

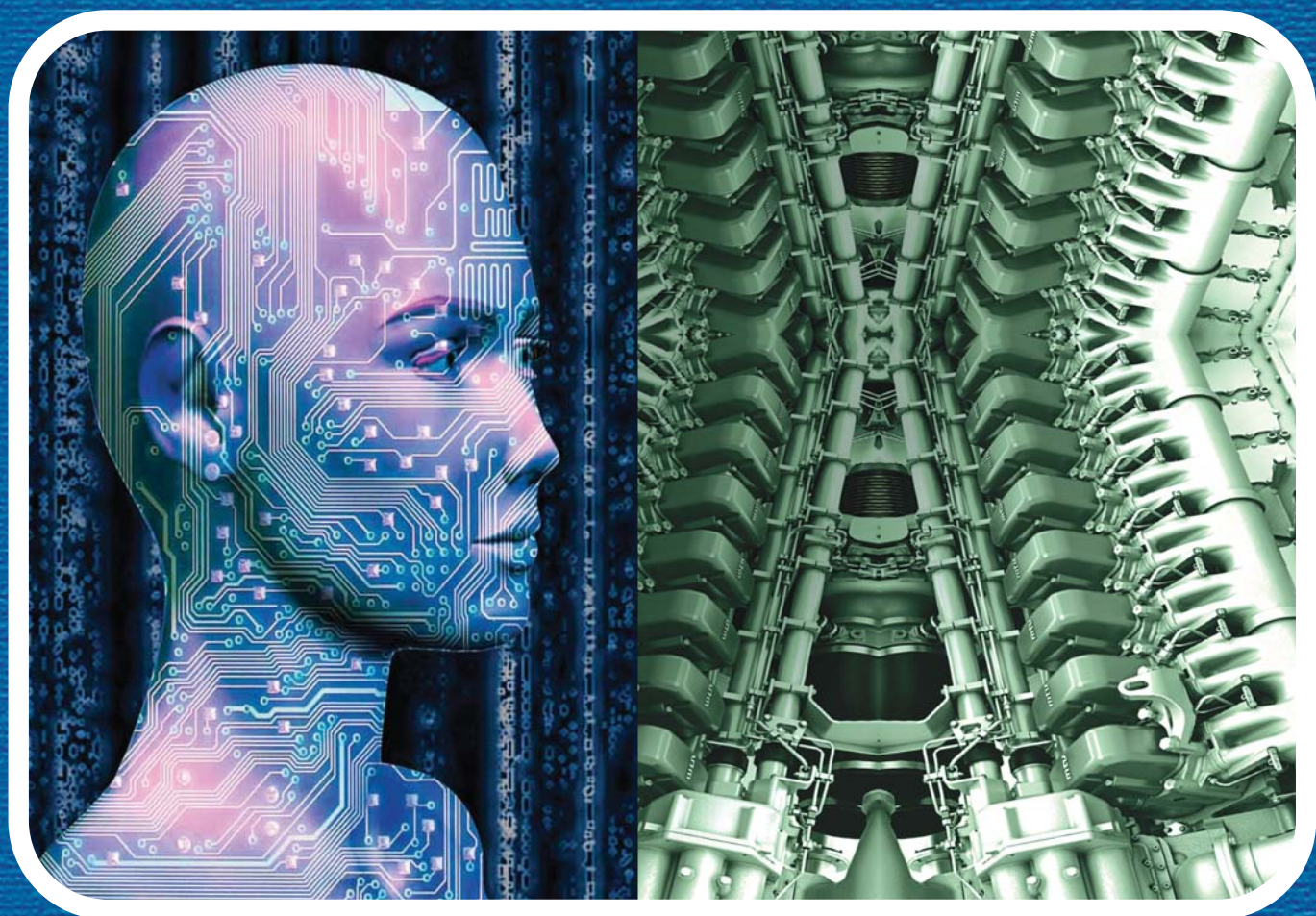
Санкт-Петербург

Индекс 70259

ISSN 0202-1633

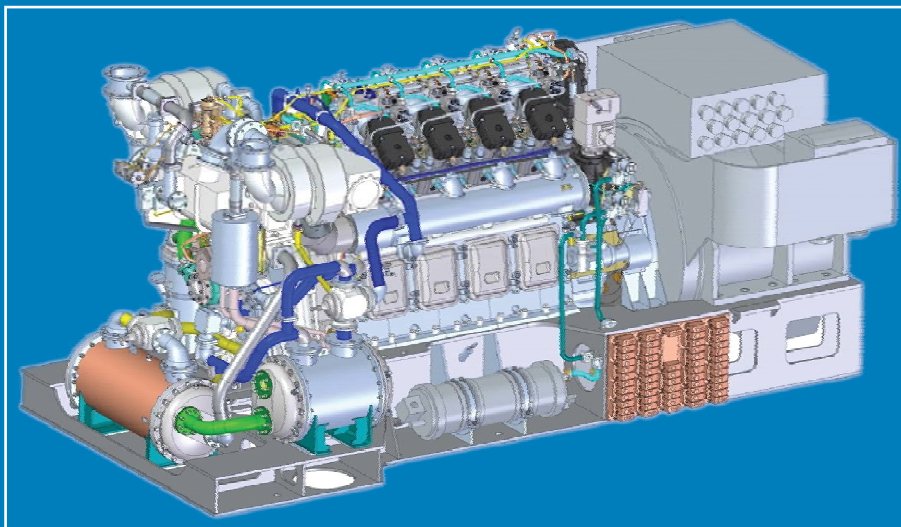
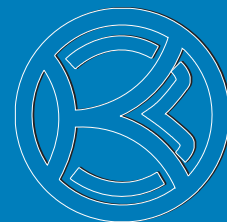
ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

4 (282) октябрь–декабрь 2020 DVIGATELESTROYENIYE



Коломенский завод

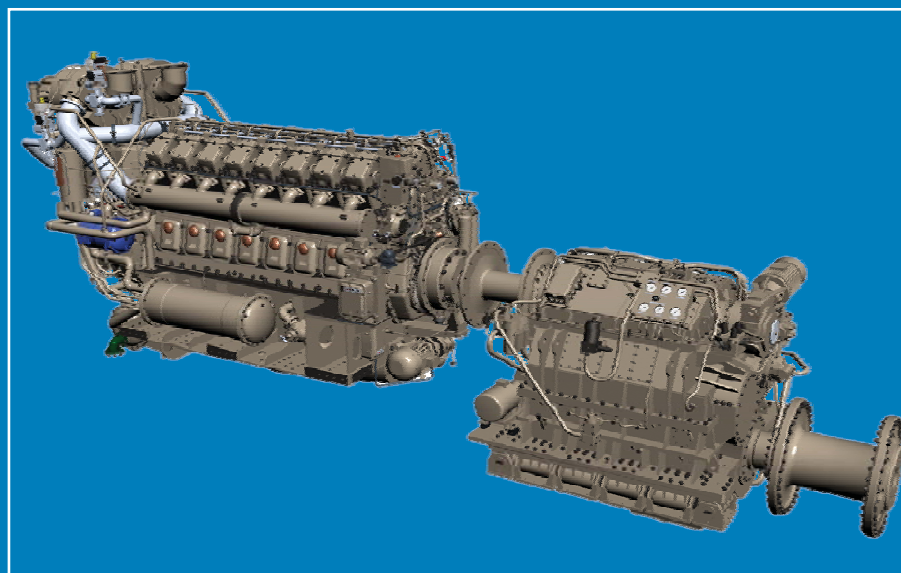
Типоразмерный ряд дизелей Д49



Автоматизированная дизель-генераторная установка 28ДГ на базе 8ЧН26/26



Дизель-генераторная установка 2-28ДГ на базе 8ЧН26/26



Главная судовая энергетическая установка ДРРА3700 на базе 10Д49
(см. стр. 35)

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 4 (282)
октябрь–декабрь 2020

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ	ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES
<i>Румб В.К.</i> Прогнозирование прочности и долговечности шатуна с начальным прогибом	3 <i>Rumb V.K.</i> Pre-deflect connecting rod: strength and life time prediction
<i>Маслов А.П., Левцов М.В.</i> Методы обеспечения одинакового хода поршней V-образных двигателей с прицепными шатунами	7 <i>Maslov A.P. and Levtsov M.V.</i> Methods of pistons' strokes equalization in V-engines featuring slave pistons
<i>Тихонов Е.А., Базыкин В.И., Муханов Н.С.</i> Кинематическая параметризация механизма двигателя Стирлинга типа «Альфа» свободной компоновки	12 <i>Tikhonov E.A., Bazykin V.I. and Mukhanov N.S.</i> Kinematic parameterization of loose-fit Alpha-type Stirling engine
ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ	ENVIRONMENTAL ISSUES
<i>Марков В.А., Девянин С.Н., Камалетдинов В.Г., Бовэнь Са, Неверов В.А.</i> Показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел	18 <i>Markov V.A., Devyanin S.N., Kamaletdinov V.G., Boweng Sa and Neverov V.A.</i> Toxicity of exhaust gas of a diesel engine firing diesel fuel added with vegetable oil
ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ	FUEL. LUBRICANTS
<i>Цветков О.Н., Максимов А.Л.</i> Современность и перспективы разработки и применения моторных масел для дизелей	25 <i>Tsvetkov O.N. and Maximov A.L.</i> Prospects of modern lube oils for diesel engines
ИСТОРИЯ ПРОЕКТА	PROJECT HISTORY
<i>Рыжов В.А.</i> Четыре поколения двигателей типоразмерного ряда Д49	35 <i>Ryzhov V.A.</i> D49 engine dimensional range: four generations
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ	ENGINE BUILDING NEWS
Технологии для достижения требований IMO Tier-III (по материалам конгресса CIMAC)	41 Technologies enabling compliance with IMO Tier-III specifications (based on the CIMAC proceedings)
ИНФОРМАЦИЯ	INFORMATION
Рефераты статей	58 Synopsis
Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2020 год	60 List of articles published in magazine for year 2020

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

А.Н. Кострыгин	гл. конструктор	ООО ИЦД ТМХ, г. Коломна
В.А. Шелеметьев	зам. техн. директора	АО «Коломенский завод», г. Коломна
С.В. Хильченко	техн. директор	ООО «Морские пропульсивные системы», Санкт-Петербург
А.К. Лимонов	зам. гл. конструктора	ООО «Энергомаш», г. Щекино, Тульская обл.
Е.И. Бирюков	гл. конструктор	АО «Барнаультрансмаш», 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 02.12.2020
Подписано в печать 23.12.2020
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 226. 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. № 4 (282)

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ШАТУНА С НАЧАЛЬНЫМ ПРОГИБОМ

В.К. Румб, к.т.н., профессор,

Санкт-Петербургский Государственный Морской Технический Университет (СПбГМТУ)

Разработаны теоретические положения и методики расчета прочности и долговечности шатуна с начальным прогибом. На конкретном примере показано значительное влияние прогиба на прочностные и ресурсные показатели шатунов судовых ДВС. Разработанные методики предлагается использовать в качестве дополнения к классическому методу расчета прочности и долговечности шатунов.

