность выхода на рынок и коммерческого успеха в начальный период выпуска продукции. История знает немало случаев (например, автомобиль DeLorean DMC12), когда вложения в разработку и организацию производства оказались слишком велики, чтобы обеспечить доход от продаж на ранней стадии внедрения, что в конечном итоге вылилось в коммерческий провал предприятия. К успешным проектам можно отнести создание двигателей, продажи которых начинают приносить прибыль с самого начала, благодаря чему они надолго остаются в номенклатуре изделий изготовителя. Поэтому была поставлена задача — разработать конкурентоспособный двигатель, основанный на надежных, проверенных временем, технологиях, при разумных затратах средств и времени. При этом в целях обеспечения будущего коммерческого успеха в конструкцию двигателя заложены возможности модернизации для того, чтобы доходы, получаемые от продаж на ранней стадии, позволили вкладывать средства в повышение мощности двигателя, его КПД, и в расширение диапазона применяемых топлив (например,

двухступенчатый наддув, создание газового двигателя) на основе уже имеющихся компонентов и обновления технологического оснащения.

Производитель двигателя на момент написания настоящего доклада еще не закончил план-график работ по подготовке к выпуску новой модели двигателя, поэтому его имя здесь не названо. По этой же причине не названа марка двигателя и даже кодовое обозначение модели, чтобы производитель смог сам объявить об этом в пресс-релизе в нужный момент. Чтобы дать возможность познакомиться своевременно участников конгресса CIMAC с данной разработкой, производитель двигателя любезно согласился разрешить фирме «Ricardo» представлять его на этом конгрессе. Фирма участвовала в данном проекте на всех стадиях, начиная от разработки концепции и кончая стендовыми испытаниями, поэтому для нас является большой честью предоставлять новую разработку от имени заказчика.

Разработка новой модели среднеоборотного двигателя — общий обзор и основные положения

Ниже перечисляются основные положения, касающиеся реализации программы в целом, а также конкретные технические детали с упоминанием наиболее важных технологий, использованных при разработке двигателя.

Требования к изделию и выбор технологий

Создаваемый двигатель предназначенся в первую очередь для экспорта в развивающиеся страны, а также в отдаленные районы мира, где применяется выработка распределенной энергии.

При составлении перечня технических требований к двигателю необходимо ориентироваться на следующие показатели:

- *топливная экономичность* (ключевой показатель конкурентоспособности изделия, составляющий главную часть общей стоимости владения для оператора электростанции);
- *капитальные затраты* (ключевой показатель конкурентоспособности, особенно в случае, когда электростанция работает не в режиме базовой нагрузки);
- *эксплуатационные расходы* за исключением стоимости топлива (минимальный расход масла на угар, большой ресурс и длительные межремонтные интервалы);
- *способность обеспечить работу на различных видах топлива* (HFO, MDO и/или природный газ — в зависимости от поставок топлива, доступного на месте установки);
- *вредные выбросы* (минимальные требования Всемирного банка);
- *надежность* (гарантированный пуск, отсутствие внеплановых остановок);

➤ *готовность* (минимальное время остановок для ремонта и техобслуживания, минимальная потеря мощности в условиях высокогорья или с увеличением температуры окружающего воздуха);

➤ *занимаемое пространство* (обычно в качестве характеристического размера используется ширина агрегата);

➤ *ремонтпригодность* (минимум времени на ремонт, осуществляемый специалистом на месте установки с подготовкой на обычном уровне, при наличии стандартного инструмента и приспособлений);

➤ *робастность* (предпочтение отдается более простым конструктивным решениям, сведена до минимума вероятность ошибок при эксплуатации и обслуживании двигателя).

Помимо факторов, влияющих на рыночное продвижение двигателя, его производитель учитывал также следующие моменты:

➤ правильный выбор начальной области применения уже достаточно зарекомендовавшей себя технологии, что облегчит постановку продукта на производство и обеспечит его безаварийную работу у первых заказчиков;

➤ продукт должен быть приспособлен к принятой у производителя технологии сборки и существующей инфраструктуре;

➤ конструкция должна учитывать номенклатуру продукции локальных поставщиков комплектующих и возможность ее расширения для применяемости в своих изделиях;

➤ минимальное количество деталей, применяемых с учетом удобства сборки/разборки изделия;

➤ дизайн изделия должен соответствовать бренду производителя и способствовать его продвижению;

➤ базовая конфигурация двигателя должна обеспечивать длительный и конкурентоспособный ресурс; газовая и двухтопливная версия двигателя создаются с максимальным количеством унифицированных компонентов; варианты 12V и 20V создаются за счет масштабируемой модульной конструкции; обеспечивается достаточная структурная прочность корпусных деталей, оставляющая возможность для форсировки двигателя по мощности с повышением его КПД.

Перечисленные выше требования легли в основу выбора технологии для создания первого серийного варианта двигателя. Некоторые ключевые моменты рассмотрены ниже.

Топливная аппаратура (FIE) — для впрыска топлива был выбран механический рядный ТНВД. Этот выбор обусловлен следующими причинами:

➤ на основании многолетнего эксплуатационного опыта данная технология зарекомен-

довала себя как самая надежная при работе с тяжелыми топливами;

➤ простота обслуживания топливной системы подобного типа, которая легко доступна с наружной стороны блоков цилиндров;

➤ система имеет отдельный привод, при этом топливный насос легко снимается для техобслуживания;

➤ особое внимание уделено герметичности топливной и масляной систем, в том числе предотвращению возможности их взаимного загрязнения;

➤ электронный регулятор частоты вращения, обеспечивающий стабилизацию частоты сети;

➤ минимальная суммарная стоимость владения для оператора;

➤ возможность управлять давлением и углами впрыска при работе на генератор с постоянной частотой.

Система наддува — одноступенчатая, обеспечивающая высокую степень повышения давления и высокий КПД турбокомпрессора. Данная технология была выбрана на основании следующих соображений:

➤ система обеспечивает значения степени повышения давления и КПД турбокомпрессора, которые гарантируют необходимый уровень мощности в период начальных поставок на выбранный целевой рынок, и соответствие нормативам Всемирного банка по вредным выбросам;

➤ имеется достаточное количество потенциальных поставщиков комплектующих для одноступенчатой системы наддува;

➤ обеспечено удобство доступа к узлам и системам двигателя для техобслуживания;

➤ простая конфигурация воздухопроводов и воздухоохладителей обеспечивает разумный компромисс между минимальным гидравлическим сопротивлением при достаточной структурной прочности компонентов.

Все элементы базовой конструкции двигателя — картер, коленвал, шатуны, поршни и втулки цилиндра — рассчитаны на максимальное давление сгорания 250 бар. При этом:

➤ обеспечивается возможность оптимизации расхода топлива при заданных целевых параметрах номинальной мощности и допустимом уровне вредных выбросов;

➤ обеспечивается надежность базовой конструкции, достаточная для безаварийной работы первых образцов, даже с учетом вероятных в начальный период ошибок обслуживающего персонала;

➤ использование математического моделирования на стадии проектирования позволило достичь максимального давления сгорания на уро-

вне 250 бар при конкурентоспособной массе двигателя;

➤ базовая конструкция двигателя предусматривает возможность модернизации в целях форсировки по мощности, повышения КПД и снижения вредных выбросов.