Несмотря на кажущуюся конструктивную простоту, шатун относится к числу наиболее ответственных деталей, которые во многом обеспечивают эксплуатационную надежность двигателя внутреннего сгорания. Поломка шатуна вызывает, как правило, аварийные ситуации с потенциальной угрозой работоспособности двигателя в целом, включая разрушения блок-картера и цилиндров. Автору неоднократно приходилось выступать экспертом по авариям судовых ДВС, причиной которых были поломки шатуна. При этом типичный характер поломок свидетельствует о ярко выраженной усталости материала под действием циклического приложения знакопеременной нагрузки. В одном случае причиной разрыва шатуна стали значительные растягивающие усилия. Выяснилось, что при работе двигателя на полной мощности произошел мгновенный сброс нагрузки (оборвались ваера трала), в результате чего частота вращения резко увеличилась, соответственно возросли силы инерции, которые привели к разрыву стержня шатуна.

Между тем расчеты аварийных шатунов на выносливость по классической методике не выявили их опасного состояния, поскольку расчетные коэффициенты запаса прочности даже в случае так называемого режима работы двигателя «в разнос» были больше минимально допустимого значения. Напомним, эти расчеты базировались на допущении прямолинейности стержня шатуна. Однако детальный осмотр поломанных шатунов выявил общую закономерность — все они имели искривление оси стержня. В этом случае очевиден следующий сценарий поломки шатунов: при наличии изгиба шатуна наблюдается внецентренное приложение сжимаю-

щей силы, в результате появляется изгибающий момент, который создает дополнительные напряжения, неравномерно распределенные по поперечному сечению стержня, в совокупности напряжения от изгиба и сжатия могут вызывать поломки шатуна.

Для проверки этого утверждения рассмотрим методические положения определения максимальных напряжений, наблюдаемых в поперечных сечениях стержня шатуна, имеющего начальную кривизну. Ее величина a , равная отклонению оси стержня от прямой, в шатунах судовых ДВС не является редкостью. Появление кривизны возможно как в процессе изготовления шатуна, так и за счет эксцентричного приложения сжимающей силы p_c . Под действием этой силы возникает изгибающий момент $M = p_c a$, который увеличивает не только изгиб, но и напряжения в поперечных сечениях стержня. В этом случае максимальные напряжения [1] рассчитываются по формуле

$$\sigma_{\max} = \sigma \left(1 + \frac{f}{W} y_{\max} \right), \quad (1)$$

где σ — напряжение от сжатия шатуна; f и W — площадь и момент сопротивления поперечного сечения стержня; $y_{\max}$ — максимальный изгиб сжато-упругого стержня шатуна, при этом

$$y_{\max} = a / (1 - \sigma / \sigma_k). \quad (2)$$

В данной формуле σ_k — критическое напряжение, при котором происходит потеря продольной устойчивости:

$$\sigma_k = \pi^2 E / \nu^2,$$

где E — модуль упругости материала шатуна; ν — приведенная гибкость стержня: $\nu = L/i$; L — длина шатуна; i — радиус инерции: $i = \sqrt{J/f}$; J — момент инерции поперечного сечения стержня шатуна.

Расчет по приведенным формулам выполняется в следующей последовательности. Сначала подсчитывают критическое напряжение, далее вычисляют величину максимального изгиба и только после этого определяют максимальное напряжение в изогнутом стержне шатуна. Дальнейший расчет прочности выполняется по обычной методике расчета на выносливость.

Что касается долговечности, то методические положения ее расчета подробно изложены в [2].

Поэтому здесь отметим лишь то, что прогнозирование долговечности базируется на скорректированной гипотезе линейного суммирования повреждений. Согласно ей разрушение произойдет, если выполняется равенство

$$\sum_{i=1}^k \frac{p_i}{N_i} = a_p, \quad (3)$$

где p_i и N_i — соответственно текущее число циклов нагружения и число циклов, при котором наблюдается разрушение; k — количество уровней напряжений.

Входящее в (3) число циклов N_i находится из уравнения кривой усталости, которое в общем случае можно представить так:

$$\sigma^m N_i = \sigma_{-1}^m N_B,$$

где m — показатель степени, характеризующий наклон кривой, изменяется в пределах 3–25; N_B — базовое число.

Точнее его величину можно подсчитать по корреляционной формуле [3] циклов нагружения.

$$m_1 = C/K,$$

где $C = 5 + \sigma_b/80$; K — коэффициент, учитывающий суммарное влияние всех факторов на предел выносливости детали σ_{-1} : $K = \sigma_{-1}/\sigma_{-1}^n$, σ_b , σ_{-1} — пределы прочности и выносливости материала соответственно.

Далее, если соизмерять каждый цикл нагружения шатуна с оборотами коленчатого вала, то выражение для расчета долговечности, выраженной в часах, принимает вид

$$T = T_B \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^m = T_B \left(\frac{n}{n_{\min}} \right)^m, \quad (4)$$

где T_B — долговечность, соответствующая N_B .

В вычислительном отношении зависимость (4) не тривиальная, поскольку для ее практической реализации требуется выполнить расчет на выносливость. В результате этого расчета определяют действительную величину коэффициента запаса прочности n и его минимально допустимое значение $n_{\min}$. Различие между ними позволяет установить фактический запас прочности.

При работе ДВС на нескольких режимах текущую наработку на каждом из них можно представить как долю полного ресурса, а именно

$$t_i = x_i T, \quad (5)$$

$$\sum_{i=1}^r x_i = 1,$$

где x_i — доля времени работы на i -м режиме, причем

С учетом выражений (4) и (5) уравнение (3) после несложных алгебраических преобразований

приводится к окончательной формуле для расчета долговечности:

$$T = \frac{T_B a_p}{\sum_{i=1}^r \frac{x_i}{(n_i/n_{\min})^m}}. \quad (6)$$

Ниже приведена зависимость для определения суммы накопленных повреждений:

$$a_p = \sum_{i=1}^r \frac{n_{\min}^* / n_{\min}}{n_i / n_{\min}} x_i,$$

где $n_{\min}^*$ — минимальное значение коэффициента запаса прочности из совокупности значений n_i ; r — число рассматриваемых эксплуатационных режимов.

Таким образом, формула (6) позволяет рассчитать длительность работы шатуна в часах до появления усталостной макротрещины. При этом долговечность выражается через коэффициенты запаса прочности, т. е. коэффициенты, которые по существу несут в себе обобщенную характеристику прочности детали.

Практическое применение изложенного метода покажем на примере расчета прицепного шатуна звездообразного судового дизеля М580 (42СН16/17) мощностью 860 кВт при 1500 об/мин. Целью расчета является определение прочности и долговечности шатуна с учетом его начального прогиба в пределах от 0 до 6 мм.

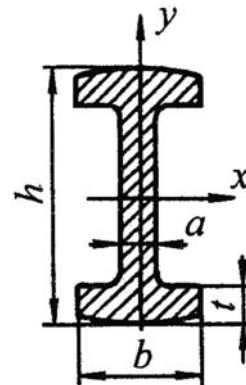
Силовой анализ, выполненный по программе КРУИС, позволил определить силы, нагружающие шатун. В частности, для номинального режима работы максимальное усилие сжатия $P_c = 0,141$ МН; максимальное усилие растяжения $P_p = 0,027$ МН.

Напряжения в среднем сечении прицепного шатуна от растягивающей силы

$$\sigma_p = P_p / f = 0,027 / 6,396 \cdot 10^{-4} = 42,214 \text{ МПа},$$

где f — площадь поперечного сечения шатуна (рисунок): $h = 40$ мм, $a = 5,7$ мм, $b = 40$ мм, $t = 40$ мм.

От силы P_c среднее сечение стержня прицепного шатуна испытывает деформацию сжатия и



Двутапное поперечное сечение

упругий продольный изгиб. Суммарное напряжение от этих деформаций для двух взаимно перпендикулярных плоскостей составляет [4]:

— в плоскости качания шатуна (ось y на рисунке)

$$\sigma_{cy} = -\frac{P_c}{f} \left(1 + \frac{\sigma_b}{\pi^2 E} \frac{L^2}{J_x} f \right) =$$

$$= -\frac{0,141}{6,396 \cdot 10^{-4}} \left(1 + \frac{1000}{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \frac{0,268^2}{1,506 \cdot 10^{-7}} 6,396 \cdot 10^{-4} \right) =$$

$$= -252,895 \text{ МПа.}$$

— в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания шатуна (ось x на рисунке)

$$\sigma_{cy} = -\frac{P_c}{f} \left(1 + \frac{\sigma_b}{\pi^2 E} \frac{\ell^2}{4J_y} f \right) =$$

$$= -\frac{0,141}{6,396 \cdot 10^{-4}} \left(1 + \frac{1000}{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \frac{0,2185^2}{1,192 \cdot 10^{-7}} 6,396 \cdot 10^{-4} \right) =$$

$$= -227,262 \text{ МПа.}$$

В этих формулах: L — длина прицепного шатуна, $L = 268$ мм; ℓ — расстояние между точками верхней и нижней головок шатуна $\ell = 218,5$ мм; σ_b — предел прочности, для стали 18Х2Н4МА (материал прицепного шатуна) $\sigma_b = 1000$ МПа; E — модуль упругости; J_x и J_y моменты инерции поперечного сечения стержня шатуна.

При данных значениях напряжений коэффициенты запаса прочности будут: для плоскости качания шатуна

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_{ay} + \psi_\sigma \sigma_{my}} =$$

$$= \frac{465}{\frac{1,308}{0,855 \cdot 0,939} 147,555 + 0,22 \cdot 105,341} = 1,764;$$

— для плоскости, перпендикулярной к плоскости качания,

$$n_\sigma = \frac{465}{\frac{1,308}{0,855 \cdot 0,939} 134,738 + 0,22 \cdot 92,524} = 1,939,$$

где ψ_σ — коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла; ϵ_σ — масштабный фактор; β_σ — коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности шатуна; K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; σ_{-1} — предел выносливости, для стали 18Х2Н4МА $\sigma_{-1} = 465$ МПа соответствует базовому числу $N_b = 10^8$ циклов нагружения; σ_a и σ_m — амплитуда и среднее напряжение цикла.

Минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности на усталость определяем для коэффициентов вариации предела выносливости $\vartheta_{\sigma_{-1}} = 0,06$ и действующих напряжений $\vartheta_\sigma = 0,12$. Данные коэффициенты учитывают рассеивание указанных величин. В результате имеем [4]

$$n_{\min} = \frac{1}{1 - \frac{\sqrt{\vartheta_{\sigma_{-1}}^2 + \vartheta_\sigma^2}}{1 + \vartheta_\sigma^2} \sqrt{\frac{\gamma}{1 - \gamma}}} = \frac{1}{1 - \frac{\sqrt{0,06^2 + 0,12^2}}{1 + 0,12^2} \sqrt{\frac{0,915}{1 - 0,915}}} = 1,767,$$

где γ — вероятность достоверности задания коэффициентов вариации

$$\gamma = 1 - \sqrt{\vartheta_{\sigma_{-1}} \vartheta_\sigma} = 1 - \sqrt{0,06 \cdot 0,12} = 0,915.$$

Сравнение минимально допустимого коэффициента запаса прочности с полученными ранее позволяет утверждать, что в плоскости качания шатуна долговечность прицепного шатуна дизеля, постоянно работающего на номинальном режиме, будет ограниченной, поскольку $n_\sigma < n_{\min}$. При этих условиях долговечность прицепного шатуна, выраженная часами работы дизеля до появления усталостной трещины, будет равна

$$T = \frac{N_b}{(0,5 \cdot 60 \cdot n_\sigma) / \left(\frac{n_\sigma}{n_{\min}} \right)^m} =$$

$$= \frac{10^8}{(0,5 \cdot 60 \cdot 1500) / \left(\frac{1,764}{1,767} \right)^{17,609}} = 2157 \text{ часов,}$$

где m — показатель степени, равный $m = C/K = 10,812/0,614 = 17,609$.

Далее рассчитаем долговечность шатуна с начальным прогибом 2 мм. В этом случае прогиб шатуна под действием силы $P_c = 0,141$ МН увеличится до величины

$$y_{\max} = \frac{2}{1 - \sigma_{cy}/\sigma_k} = \frac{2}{1 - 252,895/6492,557} = 2,081 \text{ мм,}$$

$$\text{где } \sigma_k = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 2,1 \cdot 10^5}{17,867^2} = 6492,557 \text{ МПа.}$$

С учетом этого прогиба максимальное напряжение от сжатия в плоскости качания шатуна составит

$$\sigma_{\max} = \sigma_{cy}(1 + y_{\max}/W) =$$

$$= 252,895(1 + 2,081 \cdot 6,396 \cdot 10^{-4}/6,185 \cdot 10^{-6}) =$$

$$= -307,267 \text{ МПа.}$$

Эти напряжения не превышают предел текучести стали, равный 800 МПа, соответственно

стержень шатуна не будет испытывать пластическую деформацию.

При данных напряжениях коэффициент запаса прочности на усталость составит:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}} \sigma_{ay} + \psi_{\sigma} \sigma_{my}} = \frac{465}{\frac{1,308}{0,855 \cdot 0,939} 174,741 + 0,22 \cdot 132,527} = 1,482.$$

Соответствующая долговечность прицепного шатуна будет равна:

$$T = \frac{N_B}{(0,5 \cdot 60 \cdot n_{\sigma})} \left/ \left(\frac{n_{\sigma}}{n_{\min}} \right)^m \right. = \frac{10^8}{(0,5 \cdot 60 \cdot 1500)} \left/ \left(\frac{1,482}{1,767} \right)^{17,609} \right. = 100,4 \text{ часа.}$$

Результаты выполненных расчетов прочности и долговечности шатуна с начальным искривлением оси, равным 4 и 6 мм, представлены в таблице, из которой следует, что по мере увеличения начального прогиба долговечность шатуна резко уменьшается.

Коэффициенты запаса прочности и долговечность прицепного шатуна в зависимости от величины начального прогиба

Величина прогиба, мм	0	2	4	6
Коэффициент запаса прочности	1,764	1,482	1,277	1,122
Долговечность, ч	2157	100,4	7,297	0,747

Прицепной шатун дизеля М580 выбран в качестве примера не случайно, а потому, что на практике имела место авария двигателя из-за полного разрушения шатуна. Его изгиб в 6 мм, скорее всего, был получен при пуске ДВС в результате гидравлического удара. С момента пуска до аварии двигатель отработал чуть более двух часов. Расчетная долговечность составила 0,747 часа (45 минут). Довольно большое расхождение между фактической и расчетной долговечностью объясняется, прежде всего, тем, что расчеты прочности и долговечности выполнялись при допущении о непрерывной работе дизеля на номинальном режиме. Как известно, этот режим является самым нагруженным и по данным

эксплуатации считается предельным. С другой стороны, двух- или даже трехкратная ошибка в оценке усталостной долговечности шатуна может быть признана допустимой.

Выводы по результатам расчетов

Анализ результатов представленных расчетов прочности и долговечности прицепного шатуна с различным начальным прогибом его стержня позволяет сделать следующие выводы.

➤ При всех значениях прогиба расчетные коэффициенты запаса прочности оказываются меньше минимально допустимой величины. Это говорит о том, что даже незначительно деформированный шатун имеет ограниченную долговечность. Вторая причина малой долговечности шатуна с прогибом — все расчеты выполнялись для номинального режима работы дизеля. Естественно, при работе дизеля на эксплуатационных режимах с пониженной мощностью нагрузки на шатун уменьшаются, что способствует увеличению коэффициента запаса прочности и его долговечности.

➤ По мере увеличения начального прогиба прицепного шатуна коэффициент запаса прочности на усталость и долговечность резко уменьшаются. Данный факт объясняется тем, что при наличии начального прогиба сжимающая сила действует с эксцентриситетом. Поэтому уже с самого начала действия этой силы возникает изгибающий момент, который увеличивает деформацию изгиба и напряжения от нее.

➤ Полученные в ходе расчетного исследования значимые результаты позволяют рекомендовать использовать предлагаемые методики в качестве дополнения к классическому методу расчета прочности и долговечности шатунов.

Литература

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник / М. : Машиностроение, 1979. 702 с.
2. Румб В.К., Школьный А.С., Хтоо Наинг Аунг. Особенности прогнозирования остаточной долговечности деталей ДВС по критерию усталости материала // Двигателестроение. 2019. № 4. С. 24–28.
3. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М. : Машиностроение, 1977. 232 с.
4. Румб В.К. Медведев В.В. Прочность судового оборудования. Часть 1: конструирование и расчеты прочности судовых двигателей внутреннего сгорания: учебник. СПб. : Изд-во СПбГМТУ, 2006. 536 с.

МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ОДИНАКОВОГО ХОДА ПОРШНЕЙ V-ОБРАЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ 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

Выполнен графический и аналитический анализ возможности и условий, при которых возможна реализация одинакового хода главных и прицепных поршней V-образных двигателей с прицепными шатунами для нормальной и дезаксиальной схем КШМ. Показана высокая сходимость результатов аналитических расчетов ходов поршней, выполненных для виртуальных двигателей размерности $D/S = 10/12$; $15/16$ и $15/18$ с ходом поршней реальных двигателей такой же размерности.

Введение

В конструкциях различных ДВС применение схемы кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном имеет довольно широкое распространение для достижения большей мощности за счет большего количества цилиндров при меньших габаритных размерах и весе двигателя в целом. Известно, что при решении задачи по достижению одинакового хода главного и прицепного поршней могут быть решены проблемы по обеспечению равномерной нагрузки и тепловой напряженности деталей двигателя, снижению вибрации и улучшению уравнивания.

К основным проблемам применения схемы КШМ с прицепными шатунами можно отнести сформированное мнение о том, что одинаковый ход поршней обеспечить невозможно, однако это не так.

В 1933 г. доктор технических наук, профессор И.Ш. Нейман опубликовал свою книгу «Динамика и расчет на прочность авиационных моторов» [1], в которой сформулировал условия, при которых возможно достижение одинакового хода главного и прицепного поршней V-образного двигателя.

Экскурс в историю

В 2020 году отмечается 100-летний юбилей начала развития танковой промышленности в СССР. Следует отметить, что руководство страны уделяло большое внимание развитию двигателестроения и в частности танковой отрасли. Достаточно отметить, что в страны Западной



Европы и США направлялись на стажировку молодые специалисты — будущие руководители крупных предприятий.

Одним из таких специалистов был инженер К.Ф. Челпан, который в 1928–1929 гг. проходил стажировку на заводах Германии, Швейцарии и Англии. По возвращении из командировки он возглавил дизельный отдел Харьковского паровозного завода (ХПЗ), где в этот период создается отдельная конструкторская группа под руководством Я.Е. Вихмана, занимающаяся изучением проблем, связанных с созданием быстроходных танковых дизелей. В марте 1935 г. Постановлением ЦИК СССР за создание новых мощных современных конструкций машин, в том числе танкового дизеля БД-2, завод был награжден орденом В.И. Ленина. Этим орденом были награждены директор завода И.П. Бондаренко, начальник дизельного отдела К.Ф. Челпан, а также непосредственный руководитель работ Я. Е. Вихман. Однако развитие дальнейших работ по созданию и совершенствованию дизеля БД-2 тормозились из-за технических проблем и отсутствия опыта. Об этих проблемах в марте 1937 г. К.Ф. Челпан доложил на партийном собрании отдела и заявил о необходимости оказания технической поддержки с привлечением специалистов авиационной промышленности. Для доводки дизеля нарком авиационной промышленности командировал на завод специалистов ЦИАМа, которые внесли более 2000 различных изменений в конструкцию. Однако по ложному доносу К.Ф. Челпан был отстранен от должности и впоследствии расстрелян [2].

Как известно, с 1930 г. И.Ш. Нейман работал начальником расчетного отдела в центральном институте авиационного моторостроения (ЦИАМ). Можно предположить, что о проблемах ХПЗ по совершенствованию дизеля БД-2 И.Ш. Нейман знал, поэтому возникает вопрос: «Почему при создании двигателя БД-2 не были использованы его рекомендации по обеспечению одинакового хода поршней в КШМ с прицепными шатунами», обоснованные в его книге, изданной в 1933 г.

К сожалению, недостатки, заложенные в конструкцию КШМ дизеля БД-2 (впоследствии В-2) не устранены до настоящего времени. Следует отметить, что дальнейшие работы по совершенствованию дизелей этого типа выполнялись за счет различных цикловых подач топлива по блокам цилиндров. Так, в 2017 г. в работе [3] были опубликованы результаты исследований по совершенствованию рабочего процесса дизеля ЧН15/16 за счет корректировки механизма газораспределения и организации различных цикловых подач топлива в цилиндры двигателя с целью снижения негативного влияния различного хода главного и прицепного поршней. По нашему мнению, эту проблему целесообразно решать за счет организации одинакового хода поршней в соответствии с рекомендациями И.Ш. Неймана [1].

В данной статье представлены результаты графоаналитического построения КШМ виртуального двигателя размерности 10/12, основанные на аналитических расчетах и рекомендациях, представленных в работах И.Ш. Неймана, И.А. Биргера, М.Т. Бортникова, по обеспечению одинакового хода главного и прицепного поршней [4, 5].

Кроме этого, были выполнены следующие работы:

- анализ КШМ с прицепным шатуном двигателей размерности 15/18 и 15/16 производства ЧТЗ для случая, когда угол развала цилиндров не равен углу между осями главного шатуна и осью серьги прицепного шатуна;

- анализ КШМ с прицепным шатуном виртуальных двигателей размерности 15/18 и 15/16 для случая, когда угол развала цилиндров равен углу между осями главного шатуна и осью серьги прицепного шатуна.