Особенности систем газообмена и привода клапанов: фиксированные углы открытия и закрытия клапанов, внутренние системы впуска воздуха и выпуска ОГ, внешние кулачковые валы. Выбор такой конфигурации был сделан по следующим причинам.

➤ Фиксированные углы открытия и закрытия клапанов оптимальны для работы двигателя при постоянной частоте вращения с высоким коэффициентом нагрузки, при реализации умеренного цикла Миллера (раннее закрытие впускного клапана), что позволяет достичь проектных значений номинальной мощности и уровня вредных выбросов.

➤ Внутренние системы впуска и выпуска не только обеспечивают легкий доступ к топливной системе, но и уменьшают габарит двигателя по ширине за счет использования пространства в развале блока.

➤ Испытания на газодинамическом стенде подтверждают высокую эффективность выбранной конфигурации портов, обеспечивая осесимметричное завихрение потока требуемой интенсивности.

➤ Наружное расположение кулачковых валов наиболее удобно для выбранной системы топливоподачи (рядный механический ТНВД) и позволяет в будущем перейти на регулируемые клапаны.

➤ Интеграция компонентов: принятое в начале решение об интеграции компонентов в сборочные узлы было в дальнейшем пересмотрено. Необходимость такой интеграции должна быть подтверждена в каждом конкретном случае.

➤ Объединение отдельных компонентов в узлы, имеет свои преимущества, так как в этом случае уменьшается число деталей и продолжительность сборки с наименьшей вероятностью ошибок.

➤ Возрастает сложность и трудоемкость конструкторских работ, а также необходимое количество инструментов и приспособлений. Именно по этой причине решение о необходимости интеграции должно быть обосновано в каждом конкретном случае.

➤ В целом уровень интеграции компонентов в данном проекте достаточно высок.

Организация работ по программе

Стратегический подход производителя двигателя заключается в том, чтобы вывести новый продукт на рынок как можно скорее. На полный цикл работ по созданию нового двигателя, на-



Рис. 3. От «чистого листа» до работающего двигателя за 18 месяцев

чиная от «чистого листа ватмана» до торжественной церемонии пуска первого образца двигателя (в конфигурации 18V) было отведено всего 18 месяцев.

Программа с самого начала разворачивалась очень быстро. Работой группы опытных проектировщиков «Ricardo» руководил главный инженер фирмы, одновременно производитель двигателя усилил свою группу разработчиков. В результате за короткий срок был выполнен большой объем расчетов, ОК и НИР, что позволило завершить первый эскизный проект за 4 месяца. На стадии эскизного проектирования в специально выделенном помещении «Ricardo» работала небольшая группа инженеров фирмы-производителя двигателя, возглавляемая руководителем проекта. Параллельно две группы инженеров фирмы-производителя двигателя осваивали программное обеспечение и методику моделирования, одна группа — у себя на фирме, другая — в помещении конструкторского бюро «Ricardo». В распоряжение специалистов фирмы-производителя двигателя были предоставлены все программы для расчетов и моделирования для того, чтобы они могли лучше понять идеи проекта и использовать полученные знания в будущем.

На стадии рабочего проектирования команда «Ricardo» была сокращена, поскольку на этом этапе весь проект был передан в ведение фирмы-производителя двигателя, а роль «Ricardo» была сведена к проверке результатов работы и выдаче заключения. Специалисты фирмы-производителя двигателя продолжали работать в помещении конструкторского бюро «Ricardo» с

тем, чтобы иметь возможность постоянного общения с проектантами «Ricardo».

На всех стадиях работы к специалистам фирмы-производителя непрерывно поступала вся информация по проекту, включая данные трехмерных объектов, передаваемые через платформу управления жизненным циклом изделия PLM (Product Lifecycle Management). Это позволило получать одновременно информацию из сборочного цеха и от поставщиков комплектующих, чтобы была уверенность в том, что каждый компонент изготовлен и собран наиболее экономичным способом, не замедляя общего процесса разработки.

Большая часть 18-месячной работы заключалась в том, что команда фирмы-производителя и их поставщики превращали законченную конструкторскую документацию в готовые изделия.

Здесь проявилось еще одно преимущество совместной работы проектантов в одном помещении при такой организации внешних поставок, когда компоненты с длительным циклом изготовления поступают в работу еще до завершения рабочего проекта.

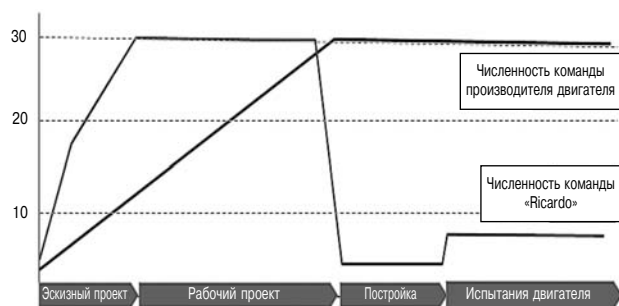


Рис. 4. Организация программы, позволяющая быстро приступить к работе, одновременно увеличив количество и участников со стороны фирмы-производителя и повысить их квалификацию, чтобы передать им ведение проекта и все ноу-хау

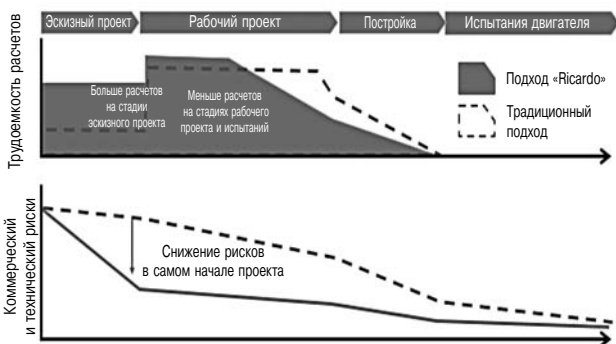


Рис. 5. Расчет, выполненный на ранней стадии проектирования, снижает риск потери времени и средств на вынужденные изменения конструкции и переделку компонентов

На последующей стадии проекта (рабочее проектирование) помещения конструкторского бюро были расширены, чтобы вместить выросшее количество разработчиков. Такая организация рабочего пространства позволила еще больше сократить сроки разработки, поскольку большинство возникающих вопросов решалось немедленно в рабочем порядке, а оперативное личное общение специалистов друг с другом резко улучшило и ускорило их взаимопонимание.

Остальная часть программы — постройка и испытания двигателя — поддерживалась инженерами «Ricardo» за счет визитов на сборочные и испытательные стенды, а также в конструкторское бюро.

Еще одной особенностью проекта является интенсивное использование вычислительной техники и моделирования до начала этапа эскизного проектирования, что позволило подтвердить проектные концепции расчетами и тем самым предотвратить значительные потери времени на вынужденные изменения конструкции и переделку компонентов на последующих этапах работы. Было выпущено 16 отдельных отчетов с результатами расчетов, переданных на терминал завершения эскизного проекта, и еще 24 отчета и соответствующих программных продуктов, переданных на терминал завершения рабочего проекта.

Общее описание конструкции двигателя

Говорят, что лучше один раз увидеть, чем сто раз услышать. Поэтому читателям предложена подборка изображений более чем 900 компонентов, включая окончательные виды продукта.

На рис. 6 представлен общий вид двигателя. Передний торец дизеля доступен для обслуживания, трубные соединения собраны в кластер на наружных поверхностях, нет никаких элементов, которые затрудняли бы доступ.

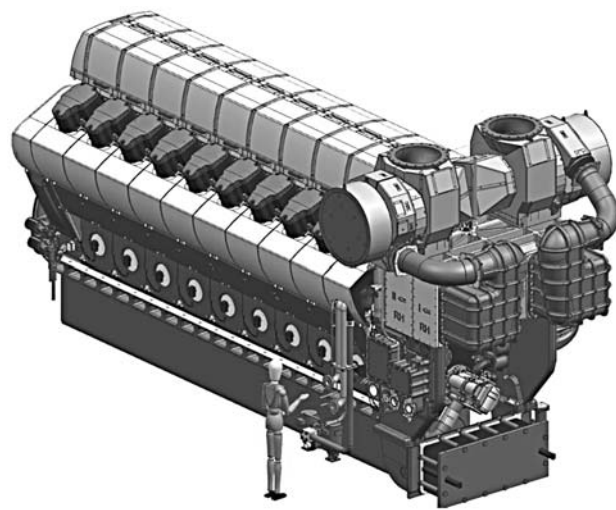


Рис. 6. Общий вид двигателя

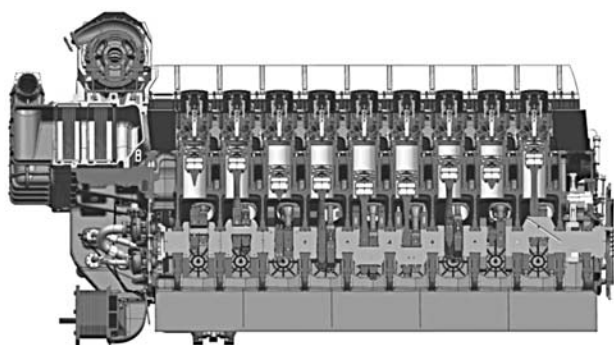


Рис. 7. Продольный разрез двигателя

На продольном разрезе двигателя (рис. 7) видны газозвдушной тракт, оптимизированный с помощью CFD и включающий в себя охладитель наддувочного воздуха, встроенный демпфер крутильных колебаний и привод вспомогательных устройств на носке двигателя, усиленный кронштейн для установки турбокомпрессоров со встроенными водяными и масляными холодильниками, и привод кулачкового вала со стороны генератора.

На поперечном разрезе (рис. 8) показаны основные компоненты двигателя. В картер встроены каналы подачи и отвода охлаждающей воды, а также главный масляный коллектор. Воздухораспределительная коробка выполнена в виде отдельной отливки. К головкам цилиндров ведут воздушные каналы, параметры которых

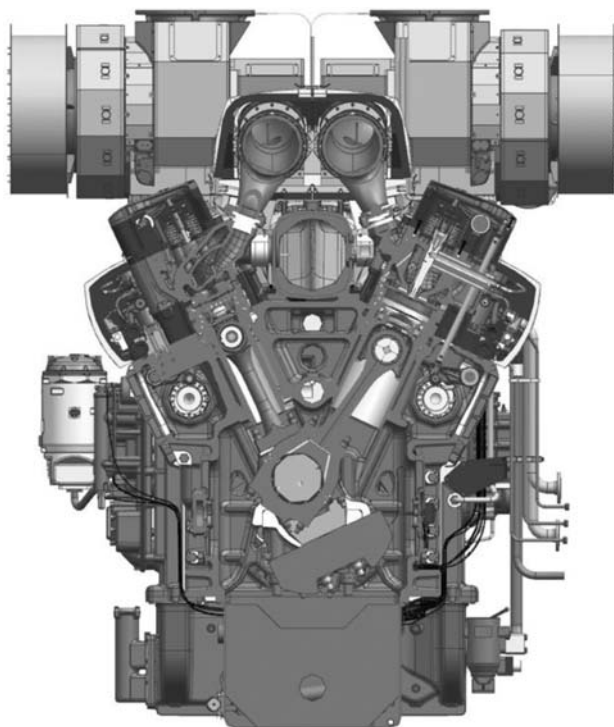


Рис. 8. Поперечный разрез V-образного двигателя с углом развала блока цилиндров 60 градусов



Рис. 9. Цилиндровый узел модульного типа

оптимизированы по результатам математического моделирования.

Цилиндровый узел модульного типа (рис. 9) может разбираться и собираться по частям или извлекаться целиком в виде модуля. Для монтажа и разборки разработаны специальные приспособления. Полости охлаждения цилиндра надежно уплотняются кольцами, расположенными на легкой литой втулке, что существенно облегчает сборку и разборку узла. При этом исключены подводящие трубки, что снижает вероятность возникновения утечек.

Поршень конструкции Ricardo (рис. 10) будет производиться одним из местных поставщиков. Поршень рассчитан на максимальное давление в камере сгорания до 250 бар. Прочность поршня и эффективность его охлаждения проверены различными методами математического моделирования.

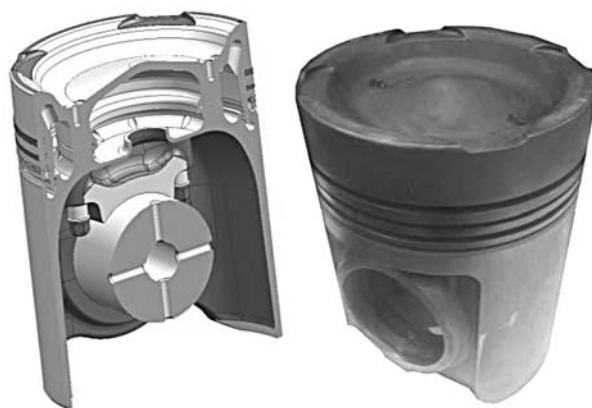


Рис. 10. Поршень конструкции «Ricardo»

Расчеты прочности и износоустойчивости

Выполнение данного проекта основано на тщательных расчетах и методах моделирования, которых разработаны на самом современном уровне и фактически являются промышленными стандартами, поэтому мы здесь не будем на них останавливаться, а обратимся к тем расчетным методикам, которые представляются нам наиболее интересными, и, возможно, менее известны.

Расчет шатуна на фреттинг

Составной (трехкомпонентный) шатун может быть ослаблен в результате фреттинга в местах контакта с поршневым пальцем (верхняя головка) и с шатунной шейкой коленвала (нижняя головка). Фреттинг является результатом действия касательных напряжений, вызывающих истирание поверхности, и — что характерно для шатунов — усталостного износа, ведущего к возникновению трещин. На фирме «Ricardo» расчеты фреттинга выполняются методом конечных элементов (МКЭ) для 36 вариантов нагрузки в точках на протяжении 720 град ПКВ, при этом сумма результатов расчета представляет собой расчетный параметр фреттинга. Специалисты «Ricardo» выполнили такой расчет для двух реальных шатунов старой конструкции, один из которых подвергся воздействию фреттинга во время испытаний, как было установлено при его разработке, а второй — измененной конструкции — как оказалось, не имел следов фреттинга. На основании результатов этого расчета была разработана инструкция по определению безопасного уровня параметра фреттинга, в дальнейшем использовалось при расчете шатуна нового двигателя.