Результаты графоаналитических исследований по обеспечению одинакового хода поршней в двигателях с прицепными шатунами, представленные в работах [6–8], целесообразно сравнить с результатами расчетных исследований виртуального двигателя размерности 10/12 с прицепными шатунами, выполненных с использованием аналитических зависимостей, представленных в работах [1, 4, 5].

Как отмечено в работе [1], КШМ, у которого ось цилиндра пересекается с осью коленчатого вала, называется нормальным, в остальных случаях КШМ называется дезаксиальным. Представленный в работах [1, 4, 5] анализ кинематики механизма с прицепными шатунами показывает возможность достижения одинакового хода главного и прицепного поршней при условии равенства значений угла развала цилиндров (γ) и угла (γ_1) между осью главного шатуна и линией, проходящей через оси шатунной шейки и серьги прицепного шатуна. Как отмечено в указанных работах, более точная корректировка для достижения одинакового хода поршней может быть обеспечена за счет согласования следующих размеров: r — расстояние от оси шатунной шейки до оси серьги прицепного шатуна, а также размера l — длины прицепного шатуна.

Расчетные зависимости согласования размеров r и l , представленные в работе [1], выбираются из условия получения одинаковой степени сжатия (хода поршней) и определяются с использованием следующего приближенного уравнения:

$$l^2 = L^2 + r^2 - 2Lr\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \gamma}. \quad (1)$$

Расчетный анализ

С целью достижения сходимости результатов расчетных исследований, представленных в работах [1, 4, 5], с результатами расчетов, представленных в работах [6–8], целесообразно выполнить графический и аналитический анализ схемы КШМ виртуального V-образного двигателя размерности 10/12 по изложенным в этих работах методикам.

На рис. 1 и 2 представлены кинематические схемы главного и прицепного поршней V-образного двигателя, изложенные в работах [6, 7, 8], как для нормального, так и для дезаксиального КШМ.

Ход главного поршня в работе [1] представлен уравнением вида

$$S_{gp} = R \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right], \quad (2)$$

где S_{gp} — перемещение поршня в главном цилиндре; α — угол поворота кривошипа от оси главного цилиндра; R — радиус кривошипа коленчатого вала; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Результаты расчета S_{gp} по формуле (2) приведены в табл. 2.

Ход главного поршня в работе [4, 5] представлен уравнением в виде

$$S_{gp} = (R + L) - R \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right), \quad (3)$$

где S_{gp} — перемещение поршня в главном ци-

линдре; α — угол поворота кривошипа от оси главного цилиндра; R — радиус кривошипа коленчатого вала; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; L — длина главного шатуна (результаты расчета см. в табл. 2).

Ход главного поршня в работах [6, 8] представлен в виде

$$S_{gp} = (L + \sqrt{R^2 - e^2}) - (L - \sqrt{R^2 - e^2}), \quad (4)$$

где S_{gp} — перемещение поршня в главном цилиндре; R — радиус кривошипа коленчатого вала; L — длина главного шатуна; e — дезаксаж (см. табл. 2).

Ход прицепного поршня в работе [1] представлен следующим выражением:

$$S_{pp} = [S_{ol} - (r + l) + 0,25(\lambda^2 r + \lambda_1^2 l)] - R[\cos \alpha_1 + 0,25F \cos 2(\alpha_1 - \theta)], \quad (5)$$

где S_{pp} — перемещение поршня в боковом цилиндре; α_1 — угол поворота кривошипа от оси главного цилиндра; R — радиус кривошипа коленчатого вала; r — расстояние от оси пальца прицепного шатуна до оси подшипника кривошипной головки главного шатуна; λ — отношение длины радиуса кривошипа к длине шатуна; λ_1 — произведение отношения длины радиуса кривошипа к длине шатуна на отношение расстояния оси пальца бокового цилиндра от оси подшипника кривошипной головки главного шатуна к длине прицепного шатуна; l — длина прицепного шатуна; S_{ol} — расстояние от оси пальца поршня бокового цилиндра до оси коленчатого вала при нахождении поршня в ВМТ.

Необходимые для расчета вспомогательные углы и коэффициенты позволяют с достаточной для практики точностью получать приближенные уравнения, приведенные в [1].

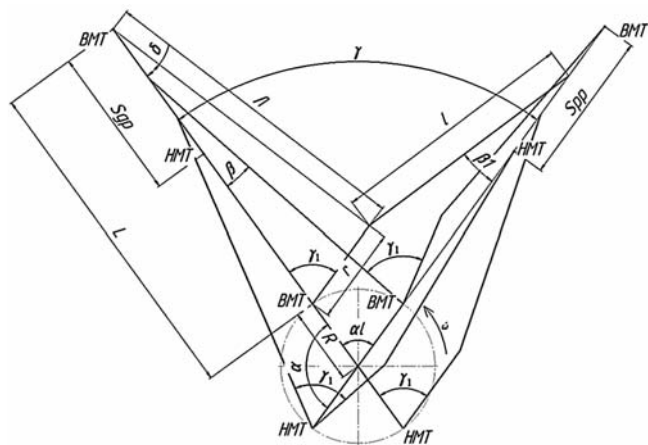


Рис. 1. Схема расположения элементов нормального КШМ при положении главного и прицепного поршней в ВМТ и НМТ

Вспомогательный угол θ определяется из уравнения (смотри обозначения на рис. 1 и 2)

$$\operatorname{tg}(\theta) = \frac{\frac{L^2}{rl}(\sin 2\delta - \sin 2\gamma)}{\frac{L^2}{rl}(\cos 2\delta - \cos 2\gamma)}. \quad (6)$$

Коэффициент F определяется по формуле

$$F = \lambda \frac{r}{L} \frac{\frac{L^2}{rl} \cos 2\delta + \cos 2\gamma}{\cos \theta}. \quad (7)$$

Ход прицепного поршня в работах [4, 5] представлен следующим выражением:

$$S_{pp} = R \times [\cos \alpha_{11} - \cos \alpha_{12} + 0,25F[\cos(2\alpha_{11} - \theta) - \cos(2\alpha_{12} - \theta)]], \quad (8)$$

где S_{pp} — перемещение поршня в боковом цилиндре; R — радиус кривошипа коленчатого вала; θ — вспомогательный угол, определяемый из уравнения

$$\operatorname{tg}(\theta) = \frac{\frac{L^2}{rl}(\sin 2\delta - \sin 2\gamma)}{\frac{L^2}{rl}(\cos 2\delta + \cos 2\gamma)}; \quad (9)$$

F — коэффициент определяется по формуле

$$F = \lambda \frac{r}{L} \frac{\frac{L^2}{rl} \cos 2\delta + \cos 2\gamma}{\cos \theta}; \quad (10)$$

α_{11} и α_{12} рассчитываются по формулам $\alpha_{11} = \delta$ и $\alpha_{12} = \delta + 180$.

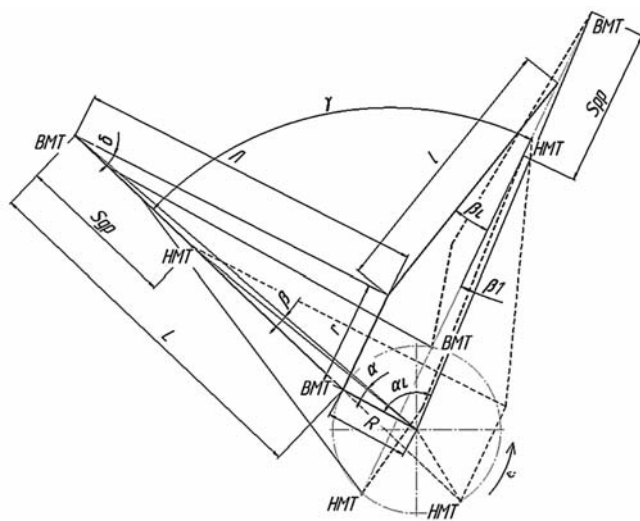


Рис. 2. Схема расположения элементов дезаксиального КШМ при положении главного и прицепного поршней в ВМТ и НМТ

Ход прицепного поршня в работах [6, 8] представлен следующим выражением:

$$S_{pp} = \left(l \cos \beta_{11} + \sqrt{r^2 - (l \sin \beta_{11})^2} + \sqrt{R^2 - e^2} \right) - \left(l \cos \beta_{12} + \sqrt{r^2 - (l \sin \beta_{11})^2} - \sqrt{R^2 - e^2} \right), \quad (11)$$

где S_{pp} — перемещение поршня в боковом цилиндре; R — радиус кривошипа коленчатого вала; r — расстояние оси пальца прицепного шатуна от оси подшипника кривошипной головки главного шатуна; l — длина прицепного шатуна; e — дезаксаж; β_{11} — угол отклонения оси прицепного шатуна от оси движения поршня в ВМТ; β_{12} — угол отклонения оси прицепного шатуна от оси движения поршня в НМТ.

Геометрические размеры КШМ и сравнительные результаты графоаналитического анализа для обеспечения одинакового хода главного и прицепного поршней показаны в табл. 1.

Алгоритм геометрического анализа возможности обеспечения одинакового хода главного и прицепного поршней, выполненный с использованием графического интерфейса «Компас», представлен следующим образом.

1. Определение хода главного поршня:

— из центра окружности с диаметром, равным ходу поршня (например 12, 18 или 16 см), проводятся оси цилиндров под углом, например, 126 и 54, 120 и 60 градусов — соответственно угол развала цилиндров 72 и 60 град;

— из точек пересечения оси цилиндра главного поршня с окружностью проводятся линии, равные межосевому расстоянию главного шатуна (например 264 и 320 мм);

Таблица 1

Некоторые технические параметры КШМ и двигателя

№ п/п	Технические параметры деталей анализируемых двигателей			
1	Размерность и тип двигателя, двигатель реальный	—	15/18*	15/16*
2	Размерность и тип двигателя, двигатель виртуальный	10/12	15/18	15/16
3	Межосевое расстояние осей главного шатуна, мм	264	320*	320*
4	Межосевое расстояние осей прицепного шатуна, мм	194	238,4*	222,34*
5	Межосевое расстояние осей серьги главного шатуна, мм	75	82*	98*
6	Угол развала цилиндров γ , град	72	60	60
7	Угол между осью главного шатуна и осью серьги главного шатуна γ_1 , град	—	67*	66*
		72	60	60

Примечание: (XX) — параметры виртуального двигателя; (XX)* — параметр реальных двигателей производства ЧТЗ. (XX) — равенство заштрихованных параметров — условие обеспечения одинакового хода поршней.

— разница расстояний между концами этих линий будет равна ходу главного поршня.