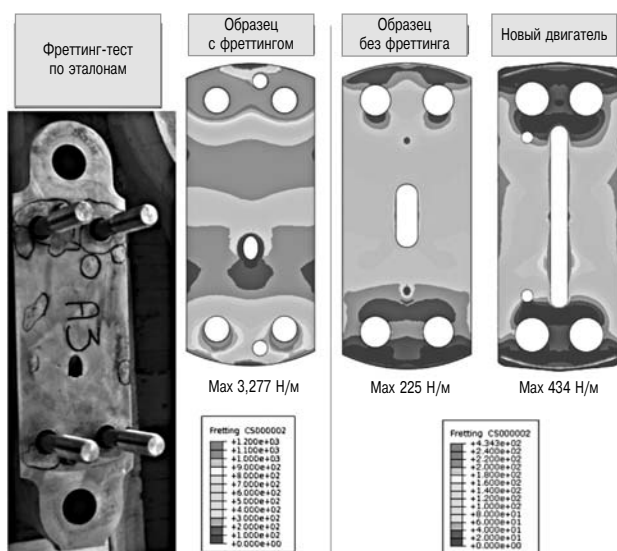


Рис. 11. Определение параметров фреттинга относительно реальных эталонных образцов шатуна: одного — с фреттингом нижней головки, и другого — без следов фреттинга

Как показано на рис. 11, шатун нового двигателя по параметру фреттинга на порядок превосходит старый шатун, причем с большим запасом. Пиковые значения по шкале — 1200 на левой картинке, и лишь 434 — на обеих правых.

Модальный частотный анализ картера и оценка его жесткости

В финальной части этапа рабочего проектирования выполняется комплексный частотный анализ, который должен подтвердить расчетный уровень вибраций и соответствующих напряжений, однако чтобы обеспечить необходимую точность, такой расчет требует большого времени, и может производиться только тогда, когда контуры проекта уже вырисовались достаточно отчетливо. Однако возможен и другой подход, описанный ниже. Он привлекателен тем, что расчет не требует много времени и может быть выполнен в самом начале этапа эскизного проектирования, тем не менее, он дает ценную информацию, позволяющую улучшить конструкцию картера еще до полного окончания эскизного проекта. В длинных V-образных двигателях вибрации компонентов, установленных на двигателе, например, турбокомпрессоров, могут достигать опасного уровня. После завершения рабочего проекта данная проблема может стать трудно разрешимой, поскольку для этого нужно было бы заказывать необходимый измерительный инструмент заблаговременно.

Метод оценки, применяемый на стадии рабочего проектирования, заключается в сравнении картера нового двигателя с аналогичными деталями подобных двигателей, результаты которого, в силу конфиденциальности подобной инфор-

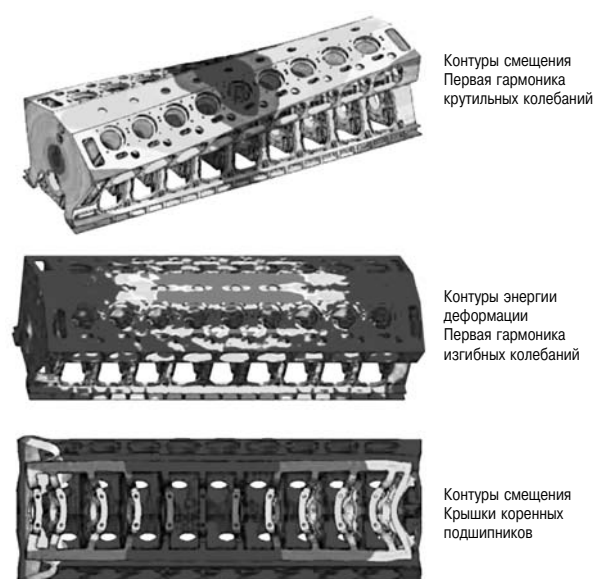


Рис. 12. Эталонный расчет картера по массам, модальной частоте и жесткости

мации, производителю нового двигателя неизвестны. При реализации упрощенного метода рассчитываются массы и первые гармоники изгибных, крутильных напряжений и напряжений в крышке коренного подшипника. Рассчитываются также значения общей жесткости, жесткости каждого колена вала и модальной частоты. Результаты сравниваются с результатами для эталонных двигателей (benchmark engines), при этом проектант сразу получает информацию о значениях соотношения жесткости и массы для каждой формы колебаний. В числе получаемых результатов — значение энергии упругой деформации, информация о которой позволит проектанту добавить массу в местах, где это необходимо, и уменьшить массу в тех элементах конструкции, влияние которых на структурную прочность незначительно. Расчет занимает немного времени, поэтому он может многократно повторяться на протяжении всего цикла проектирования картера до тех пор, пока конструкция не сформируется окончательно, после чего будет проведен стандартный расчет напряженного состояния, о котором упоминалось раньше.

Расчет тепловых и температурных напряжений в поршне. Динамический расчет поршня

В целях всесторонней проверки прочности поршня был выполнен большой объем разного рода расчетов. Для теплового моделирования методами CFD использовалась усредненная за цикл тепловая нагрузка, возникающая на днище поршня при сгорании топлива. Моделирование выполнялось параллельно с проектированием камеры сгорания. Результаты расчетов необходимы для корректного моделирования температурных полей в днище поршня, а также для оценки чувствительности к отдельным параметрам топливной системы, например, угла конуса впрыска форсунки. Оценивались отклонения значений температур от заданных в критических точках, например, в канавке верхнего поршневого кольца, на обратной стороне поршня и на поверхностях, контактирующих с маслом.

Точность тепловых расчетов также крайне важна для расчетов прочности, так как напряжения в верхней части поршня возникают, главным образом, вследствие колебания температур. Рассчитывались факторы высокоцикловой усталости и разрушительного действия малоцикловой усталости, а также плотность болтовых соединений. На болтовое соединение действуют силы инерции, но более опасным является действие сил теплового расширения. Поэтому во избежание серьезных отказов тщательно проверяется возможность раскрытия стыков

и проскальзывания в болтовых соединениях, с использованием того же параметра фреттинга, как при расчете шатуна. Производился расчет деформаций, при этом оценивалась функциональность критичных элементов конструкции, например, кольцевых канавок. Они не должны деформироваться настолько, чтобы кольца оказались зажатыми.

Для оптимизации жесткости юбки поршня, профиля, овальности и размеров поясков между кольцевыми канавками использовался МКЭ, а также специальные программы для моделирования динамики поршня [2]. По условиям реализации проекта пришлось создавать полномасштабный 18-цилиндровый двигатель, не имея одноцилиндрового стенда для отработки конструкции поршня, поэтому возникла необходимость высокоточного моделирования, которое обеспечивало бы достаточную достоверность результатов. В расчете учтены боковые смещения поршня, кинетическая энергия (влияющая на кавитацию втулки поршня), условия образования масляной пленки в режиме гидродинамического трения. Далее было выполнено параметрическое исследование юбки поршня, в результате которого удалось повысить

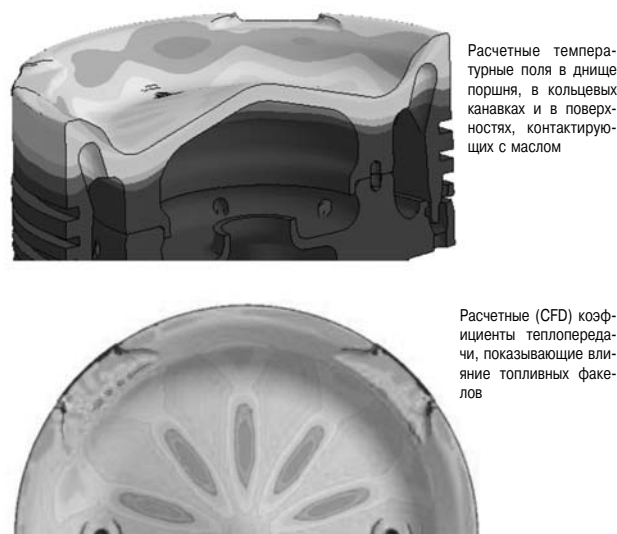


Рис. 13. Температурный анализ поршня

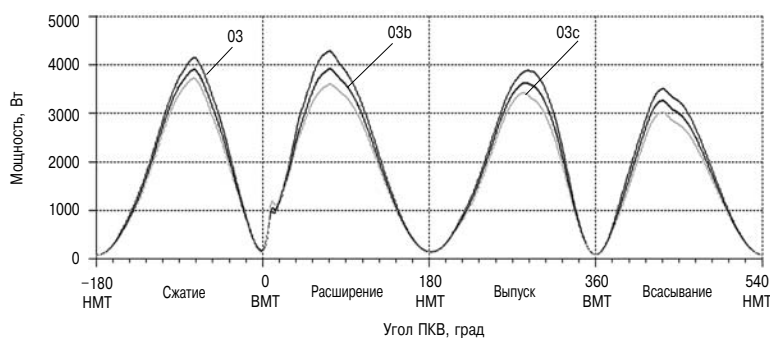


Рис. 14. Потери на трение в юбке поршня

ее прочность, снизив при этом трение на 20 % (рис. 13 и 14). Столь заметное снижение трения позволило производителю двигателя значительно увеличить механический КПД целевого 18-цилиндрового двигателя.

Параметрическое исследование потерь трения в юбке поршня позволило найти оптимальный из ряда испытанных профиль юбки, что в результате дало 20-процентное снижение трения по сравнению с базовой спецификацией.

Моделирование с целью оптимизации показателей рабочего процесса

Главная задача этого направления состоит в минимизации удельного расхода топлива (SFOC), не жертвуя при этом показателями прочности и надежности. Для оптимизации целого ряда конструктивных параметров и настроек была использована одномерная (1D) модель. В некоторых, особенно сложных случаях, модель была настроена на автоматическую подстройку момента начала впрыска и регулировок турбины. Для многопараметрической оптимизации, когда наличие сложных взаимодействий делало неэффективным варьирование единственного параметра, была также использована технология планирования эксперимента (DoE — Design of experiment). Чтобы убедиться в робастности каждого из целевых показателей, моделировались последовательно все возможные рабочие режимы: 720 и 750 об/мин; стандартные (ИСО) и тропические внешние условия; мощность 80, 100 и 110 % от номинальной, а также работа на топливах HFO и MDO.

Поскольку проектирование шло «с чистого листа», порядок вспышек в двигателе 18V не был фиксированным. Сначала с помощью динамического анализа системы коленвала [3] было

выбрано несколько вариантов порядка вспышек, обеспечивающих приемлемые прочностные и вибрационные характеристики. Затем с помощью 1D моделирования были найдены варианты, оптимальные с точки зрения расхода топлива и равномерности загрузки цилиндров.

Всего с начала эскизного проектирования и до полного завершения рабочего проектирования было выполнено 367 прогонов 1D моделей, в ходе которых было исследовано множество параметров. Параллельное моделирование было важнейшим условием оптимизации компонентов и систем двигателя с целью достижения минимального расхода топлива.

Помимо 1D моделирования выполнено 3D моделирование процесса сгорания, выпускного тракта, воздушного ресивера и системы воздухоохладителя. 3D моделирование воздушного и газового трактов велось параллельно с 1D моделированием, что позволило корректно определить граничные условия и рассчитать влияние параметров на SFOC. Последнее особенно важно для учета пульсаций и других 3D эффектов, характерных для газовых коллекторов большого объема.

Главной целью 3D моделирования выпускного коллектора была оценка эффективности диффузоров между выпускными портами цилиндров и коллектором, а также определение общего перепада давления на турбине и в ее впускном патрубке. Исследование пяти вариантов диффузоров, отличающихся степенью расширения и входным радиусом, позволило найти оптимальный вариант.

Моделировалось также течение потока воздуха в системе воздушный ресивер—воздухоохладитель, включая детализацию поля скоростей в диффузоре компрессора. Кроме минимизации гидравлических потерь и неравномерности расхода воздуха по цилиндрам, был рассчитан коэффициент неравномерности расхода через воздухоохладитель. Этот

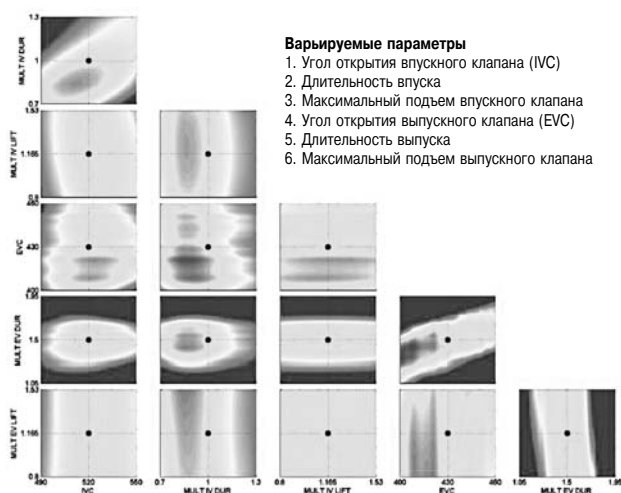


Рис.15. Пример оптимизации профилей впускного и выпускного клапанов по методике DoE с помощью 1D модели