2. Определение хода прицепного поршня:

— из точек пересечения оси цилиндра прицепного поршня с окружностью, равной ходу главного поршня, на ось цилиндра главного поршня проводятся линии, равные межосевому расстоянию главного шатуна (концы этих линий указывают места расположения главного поршня при положении прицепного поршня в ВМТ и НМТ);

— из точек пересечения оси цилиндра прицепного поршня с окружностью, равной ходу глав-

Таблица 2

Сравнение ходов поршней, выполненных по результатам расчетов и графических построений

	Перемещение поршня в главном цилиндре, мм	Перемещение поршня в боковом цилиндре, мм	Разница хода поршней, мм
По И.Ш. Нейману виртуальный двигатель размерностью 10/12, при $\gamma_1 = \gamma$	120	117,6	2,4
По И.А. Биргеру, М.Т. Бортникову виртуальный двигатель размерностью 10/12, при $\gamma_1 = \gamma$	119,638	119,579	0,059
Виртуальный, дезаксальный двигатель размерностью 10/12, при $\gamma_1 = \gamma$	Расчет — 115,927 117,81 — геом.	Расчет — 116,661 116,93 — геом.	0,734 1,3 — геом.
Виртуальный двигатель размерностью 15/18 с нормальным КШМ, при $\gamma_1 = \gamma$	Расчет — 180 180 — геом.	Расчет — 180,985 180 — геом.	0,985 0,0 — геом.
Реальный двигатель размерностью 15/18 с нормальным КШМ, при $\gamma_1 \neq \gamma^*$	Расчет — 180 180 — произв. 180 — геом.	Расчет — 186,984 186,7 — произв. 186,49 — геом.	6,984 6,7 — произв. 6,49 — геом.
Виртуальный двигатель размерностью 15/16 с нормальным КШМ, при $\gamma_1 = \gamma$	Расчет — 160 160 — геом.	Расчет — 160,801 160 — геом.	0,801 0,0 — геом.
Реальный двигатель размерностью 15/16 с нормальным КШМ, при $\gamma_1 \neq \gamma^*$	160 — произв. 160 — геом.	166,6 — произв. 166,34 — геом.	6,6 — произв. 6,34 — геом.

Примечание: (XX) — результаты расчетных исследований; геом. — результаты, полученные путем геометрического анализа; произв. — результаты, полученные на реальных двигателях.

ного поршня, под углом 72, 67, 66 или 60 градусов проводятся линии, характеризующие длину серьги и равные соответственно 75, 82 или 98 мм;

— из конечной точки линии, характеризующей длину серьги, на ось цилиндра прицепного шатуна накладывается линия, равная межосевому расстоянию осей прицепного шатуна (например, 194, 238,4 или 222,34 мм);

— разница расстояний между концами этих линий (расположенных на оси цилиндра прицепного шатуна) будет равна ходу прицепного поршня.

Расчетные значения хода поршней, которые были получены для виртуального двигателя размерностью 10/12 с применением дезаксиального КШМ, имеют меньшие значения, поскольку оси цилиндров не проходят через центр оси коленчатого вала.

Анализ результатов расчетов и графических построений, представленных в табл. 2, показывает, что наибольшая разница в перемещении поршней наблюдается у двигателя типа В-2 с нормальным КШМ и с разными углами при γ_1 , γ . Конструкция такого КШМ была использована в двигателях для танка Т-34 и других модификациях, адаптированных в МТО различных гусеничных шасси.

Выводы

1. Представленные в табл. 2 результаты расчетных исследований подтверждают справедливость утверждений И.Ш. Неймана о возможности обеспечения одинакового хода поршня как для нормального, так и дезаксиального КШМ.

2. Конструкция КШМ V-образного двигателя с прицепным шатуном, обеспечивающая равенство хода поршней во всех цилиндрах, позволяет значительно повысить технико-экономические показатели дизеля, упростить процесс регулиро-

вания нагрузки и частоты вращения, улучшить условия уравнивания, снизить уровень шума и вибрации.

Литература

1. Нейман И.Ш. Динамика и расчет на прочность авиационных моторов: справочник. Ч. 1. Кинематика и динамика авиационных моторов. ОНТИ НКТП СССР. Москва—Ленинград: Государственное авиационное автотракторное издательство. 1933. С. 20—22.
2. Комаров Л.С. Россия танков не имела. Челябинск, 1994.
3. Лысов И.О., Камалдинов В.Г. Особенности регулирования форсированного транспортного дизеля с кривошипно-шатунным механизмом с прицепным шатуном // Двигателестроение. 2017. № 4 (270). С. 8—12.
4. Биргер И.А и др. Авиационные поршневые двигатели. Кинематика, динамика и расчет на прочность: пособие для инженеров. Москва: Государственное издательство оборонной промышленности. 1950. С. 17—44.
5. Бортников М.Т. и др. Авиационные двигатели: сборник справочных материалов; под ред. М.А. Левина и Г.В. Сеничкина. Москва: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы. 1951. С. 29—31.
6. Маслов А.П., Левцов М.В. Кинематический и динамический анализ КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2019. № 3 (277). С. 27—30.
7. Маслов А.П., Левцов М.В. Анализ действующих сил в КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2020. № 1 (279). С. 26—29.
8. Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В. Графоаналитический анализ возможности обеспечения одинакового хода поршней V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2020. № 2 (280). С. 3—8.

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ПАРАМЕТРИЗАЦИЯ МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА ТИПА «АЛЬФА» СВОБОДНОЙ КОМПОНОВКИ

*Е.А. Тихонов, к.т.н., доцент, доцент,
Петрозаводский государственный университет*

*В.И. Базыкин, научный сотрудник,
Институт агроинженерных и экологических проблем сельскохозяйственного производства
(ИАЭП) — филиал ФГБНУ ФНАЦ ВИМ*

*Н.С. Муханов, к.т.н., доцент, доцент,
Ивановская государственная сельскохозяйственная академия имени Д.К. Беляева*

Рассматривается кинематическая параметризация кривошипно-ползунной группы двигателя Стирлинга типа «Альфа» свободной компоновки при изменении длины шатунов поршня и вытеснителя угла между осями цилиндров, а также перекрещивании осей цилиндров и коленчатого вала. Получены зависимости для определения взаимного перемещения поршня и вытеснителя при свободной компоновке механизма двигателя Стирлинга типа «Альфа». Определены ограничения для соотношения длин шатунов поршня и вытеснителя с учетом смещения осей цилиндров в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала. Полученная система уравнений для определения перемещения поршня в зависимости от перемещения вытеснителя позволяет значительно снизить ресурсоемкость численных расчетов. Результаты выполненного исследования позволяют определять оптимальные параметры проектируемого двигателя Стирлинга в зависимости от мощности и типа используемого топлива.

1. Введение

В последнее время интерес к двигателям с внешним подводом тепла вновь возрастает. Основная причина — качественное углеводородное топливо не является неисчерпаемым ресурсом на планете. При этом, вне зависимости от цены на нефть, цена традиционных энергоносителей постоянно растет, а доступные запасы, обеспечивающие низкую себестоимость добычи, истощаются. При этом все с большей актуальностью встает вопрос автономной генерации электроэнергии. Значительное влияние на потребление электроэнергии оказывает глобальное потепление климата — расходы на кондиционирование жилых и офисных помещений растут год от года [1].

Вопрос автономного энергообеспечения особенно актуален для удаленных районов с мало-развитой инфраструктурой, различных экспедиций



и исследовательских станций. Традиционный путь решения вопроса — использование дизель-генераторов. Такая технология генерации электроэнергии имеет высокую стоимость (0,2 кВт·ч сжигается 0,2 кг дизельного топлива [2]). При этом возникает задача ресурсного обеспечения — доставка запасов топлива к месту использования обходится достаточно дорого.

Существуют разработки, цель которых снизить стоимость такой генерации электроэнергии за счет гибридизации энергетических систем. Например, совместное использование дизельной и фотоэлектрической генераций показывают возможности снизить себестоимость генерируемой электроэнергии [3]. Подобные технологии все равно будут требовать доставки и хранения запасов топлива.

С другой стороны, в отдаленных районах имеются другие виды топлив, как правило твердые. Это могут быть уголь, дрова, торф и т. д., которые можно использовать для генерации тепла. Наиболее простой способ обеспечить генерацию электроэнергии при наличии местных сортов топлив — использовать для привода генератора двигатель с внешним подводом тепла, например двигатель, работающий по циклу Стирлинга.

Хотя двигатели Стирлинга известны достаточно давно [4], теоретическая и технологическая базы для разработки и совершенствования развиты недостаточно.

Теоретическое описание процессов, протекающих в двигателях Стирлинга, основано на исследовании отдельных элементов и процессов, например таких, как шаттл-эффект в системе вытеснительный поршень—цилиндр [6], тепловые потоки системы рабочее тело—регенератор при изменении направления движения газа, влияние «мертвого объема» на КПД и удельную мощность [7] и т. д.

Комплексное описание рабочего процесса двигателя Стирлинга и разработка общей теории — остаются нерешенными задачами. Для их решения необходимо применять численные методы решения связанных задач. Под связанными задачами понимаются задачи гидрогазодинамики (в том числе с фазовыми переходами), теплопередачи, механики деформируемого тела в одной численной модели исследуемого механизма. Подобные разработки полных трехмерных моделей позволяют моделировать различные рабочие характеристики двигателя в зависимости от различных конструктивных параметров, например исследовать переходные и инерционные процессы перетекания рабочего тела в полостях поршня и вытеснителя в определенный момент рабочего цикла [8]. Возможность выполнять численные исследования в так называемой «явной постановке» быстропротекающих процессов позволяет детально изучить процессы тепломассопереноса в двигателе Стирлинга и их динамику, в том числе триботехнические процессы в пристенных слоях потока рабочего тела и их влияние на термодинамику всей системы в целом [9].

К числу фундаментальных и крайне трудно решаемых задач относится герметизация рабочего тела. Методы решения подобных задач, как правило, только декларируются в виде патентов [10] и не реализуются на практике вследствие неоправданно сложной технологии и сомнительной практической достижимости заявленного технического результата.

Многими исследователями уже созданы теоретические модели, которые позволяют моделировать рабочий процесс целиком. В основном подобные исследования выполнены применительно к двигателю Стирлинга типа «Бета». Результаты исследований показывают значительное отличие термодинамического процесса осциллирующего потока от процессов, описываемых классическими термодинамическими моделями [11]. Это влечет за собой различие в результатах оценки работы, выполняемой рабочим телом.

Полнофакторные экспериментальные исследования и теоретические влияния конструктивных параметров на эффективность работы двигателя Стирлинга [12, 13] демонстрируют необходимость разработки аналитической параметрической модели взаимовлияния динамических и инерционных параметров (например, момента инерции маховика на коленчатом валу двигателя) механической части на термодинамические процессы, происходящие в рабочем теле.

Таким образом, разработка двигателя Стирлинга наиболее рационально может быть осуществлена при максимальном применении численных методов моделирования с переходом на натурные исследования только на конечном этапе разработки.

2. Материалы и методы

К теоретической части настоящей статьи относится определение взаимного расположения поршня и вытеснителя двигателя Стирлинга типа «Альфа» при свободной компоновке. Под свободной компоновкой подразумевается параметрическая модель, которая позволяет менять все геометрические параметры кривошипно-ползунной группы. При этом разработка математической модели проводится поэтапно, с постепенным снятием конструктивных ограничений. Полученные уравнения предназначены для включения в численную модель двигателя, что позволит выполнить первый этап построения полной численной модели двигателя Стирлинга типа «Альфа» с целью исследования динамики перетекания газов из горячей полости в холодную в режиме компрессора. Свободная компоновка позволяет изменять конструктивные параметры в процессе исследования и определять их влияние на термодинамические процессы. На первом этапе исследований принято допущение, что механическая часть двигателя недеформируемая, потерь тепла в окружающую среду нет. Кинематическая схема двигателя представлена на рис. 1.