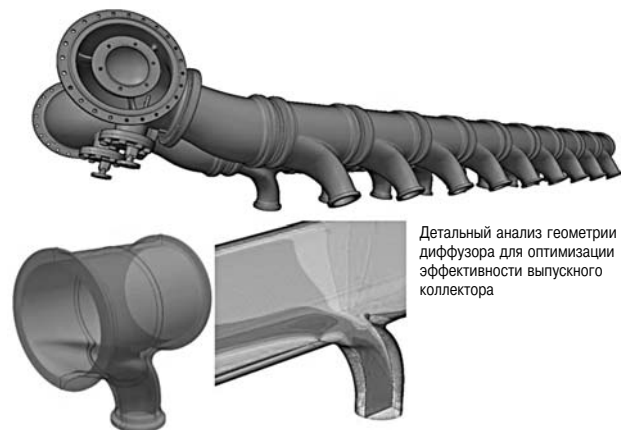


Рис. 16. 3D модель выпускного коллектора

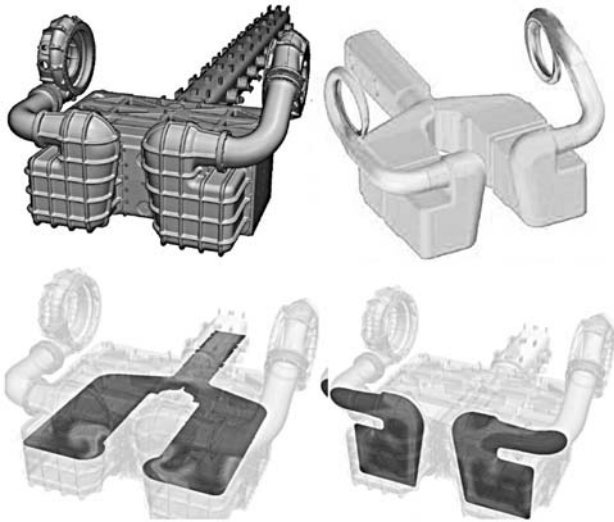


Рис. 17. Оптимизация расхода воздуха через воздухоохладитель и его эффективности

показатель характеризует эффективность использования объема воздухоохладителя, т. е. отношение его реальной эффективности к теоретической. Высокая эффективность воздухоохладителя является ключевым условием обеспечения нормальной работы агрегата в жарком климате.

Результаты испытаний

Как бы тщательно не проектировался новый двигатель, пусть с применением самых современных методов расчета и моделирования, окончательная оценка изделия может быть получена



Рис. 18. Двигатель на испытательном стенде перед одним из первых пусков

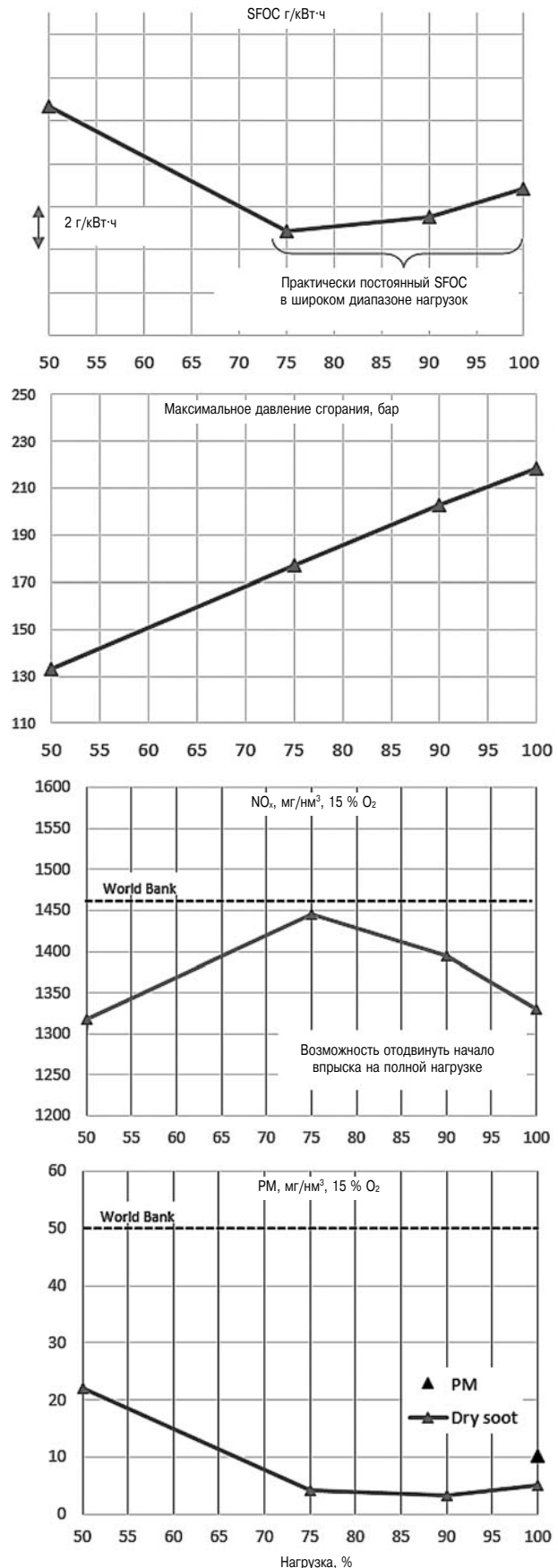


Рис. 19. Базовые параметры двигателя, соответствующие или превосходящие целевые показатели

только в результате натурных испытаний. Проектанты в своей работе ориентируются на достижение заданных показателей, однако истина выясняется лишь на испытательном стенде.

При первом пуске проверялись заданные функции и работа механических систем, затем, в течение примерно одной недели, нагрузка на двигатель постепенно повышалась до 100 %. Для регистрации и вычисления всех важнейших параметров двигателя, которые сравнивались с соответствующими целевыми показателями, было задействовано большое количество измерительной и записывающей аппаратуры. Регулярные проверки выполнялись при участии инженера «Ricardo», который всегда был готов оказать помощь в решении любых мелких проблем, неизбежно возникающих на этом этапе. В целом первая проверка прошла успешно и никаких серьезных проблем выявлено не было.

После проверки механических функций приступили к проверке показателей качества. Для того чтобы убедиться в стабильности работы двигателя, были выполнены и неоднократно повторены измерения основных рабочих параметров. При доводке проверялись варианты отдельных узлов, например, распылителей форсунок и регулировки фаз впрыска для определения их соответствия целевым показателям и реакции двигателя на изменения. Тщательный анализ трендов позволил найти оптимальное сочетание настроек, которые использовались при испытаниях, с целью достижения оптимизированных показателей. На этой стадии были определены резервы снижения SFOC, для использования которых понадобятся некоторые изменения в конструкции топливной аппаратуры. Тем не менее, заданные целевые показатели были достигнуты при использовании уже имеющейся конфигурации двигателя и систем, включая настройки турбокомпрессора, которые оказались близкими к оптимальным. Показатели двигателя, созданного с нуля характеризуют профессиональную подготовку разработчиков и являются свидетельством высокого качества комплексного моделирования.

В настоящее время продолжается доводка двигателя, цель которой — подтвердить его ресурс и обосновать проектную периодичность технического обслуживания. Возможно также обновление других проектных технических показателей.

Заключение

За короткое время специалистами фирмы «Ricardo» совместно с двигателестроительной фирмой был разработан «с чистого листа» совершенно новый среднеоборотный двигатель.

В основу конструкции были положены технологии, в наибольшей степени соответствующие требованиям надежной эксплуатации генераторного агрегата в развивающихся странах и в отдаленных районах мира.

Команда проектантов работала совместно с поставщиками комплектующих изделий с целью создать наиболее практичную и технологичную конструкцию, а также в кратчайшие сроки построить рабочий образец V-образного 18-цилиндрового дизеля.

При этом интенсивно использовались современные методы расчета и моделирования. Подобная стратегия дала возможность максимально сократить общую продолжительность проектирования.

В ходе испытаний и доводки двигателя не было выявлено сколько-нибудь серьезных конструктивных проблем. Все целевые показатели были достигнуты или превзойдены без каких-либо изменений в конструкции двигателя.

Литература

1. Owens B. «The Rise of Distributed Power» General Electric, 2014.
2. Ricardo software codes specialising in engine development <http://www.ricardo.com/en-GB/What-we-do/Software/Products/>
3. Spirov V. «Design of Large Engine Crankshafts for Improved Fuel Economy» Ricardo, CIMAC Cascades, London, 2014.

УДК 621.43

Кавтарадзе Р.З. Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н. Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей // Двигателестроение. — 2020. — № 1. — С. 3–9.

Ключевые слова: МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра «Поршневые двигатели», создание и развитие теории рабочего процесса, многозональные и 3-D модели рабочего процесса, кинетика образования вредных веществ, локальный радиационно-конвективный теплообмен.

Выполнен анализ и сформулированы основные направления решения актуальных задач исследования и совершенствования внутрицилиндровых процессов, реализованных усилиями кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Обоснована необходимость создания и развития новой теории рабочего процесса поршневых двигателей с использованием многозональных и 3-D моделей рабочего процесса для решения задач кинетики образования вредных веществ и локального радиационно-конвективного теплообмена при горении топлива в цилиндре. Ил. 6. Библ. 64 назв.

УДК 621.436

Мягков Л.Л., Сивачев С.М., Гусев М.П. Экспериментальное определение коэффициентов в моделях пластичности и ползучести поршневого сплава // Двигателестроение. — 2020. — № 1. — С. 10–15.

Ключевые слова: дизельный двигатель, силуминовый сплав, поршень, неупругое деформирование, пластичность, ползучесть, метод конечных элементов.

Представлены результаты испытаний на одноосное растяжение и ползучесть пропорциональных цилиндрических образцов, полученных из заготовок поршней V-образных дизельных двигателей ЯМЗ-658, изготовленных из силуминового сплава АК12ММгН. Изложена методика и приведены результаты численного моделирования, с использованием метода конечных элементов, процесса неупругого деформирования образцов в условиях эксперимента. Дана сравнительная оценка расчетных и экспериментальных данных. Ил. 8. Библ. 13 назв.

УДК 621.436.12

Савастенко Э.А., Савастенко А.А., Марков В.А. Эффективность реализации многократного впрыскивания топлива в дизельном двигателе // Двигателестроение. — 2020. — № 1. — С. 16–25.

Ключевые слова: дизельный двигатель, топливная система common rail, пилотная цикловая подача, многократное впрыскивание, отработавшие газы, снижение вредных выбросов и уровня шума.

Показано, что эффективным средством улучшения топливной экономичности, снижения выбросов вредных веществ и дымности отработавших газов дизелей, является управляемый многократный процесс впрыскивания топлива. Проведены результаты расчетных и экспериментальных исследования по оптимизации параметров управляемого процесса многократного впрыскивания топлива в камеру сгорания дизеля с целью одновременного снижения расхода топлива, выбросов вредных веществ с отработавшими газами и уровня шума дизельного двигателя. Табл. 1. Ил. 15. Библ. 21 назв.

УДК 621.436

Маслов А.П., Левцов М.В. Анализ действующих сил в КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. — 2020. — № 1. — С. 26–29.

Ключевые слова: W-образный двигатель, главные и прицепные шатуны, кинематика КШМ, порядок работы цилиндров.

Выполнен анализ эффективности различных способов организации порядка работы цилиндров W-образного двигателя в одном из двух возможных вариантов: во всех четырех цилиндрах, организован такт «рабочий ход»; если в одном или двух цилиндрах организован такт «рабочий ход», то в остальных заканчивается такт «выпуск» или начинается такт «впуск». Ил. 5. Библ. 7 назв.

УДК 621.436

Гумеров И.Ф., Валеев Д.Х., Куликов А.С., Гарипов Р.Д., и др. Развитие конструкции и технологии производства нового поколения дизельных двигателей КАМАЗ Р6 // Двигателестроение. — 2020. — № 1. — С. 30–39.

Ключевые слова: двигатели КАМАЗ Р6, выбросы вредных веществ, соответствие требованиям Евро-5, совершенствование рабочего процесса, система SCR, технологическая подготовка производства.

Обоснована актуальность развития конструкции дизельных двигателей коммерческого назначения, приведены требования к высоконагруженным деталям. Отмечается, что выполнение современных требований к выбросам вредных веществ с отработавшими газами в совокупности с высоким эффективным КПД — важные факторы их конкурентоспособности. Приведены особенности конструкции и результаты испытаний рядных дизелей нового семейства Р6, для модельного ряда тяжелых магистральных автомобилей КАМАЗ поколения К5. Табл. 4. Ил. 11. Библ. 10 назв.

УДК 621.311

Потанов В.И., Галиуллин Р.Р. Дизель-генераторная установка с электронно-управляемым пропуском подачи топлива // Двигателестроение. — 2020. — № 1. — С. 40–42.

Ключевые слова: дизель-генераторная установка, управляемый пропуск подачи топлива, снижение расхода топлива, скоростные характеристики ТНВД, многофакторный эксперимент, моторные испытания.

Предложен способ снижения расхода топлива дизеля в составе дизель-генераторной установки за счет управляемого пропуска подачи топлива на режимах работы с малой нагрузкой. Разработана электронно-управляемая система топливоподачи с регулируемым пропуском подачи топлива по заданному алгоритму. Приведены результаты расчетных и экспериментальных исследований. Ил. 4. Библ. 10 назв.

УДК 621.43

Обозов А.А., Новиков М.А., Гришанов П.А. Анализ состава отработавших газов дизеля KM-170FA // Двигателестроение. — 2020. — № 1. — С. 43–46.

Ключевые слова: дизельный двигатель, поле режимов работы, состав отработавших газов, уравнения регрессии.

Представлены результаты анализа состава отработавших газов (ОГ) промышленного дизельного двигателя, выполненного на основе данных, полученных при проведении лабораторных (стендовых) испытаний. Испытания проведены в поле возможных режимов работы двигателя с целью оптимального размещения эксплуатационной характеристики приводного агрегата. Рассмотрены вопросы аппроксимации универсальных характеристик концентраций вредных компонентов ОГ для их графического представления в трехмерной системе координат. Табл. 1. Ил. 6. Библ. 6 назв.

УДК 621.43.057

Ощепков П.П., Смирнов С.В., Заев И.А. Исследование процесса самовоспламенения биодизельного топлива // Двигателестроение. — 2020. — № 1. — С. 47–51.

Ключевые слова: дизельный двигатель, пальмовое масло, биотопливо, биодизельное топливо, время задержки воспламенения, добавки перекиси водорода.

Приводится методика и результаты кинетического моделирования процесса самовоспламенения биодизельного топлива в воздухе с 20 %-ной добавкой пальмового масла и перекиси водорода. Установлены предельные значения добавки перекиси водорода в биодизельное топливо для сокращения периода задержки воспламенения. Показана возможность влияния добавок перекиси водорода на реакционную способность биодизельного топлива с целью управления периодом задержки воспламенения. Ил. 3. Библ. 17 назв.