Постановка задачи следующая: перемещение вертикального поршня (Y) будет задано гармонической функцией. Так как на данном этапе исследования решается исключительно газодинамическая задача, то в моделировании механической части нет необходимости. Это позволит существенно сократить ресурсоемкость выполнения моделирования. В дальнейшем, при моделировании в режиме двигателя, будет необходимо определять крутящий момент на коленчатом валу двигателя в любой момент времени. Для этого с использованием численной термодинамической модели будут рассчитаны значения давления газов на поршень и вытеснитель (в том числе и вакуумметрическое давление). Инерционную составляющую кривошипно-ползунного механиз-

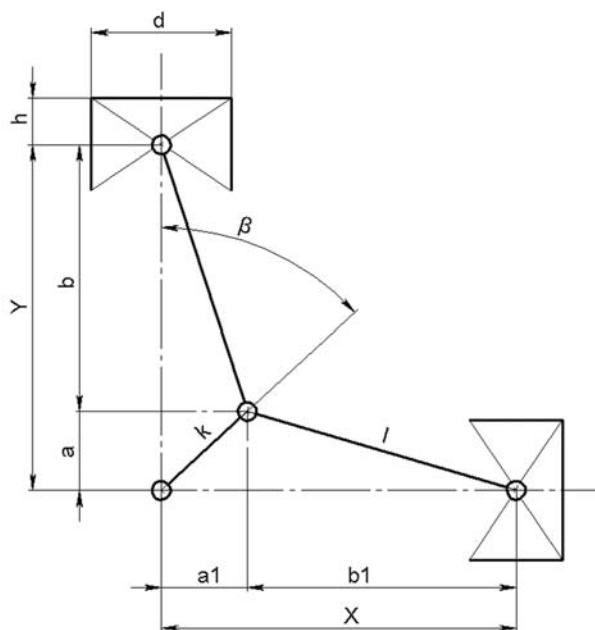


Рис. 1. Кинематическая схема двигателя Стирлинга типа «Альфа»:

X — координата горизонтального поршня; Y — координата вертикального поршня; k — вылет шатунной шейки коленчатого вала; l — длина шатуна; h — высота поршня; d — диаметр поршня; β — угол поворота коленчатого вала; a , a_1 — проекции коленчатого вала на горизонтальную и вертикальную ось соответственно; b — проекция шатуна на вертикальную ось; b_1 — проекция шатуна на горизонтальную ось

ма, оказывающую влияние на динамические характеристики работы двигателя будем учитывать моментом инерции маховика. Далее, необходимо установить зависимость положения вытеснителя от положения поршня $X(Y)$, что позволит в дальнейшем исследовать взаимное изменение объемов горячей и холодной полостей и динамику перетекания газа. При этом необходимо учесть возможность изменения угла между осями цилиндров (см. рис. 1) при значениях как меньше, так и больше 90° , вплоть до 180° . Также необходимо предусмотреть смещение осей цилиндров и определить ограничения геометрических размеров кривошипно-ползунной группы при свободной компоновке.

3. Результаты

Зависимость положения вытеснителя (X) от положения поршня (Y) при одинаковых длинах шатунов и значении угла между осями цилиндров равно 90° определена [9]:

$$X(Y) = \sqrt{k^2 - \left(\frac{Y}{2} - \frac{l^2 + k^2}{2Y}\right)^2} + \sqrt{l^2 - \left(\frac{Y}{2} - \frac{l^2 + k^2}{2Y}\right)^2}, \quad (1)$$

где k — вылет шатунной шейки коленчатого вала; l — длина шатунов поршня и вытеснителя.

Это уравнение было получено на основе системы уравнений координат перемещений поршня

(Y) и вытеснителя (X) в зависимости от угла поворота коленчатого вала, которая имеет вид:

$$\begin{cases} Y = k \cdot \cos \beta + \sqrt{l^2 - (k \cdot \sin \beta)^2} \\ X = k \cdot \sin \beta + \sqrt{l^2 - (k \cdot \cos \beta)^2} \end{cases} \quad (2)$$

Из системы уравнений (2) следует, что достаточно просто учесть различные длины шатунов поршня и вытеснителя:

$$\begin{cases} Y = k \cdot \cos \beta + \sqrt{L_Y^2 - (k \cdot \sin \beta)^2} \\ X = k \cdot \sin \beta + \sqrt{L_X^2 - (k \cdot \cos \beta)^2} \end{cases} \quad (3)$$

где L_Y и L_X — длины шатунов вытеснителя и поршня соответственно.

Выполнив преобразования, аналогичные [14], получим следующее уравнение положения вытеснителя (X) от положения поршня (Y), учитывая отличающиеся длины шатунов:

$$X(Y) = \sqrt{k^2 - \left(\frac{Y}{2} - \frac{L_Y^2 + k^2}{2Y}\right)^2} + \sqrt{L_X^2 - \left(\frac{Y}{2} - \frac{L_Y^2 + k^2}{2Y}\right)^2}. \quad (4)$$

Следующим условием, определяющим свободную компоновку кривошипно-ползунной группы двигателя Стирлинга, является возможность изменения угла между осями цилиндров (рис. 2).

Определим положение поршня (Y) методом поворота осей координат. Тогда угол поворота коленчатого вала для расчета координаты положения поршня будет определяться суммой углов

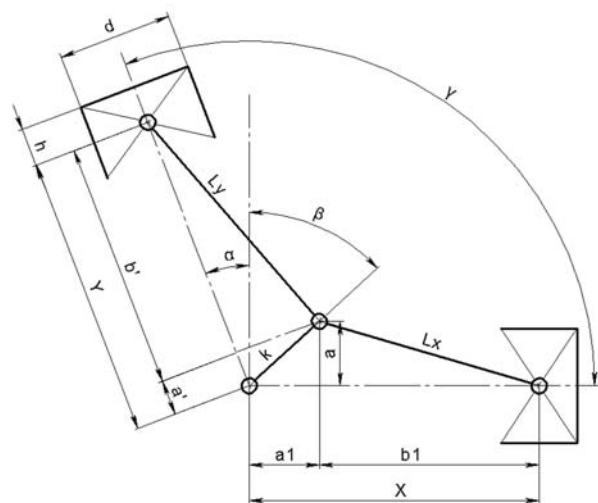


Рис. 2. Кинематическая схема двигателя Стирлинга типа «Альфа» со свободным углом между осями цилиндров и различными длинами шатунов:

L_X и L_Y — длины шатунов горизонтального и вертикального поршней, соответственно; γ — угол между осями поршней; α — угол доворота оси вертикального поршня; a' — проекция коленчатого вала на ось вертикального поршня; b' — проекция шатуна вертикального поршня на ось

положения кривошипа относительно вертикали и поворота оси цилиндра относительно вертикали:

$$\beta' = \beta + \alpha. \quad (5)$$

Тогда угол между осями цилиндров

$$\lambda = 90 + \alpha. \quad (6)$$

После преобразований системы уравнений (3) получим:

$$\begin{cases} Y = k \cdot \cos(\beta + \alpha) + \sqrt{L_y^2 - (k \cdot \sin(\beta + \alpha))^2} \\ X = k \cdot \sin \beta + \sqrt{L_x^2 - (k \cdot \cos \beta)^2} \end{cases} \quad (7)$$

Далее необходимо определить вид уравнения $X(Y)$. Для этого определим координату горизонтального поршня X :

$$X = a_1 + b_1 \quad (8)$$

или (см. рис. 2):

$$X = \sqrt{k^2 + a^2} + \sqrt{L_x^2 - a^2}. \quad (9)$$

При этом учтем следующее:

$$\begin{aligned} a' &= k \cdot \cos(\alpha + \beta); \\ a &= k \cdot \cos(\beta); \\ k &= \frac{a'}{\cos(\alpha + \beta)} = \frac{a}{\cos(\beta)}. \end{aligned} \quad (10)$$

Тогда

$$a = \frac{a' \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}. \quad (11)$$

При этом параметр a' будет равен:

$$a' = Y - b'. \quad (12)$$

Подставляя (11) и (12) в формулу (9), получим

$$X = \sqrt{k^2 - \left(\frac{(Y - b') \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}\right)^2} + \sqrt{L_x^2 - \left(\frac{(Y - b') \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}\right)^2}. \quad (13)$$

Рассмотрим параметр b' , который может быть определен через длину шатуна поршня L_y и угол наклона шатуна поршня к оси перемещения поршня α_y (рис. 3):

$$b' = L_y \cos(\alpha_y). \quad (14)$$

При этом

$$\sin(\alpha_y) = \frac{k'}{L_y} = \frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}. \quad (15)$$

Отсюда

$$\alpha_y = \arcsin\left(\frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}\right). \quad (16)$$

Подставляя (16) в формулу (14) получим

$$b' = L_y \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}\right)\right). \quad (17)$$

Тогда уравнение для определения положения вытеснителя в зависимости от положения поршня получим подстановкой (17) в (13):

$$\begin{aligned} X = & \sqrt{k^2 - \left(\frac{Y - L_y \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}\right)\right) \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}\right)^2} + \\ & + \sqrt{L_x^2 - \left(\frac{Y - L_y \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}\right)\right) \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}\right)^2}. \end{aligned} \quad (18)$$

Подставив первое уравнение системы (7) в (18), окончательно имеем вид уравнения, описывающего взаимосвязь координат поршня и вытеснителя в зависимости от угла поворота коленчатого вала, длин шатунов и вылета шатунной шейки коленчатого вала:

$$\begin{aligned} X = & \sqrt{k^2 - \left(\frac{(k \cdot \sin(\alpha + \beta) + \sqrt{L_y^2 - (k \cdot \sin(\alpha + \beta))^2} - L_y \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}\right)\right) \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}\right)^2} + \\ & + \sqrt{L_x^2 - \left(\frac{(k \cdot \sin(\alpha + \beta) + \sqrt{L_y^2 - (k \cdot \sin(\alpha + \beta))^2} - L_y \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}\right)\right) \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}\right)^2} \end{aligned}$$

Полученные уравнения: первое уравнение системы (7) и итоговое уравнение позволяют определять положения поршня и вытеснителя при различной длине шатунов и различных углах между осями цилиндров поршня и шатуна, отличающихся от 90° . При этом подразумевается, что оси цилиндров пересекаются с осью коленчатого вала. Данное ограничение не позволяет говорить о свободной компоновке, поэтому для его снятия необходимо учесть возможность смещения осей цилиндров поршня и вытеснителя от первоначального положения в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала. Схема для определения произвольного смещения осей цилиндров представлена на рис. 4.

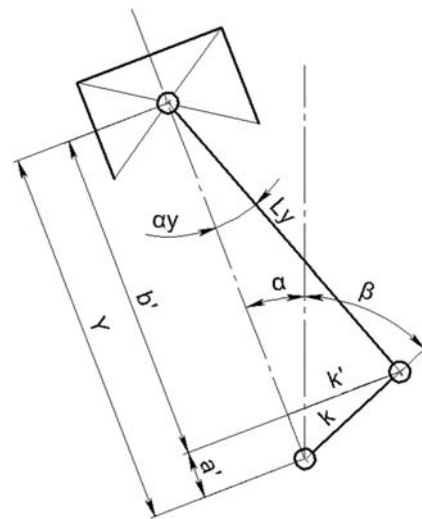


Рис. 3. Схема для определения параметра b' : α_y — угол поворота шатуна относительно оси поршня

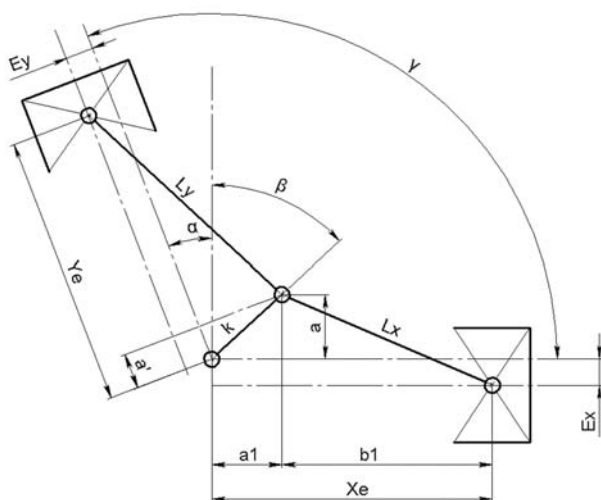


Рис. 4. Кинематическая схема двигателя Стирлинга типа «Альфа» свободной компоновки:

X_e , Y_e — координаты горизонтального и вертикального поршней с учетом смещения осей соответственно; E_x , E_y — смещения осей горизонтального и вертикального поршней соответственно

С учетом E_y и E_x преобразуем систему уравнений (7):

$$\begin{cases} Y_e = k \cdot \cos(\beta + \alpha) + \sqrt{L_y^2 - (k \cdot \sin(\beta + \alpha) + E_y)^2} \\ X_e = k \cdot \sin \beta + \sqrt{L_x^2 - (k \cdot \cos \beta + E_x)^2} \end{cases} \quad (19)$$

Таким образом, свободная компоновка двигателя Стирлинга типа «Альфа» подразумевает возможность изменения следующих параметров (см. рис. 3):

- k — вылет шатунной шейки коленчатого вала;
- L_x — длина шатуна вытеснителя;
- L_y — длина шатуна поршня;
- λ — угол между осями цилиндров;
- E_x — смещение оси вытеснителя;
- E_y — смещение оси поршня.

Во избежание взаимоисключающих комбинаций приведенных выше параметров необходимо определить допустимые диапазоны их изменения. Исходя из опыта проектирования двигателей Стирлинга типа «Альфа» соотношение длин шатунов должно удовлетворять условию

$$\frac{L_x}{L_y} < 1.$$

Шатун вытеснителя должен быть длиннее вылета шатунной шейки коленчатого вала:

$$\frac{k}{L_x} < 1.$$

Угол между осями цилиндров не оказывает влияния на геометрические ограничения кривошипно-ползунной группы. Однако смещение

осей вытеснителя и поршня будут иметь следующие ограничения:

$$|E_y| < L_y - k;$$

$$|E_x| < L_x - k.$$

4. Обсуждение и заключение

Полученные уравнения: первое уравнение системы (7) и итоговое уравнение позволяют определять положения поршня и вытеснителя при различной длине шатунов и различных углах между осями цилиндров поршня и шатуна, отличающихся от 90° . Это задача первого этапа исследования: создать численную модель рабочего процесса двигателя Стирлинга, работающего в режиме компрессора. При этом моделирование кривошипно-ползунной группы и ее динамических характеристик на данном этапе не потребуется. Моделируются только изменения рабочих объемов камер поршня, вытеснителя и перепускного канала. Это позволит всесторонне исследовать влияние конструктивных параметров кривошипно-шатунной группы на газодинамику и термодинамику рабочего тела. В результате моделирования получим величину нагрева камеры поршня и глубины охлаждения камеры вытеснителя, так как в таком режиме работы двигатель Стирлинга работает как холодильная машина. На данном этапе исследований эффективность будет оцениваться как величина разности температур между горячей и холодной частями.

При последующем полнофакторном численном исследовании дается обоснование близких к оптимальным конструктивных параметров двигателя в целях изготовления опытного образца и проведения цикла натурных испытаний в режиме компрессора.

С учетом известных инерционных характеристик механизма можно будет разработать численную модель двигателя Стирлинга для исследования полного спектра протекающих в нем процессов.

Геометрические ограничения, установленные в модели, позволяют определить приемлемые диапазоны изменения параметров для полнофакторного численного исследования рабочего процесса двигателя Стирлинга.

Проведенное исследование позволит определять оптимальные параметры проектируемого двигателя Стирлинга в зависимости от мощности и типа используемого топлива.

Литература

1. Jianglong Li, Lisha Yang, Houyin Long. Climatic impacts on energy consumption: Intensive and extensive margins, Energy Economics, 2018, Vol. 71, Pp. 332–343, ISSN 0140-9883, <https://doi.org/10.1016/j.eneco.2018.03.010>.

2. Расход дизельного генератора // <http://machineries.ru/> URL: http://machineries.ru/a_19.html (дата обращения: 06.12.2018).
3. *Alireza Askarzadeh* Distribution generation by photovoltaic and diesel generator systems: Energy management and size optimization by a new approach for a stand-alone application, *Energy*, 2017, Vol. 122, Pp. 542–551, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.01.105>.
4. *Шалай В.В., Макушев Ю.П.* Двигатель внешнего сгорания // Омский научный вестник. 2008. № 3. С. 65–71.
5. *Корнеев С.А.* Двигатель Стирлинга (история, настоящее и перспектива) // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2011. № 2. С. 132–135.
6. *Савченко В.А., Столяров С.П.* Об интенсификации теплового потока в систему охлаждения от деталей цилиндрико-поршневой группы двигателя Стирлинга вследствие шатл-эффекта // Труды Санкт-Петербургского государственного морского университета. 2014. № 1. С. 31–37.
7. *S. Alfarawi R. AL-Dadah, S. Mahmoud.* Influence of phase angle and dead volume on gamma-type Stirling engine power using CFD simulation, *Energy Conversion and Management*, 2016, Vol. 124, Pp. 130–140, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.016>.
8. *E. Rogdakis, P. Bitsikas, G. Dogkas, G. Antonakos.* Three-dimensional CFD study of a β -type Stirling Engine, *Thermal Science and Engineering Progress*, 2019, Vol. 11, Pp. 302–316, ISSN 2451-9049, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.04.012>.
9. *Halit Karabulut, Melih Okur, Serdar Halis, Murat Altin.* Thermodynamic, dynamic and flow friction analysis of a Stirling engine with Scotch yoke piston driving mechanism, *Energy*, 2019, Vol. 168, Pp. 169–181, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.078>.
10. Пат. 2372258 Российская Федерация, В 64 G 1 50, F 25 В 45 00. Устройство герметизации емкости с рабочим телом и способ его изготовления / Тестоедов Н.А., Косенко В.Е., Бартенев В.А.; заявитель и патенто-обладатель ООО «Информационные спутниковые системы». № 2008125364/11; заявл. 23.06.08; опубл. 20.08.09, Бюл. № 23 (II ч.). 3 с.
11. *Chunyun Chi, Jian Mou, Mingqiang Lin, Guotong Hong.* CFD simulation and investigation on the operating mechanism of a beta-type free piston Stirling engine, *Applied Thermal Engineering*, 2020, Vol. 166, 114751, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114751>.
12. *Saul Islas, Ricardo Beltran-Chacon, Nicolas Velazquez, Daniel Leal-Chavez, R. Lopez-Zavala, J.A. Aguilar-Jimenez.* A numerical study of the influence of design variable interactions on the performance of a Stirling engine System, *Applied Thermal Engineering*, 2020, Vol. 170, 115039, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115039>.
13. *H. Karabulut, C. Cinar, E. Ozturk, H.S. Yucsesu.* Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism, *Renewable Energy*, 2010, Vol. 35, Issue 1, Pp. 138–143, ISSN 0960-1481, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.04.023>.
14. *Тихонов Е.А.* Кинематическая параметризация кривошипно-ползунной группы Альфа-Стирлинга // Resources and Technology. 2019. № 1. С. 1–9.1.

ПОКАЗАТЕЛИ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА НЕФТЯНОМ ДИЗЕЛЬНОМ ТОПЛИВЕ С ДОБАВКАМИ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ

*В.А. Марков, д.т.н, проф., Бовэнь Са, асп., В.А. Неверов, асп.
МГТУ им. Н.Э. Баумана*

*С.Н. Девянин, д.т.н, проф., РГАУ — МСХА им. К.А. Тимирязева
В.Г. Камалтдинов д.т.н, проф., ЮУрГУ*

Эффективным средством улучшения показателей токсичности отработавших газов дизелей является применение смеси нефтяного топлива с добавками биотоплив из возобновляемого растительного сырья. Приведены результаты экспериментальных исследований дизеля типа Д-245.12 (14Н11/12,5), работающего на смесях нефтяного дизельного топлива с добавками в количестве 10 % по объему растительных масел: рапсового, подсолнечного, соевого, кукурузного, льняного, горчичного, рыжикового. Показано, что при работе на смесевом топливе снижается эмиссия всех нормируемых компонентов с отработавшими газами дизеля. На режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента содержание в отработавших газах оксидов азота снизилось на 0,7–8,3 %, дымности — на 7,5–37,5 %, монооксида углерода — на 3,0–20,0 % и легких несгоревших углеводородов — на 8,3–27,9 %. При испытаниях дизеля на исследуемых смесях снижение эффективного КПД двигателя не превышало 3 %. Проведены расчетные исследования влияния цетанового числа исследуемых смесевых топлив и содержания в их составе кислорода на период задержки воспламенения и выбросы NO_x с отработавшими газами.

Введение

Работа дизелей транспортного и сельскохозяйственного назначения оценивается комплексом эксплуатационно-технических показателей [1, 2]. В настоящее время важнейшими из них являются показатели токсичности отработавших газов (ОГ) [3–5]. Это обусловлено как ухудшением экологической обстановки, так и ужесточением требований, предъявляемых к двигателям внутреннего сгорания современными нормативными документами на токсичность ОГ. К нормируемым токсичным компонентам ОГ дизелей относятся оксиды азота NO_x , монооксид углерода CO , легкие несгоревшие углеводороды CH_x , сажа (углерод C) или твердые частицы [4–6]. К ненормируемым токсичным компонентам ОГ относятся оксиды серы, альдегиды, фенолы и их производ-

ные, кетоны и др. Токсикологическая значимость указанных токсичных веществ неодинакова. В частности, по данным работ [5, 6] токсикологическая значимость CO , NO_x , CH_x , твердых частиц и оксидов серы SO_x оценивается как отношение 1/41,1/3,16/200/22. Таким образом, основными показателями токсичности ОГ являются выбросы оксидов азота с ОГ и дымность отработавших газов.