УДК 621.43

Современные технологии проектирования двигателей (материалы конгресса CIMAC) // Двигателестроение. — 2020. — № 1. — С. 52–62.

Ключевые слова: децентрализованная выработка электроэнергии, дизель-генераторные установки, среднеоборотные дизели, фирма «Ricardo», средства математического моделирования и компьютерного проектирования.

Приводятся результаты совместной работы фирмы «Ricardo» и двигателестроительной фирмы по созданию абсолютно новой платформы для перспективных среднеоборотных дизелей, рассчитанных для работы на HFO/MDO, с цилиндрической мощностью 530 кВт и максимальным давлением в цилиндре до 250 бар. Широкое использование средств моделирования позволило проектантам всего через 18 месяцев со дня начала разработки осуществить первый пуск нового дизеля на стенде производителя. Показаны возможности современных эффективных технологий проектирования и создания новых двигателей. Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником. Ил. 19. Библ. 3 назв.

UDC 621.43

Kavtaradze R.Z. Development of combustion theory in Bauman Technical University: from Grinevetsky method to modern 3D-models // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 1. — P. 3–9.

Keywords: Moscow State Bauman Technical University, Reciprocating Engine Department, fundamental theory of reciprocating engines, multi-zone and 3D-models of combustion process, kinetics of noxious emissions formation, local radiation/convective heat exchange.

The article lists and ranges foreground directions of investigations into in-cylinder processes carried out by Reciprocating Engine Department of Moscow State Bauman Technical University. It demonstrates urgency of formulating new theory of engine combustion process, making use of multi-zone and 3D models of combustion process, which are instrumental in research into kinetics of noxious emissions formation, local radiation/convective heat exchange in engine cylinder. 6 ill., 64 ref.

UDC 621.436

Myagkov L.L., Sivachev S.M. and Gusev M.P. Experimental determination of coefficients in the models of plasticity and creep behaviour of piston alloys // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 1. — P. 10–15.

Keywords: diesel engine, silumin alloy, piston, inelastic deformation, plasticity, creep, finite element method.

Inelastic deformation of critical zones of engine piston was investigated using mathematical models for simulation of piston material behaviour caused by low-cycle thermomechanical fatigue. Cylindrical proportional test-pieces cut from blanks of pistons of V-engine type ЯМЗ-658, made from silumin alloy AK12MMrH, have been tested for uniaxial tension and creep. Presented are methodology and results of numerical simulation of inelastic deformation of specimens based on finite element method. The analysis results have been verified with test data. 8 ill., 13 ref.

UDC 621.436.12

Savastenko E.A., Savastenko A.A. and Markov V.A. Practical efficiency of multi-injection technology in diesel engine // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 1. — P. 16–25.

Keywords: diesel engine, common rail injection system, pilot fuel injection rate, multi-injection, mixing, heat release, exhaust gas, reduction of emission and noise levels.

Controllable multiple fuel injection is known as effective technology that contributes into fuel economy and environmental performance. The article presents the results of analyses and experiments for optimizing parameters of controllable multiple fuel injection as a means to simultaneously reduce fuel consumption, noxious emission and noise level. 1 table, 15 ill., 21 ref.

UDC 621.436

Maslov A.P. and Levtsov M.V. Kinematic and dynamic analysis of W-engine featuring slave connecting rods // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 1. — P. 26–29.

Keywords: W-engine, master and slave connecting rods, crank gear kinematics, firing order.

Distinctive feature of W-engine with two slave connecting rods is that torque originates from forces exerted to the same crank pin from two master connecting rods and two slave ones. Therefore, efficiency of various firing order patterns may be evaluated for two options: a) power stroke takes place in all four cylinders, and b) power stroke takes place in one or two cylinders, while simultaneously in other cylinders either «exhaust stroke» finishes, or «intake» stroke starts. 5 ill., 7 ref.

UDC 621.436

Gumerov I.F., Valeev D.H., Kulikov A.S., Garipov R.D. et al. New generation of diesel engine type KAMAZ P6: development of construction and processing methods // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 1. — P. 33–39.

Keywords: diesel engines type KAMAZ P6, testing for fatigue resistance, noxious emissions, Euro-5 compliance, improve-

ment of combustion performance, SCR system, modernization of test methods, process engineering.

High-powered modern diesel engine cannot be competitive unless combines low emission level (complying with respective regulations in force) with high fuel efficiency. The article discusses design features and test results of new engine family P6 to power K5 KAMAZ truck family. Also, details are given concerning modernization of test equipment and serial production methods for in-line engines. 4 tables, 11 ill., 10 ref.

UDC 621.311

Potapov V.I. and Galiullin R.R. Diesel gen set with controllable misfire function // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 1. — P. 40–42.

Keywords: Diesel gen set, controllable misfire, improving fuel economy, fuel injection pump characteristics, motor stand tests.

The authors offer and describe a technology of fuel efficiency improvement by use of controllable misfire function at low load. Presented is a fuel injection system featuring controllable misfire following a preset algorithm. Also presented are the results of analyses and relevant experiments. 4 ill., 10 ref.

UDC 621.43

Obozov A.A., Novikov M.A. and Grishanov P.A. Analysis of engine type KM-170FA exhaust gas // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 1. — P. 43–46.

Keywords: diesel engine, operation boundary conditions, exhaust gas composition, regression equations.

The paper presents the results of exhaust gas composition of general purpose diesel engine. The engine test procedure covered all probable speed/load points, taking account of driven machinery characteristics. The test results are approximated so as to be easily visualized in 3D coordinate system. 1 table, 6 ill., 6 ref.

UDC 621.43.057

Oschepkov P.P., Smirnov S.V. and Zhev I.A. Investigation into self-ignition of biodiesel // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 1. — P. 47–51.

Keywords: diesel engine, palm-oil, biofuel, biodiesel, ignition delay period, hydrogen peroxide addition.

The article discusses methodology and results of kinetic simulation of self-ignition (in air) of biodiesel added with 20 % of palm oil and hydrogen peroxide. The authors determined maximum percentage of hydrogen peroxide addition to biodiesel, with a view to reduce ignition delay period. Hydrogen peroxide addition is demonstrated as an efficient means to control ignition delay period. 3 ill., 17 ref.

UDC 621.43

Modern engine design technologies (based on CIMAC papers) // *Dvigatelistroyeniye*. — 2020. — № 1. — P. 52–62.

Keywords: distributed power, gen set, medium speed engine, Ricardo, mathematical simulation and computer-aided design.

World demand for decentralized power is driving a market need for cost effective powerplant engines. Ricardo, now a more than century-old company, has cooperated with an engine manufacturer to design a completely new medium speed engine platform to address this market. The engine has a market entry power rating of 530 kW/cyl, initially employing single stage turbocharging, and is designed to operate at up to 250 bar peak firing pressure. The initial production engine will run on HFO/MDO with further Natural Gas and Dual Fuel variants. It was extensive use of analysis and simulation tools and an aggressive program approach that it took just 18 months to go from 'clean sheet' kick-off through to the starting ceremony. The work demonstrates the potential of modern design technologies in the development of new engines.

The CIMAC papers are translated into Russian by G.Melnik, PhD. 19 ill., 3 ref.