К эффективным средствам снижения показателей токсичности ОГ дизельных двигателей относится использование альтернативных топлив [3, 4]. В качестве перспективных альтернативных топлив дизелей используются различные биотоплива. Среди биотоплив, нашедших наибольшее применение в дизелях, следует выделить растительные масла и их производные — метиловый, этиловый и бутиловый эфиры [7–9]. Несмотря на проблемы, возникающие при эксплуатации дизелей на растительных маслах, продолжают исследования их работы на этих биотопливах и их смесях с другими топливами, в основном с нефтяным дизельным топливом (ДТ) [10–15].

Применение растительных масел в качестве самостоятельного топлива затруднено из-за различий физико-химических свойств растительных масел и нефтяного ДТ. Это сопровождается проблемами, возникающими при функционировании дизелей на растительных маслах. К ним относятся плохое качество процессов топливоподачи и распыливания масел, вызванное их высокими вязкостью и плотностью, а также отмечаемые при длительной работе на этих маслах коксование распылителей и деталей, образующих камеру сгорания (КС), нарушение подвижности поршневых колец. В связи с этим представляется целесообразным использовать растительные масла как добавку к нефтяному ДТ [7, 16, 17]. Использование смесей нефтяного ДТ с небольшой добавкой растительных масел позволяют решить указанные проблемы.

При анализе возможностей применения растительных масел в качестве моторных топлив обычно рассматривают рапсовое масло [7–9]. Вме-

сте с тем в России производят и другие виды растительных масел. Целью работы является сравнительный анализ показателей токсичности ОГ дизеля, работающего на нефтяном ДТ с добавками растительных масел, и анализ факторов, влияющих на эти показатели. Эффективность применения смесевых топлив подтверждена экспериментальными данными при работе дизеля типа Д-245.12 (1ЧН11/12,5) на смесях нефтяного ДТ с добавками различных растительных масел в количестве 10 % по объему, представленными в работах [7, 18–22]. В качестве добавки к нефтяному ДТ использовались следующие виды масел: рапсовое, подсолнечное, соевое, кукурузное, льняное, горчичное, рыжиковое.

Состав и свойства растительных масел

На состав и физико-химические свойства растительных масел оказывают влияние сорт масличной культуры, условия ее выращивания и технология переработки. В то же время свойства разных растительных масел во многом схожи между собой и зависят от состава и строения жиров, которые определяются видом растения. Основой всех жиров являются полные сложные эфиры глицерина и высших алифатических кислот [7]. В составе сложного эфира одна молекула глицерина $C_3H_5(OH)_3$ связана с остатками трех жирных кислот (эти соединения называют триацилглицеридами). Массовая доля триацилглицеридов в жирах составляет 93–98 %. Жирнокислотный состав исследуемых растительных масел приведен в табл. 1 [23].

В табл. 2 приведены некоторые физико-химические свойства исследуемых растительных масел и нефтяного ДТ марки Л (летнее) по ГОСТ 305–2013 [24]. Эти данные свидетельствуют о том, что свойства растительных масел заметно

отличаются от свойств нефтяного ДТ. Цетановое число растительного масла, характеризующее его самовоспламеняемость в КС дизеля, несколько ниже, чем у нефтяного ДТ. Растительные масла отличаются от нефтяного ДТ по фракционному составу. Температуры выкипания растительных масел очень высоки (около 280–300 °С против 180–360 °С у нефтяного ДТ). При атмосферном давлении и температуре более 300 °С разогнать его на отдельные фракции не представляется возможным из-за термического разложения масла.

Одной из серьезных проблем использования растительных масел в качестве топлива для дизелей является его высокая (на порядок по сравнению с ДТ) вязкость. Эта характеристика определяет качество распыливания топлива, смесеобразования и последующего сгорания. Теплотворная способность растительных масел несколько ниже, чем у нефтяного ДТ, поскольку молекулы этих масел содержат значительное количество атомов кислорода (до 12 % по массе, у нефтяного ДТ — не более 0,4 % по массе). В связи с этим удельный эффективный расход растительного масла заметно больше, чем при работе дизеля на нефтяном ДТ.

Вместе с тем содержание в молекулах растительных масел значительного количества кислорода, способствует повышению полноты сгорания, что благоприятно сказывается на улучшении экологических показателей дизеля. К положительным экологическим свойствам растительных масел следует отнести низкое содержание в них серы (0,002 %) и практически полное отсутствие полициклических ароматических углеводородов, являющихся канцерогенами.

Поскольку при работе дизеля использовались не чистые растительные масла, а смесевые био-

Таблица 1

Жирнокислотный состав нерафинированных растительных масел

Растительное масло	Массовая доля, % по массе, жирных кислот растительных масел					
	насыщенных			ненасыщенных		
	Миристиновой $C_{14}H_{28}O_2$ или $C_{14}:0$	Пальмитиновой $C_{16}H_{32}O_2$ или $C_{16}:0$	Стеариновой $C_{18}H_{36}O_2$ или $C_{18}:0$	Олеиновой $C_{18}H_{34}O_2$ или $C_{18}:1$	Линолевой $C_{18}H_{32}O_2$ или $C_{18}:2$	Линоленовой $C_{18}H_{30}O_2$ или $C_{18}:3$
РапМ	0–0,2	1,5–6,0	0,5–3,1	8,0–60,0	11,0–23,0	5,0–13,0
ПМ	0–0,2	5,6–7,6	2,7–6,5	14,0–39,4	18,3–74,0	До 0,3
СМ	0–0,2	8,0–13,5	2,0–5,4	17,0–30,0	48,0–59,0	4,5–11,0
КМ	0–0,3	8,6–16,5	0–3,3	20,0–42,2	34,0–65,6	0–2,0
ЛМ	5,4–11,3	2,5–8,0	0,4–1,0	13,0–36,0	8,3–30,0	30,0–67,0
ГМ	0–1,0	0,5–4,5	0,5–2,0	8,0–23,0	10,0–24,0	6,0–18,0
РыжМ	0–0,2	5,0–7,0	2,0–2,5	12,0–20,0	12,0–20,0	14,0–22,0

Примечание: РапМ — рапсовое, ПМ — подсолнечное, СМ — соевое, КМ — кукурузное, ЛМ — льняное, ГМ — горчичное, РыжМ — рыжиковое. После названия жирной кислоты приведены формула состава и условная формула состава, в которой первая цифра соответствует числу атомов углерода, а вторая — числу двойных связей в молекуле.

Свойства исследуемых растительных масел и нефтяного ДТ

Свойство	Вид топлива							
	ДТ	РапМ	ПМ	СМ	КМ	ЛМ	ГМ	РыжМ
Плотность при температуре 20 °С, кг/м ³	830	916	923	923	921	912	920	910
Вязкость кинематическая при температуре 20 °С, мм ² /с	3,8	75,0	72,0	65,0	66,6	59,0	70,0	57,7
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	37,3	37,4	37,3	37,1	37,6	37,2	37,5
Цетановое число	45	36	37	35	37	38	35	37
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг воздуха/кг масла	14,31	12,52	12,36	12,38	12,38	12,62	12,44	12,52
Содержание, % по массе:								
С	87,0	77,0	77,6	77,5	77,5	77,8	77,1	77,6
Н	12,6	12,0	11,5	11,5	11,5	12,0	11,8	11,8
О	0,4	11,0	10,9	11,0	11,0	10,2	11,1	10,6

топлива с относительно небольшим содержанием растительных масел в смеси с нефтяным ДТ, равным 10 % по объему, то отличия моторных свойств этих смесей от нефтяного ДТ сравнительно невелики. Это позволяет использовать рассматриваемые смесевые топлива в дизеле без изменения его регулировочных параметров.

Экспериментальные исследования дизеля на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел

Сравнительный анализ показателей токсичности ОГ дизеля Д-245.12С (4ЧН11/12,5), работающего на нефтяном ДТ с добавками растительных масел, выполнялся на основании результатов экспериментальных исследований. Этот двигатель производства Минского моторного завода установлен на различных внедорожных транспортных средствах, в том числе сельскохозяйственного назначения. В этом дизеле, имеющем полуразделенную КС типа ЦНИДИ, организовано объемно-плечное смесеобразование. Топливная система дизеля включает топливный насос высокого давления (ТНВД) фирмы Motopal типа PP4M10U1f с диаметром плунжеров 10 мм и их полным ходом — 10 мм, топливопроводы высокого давления длиной 540 мм и форсунки типа ФДМ-22, которые были отрегулированы на давление начала впрыскивания 21,0 МПа.

Моторный стенд с дизелем оборудован комплектом измерительной аппаратуры. Дымность ОГ измерялась оптическим дымомером МК-3 фирмы Hartridge (Великобритания) с погрешностью измерения $\pm 1\%$. Содержание в ОГ газообразных токсичных компонентов определялось с использованием газоанализатора SAE-7532 японской фирмы Yanaco. Погрешность определения содержания оксидов азота в ОГ составляла ± 10 ppm (в диапазоне измерения от 1000 до 4000 ppm). Для монооксида углерода CO и несгоревших углеводородов C_xH_x погрешность измерения составляла соответственно $\pm 3\%$ (в диа-

пазоне от 0 до 1 %) и ± 10 ppm (в диапазоне от 0 до 200 ppm).

Экспериментальные исследования дизеля выполнялись на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла ECE R49 Правил 49 ЕЭК ООН (рис. 1) с установочным углом опережения впрыскивания топлива $\theta = 13^\circ$ поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (ПКВ до ВМТ) и неизменным положением упора дозирующей рейки ТНВД. Основными эксплуатационными режимами цикла ECE R49 являются режимы максимальной мощности и максимального крутящего момента (режимы № 6 и 8, рис. 1). Доля времени

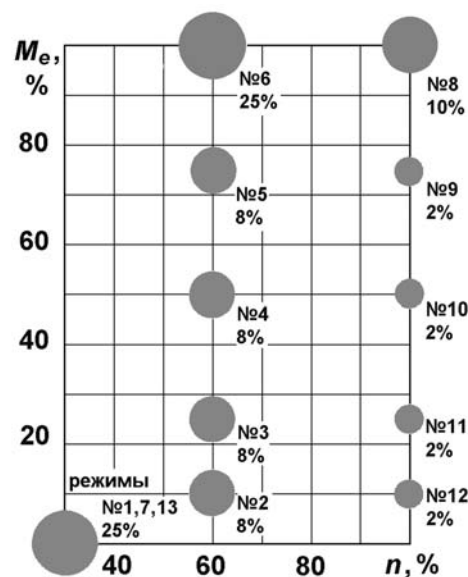


Рис. 1. Стационарный европейский 13-режимный цикл (нормы ECE R49), используемый для оценки токсичности ОГ дизелей автомобилей средней и большой грузоподъемности с полной массой более 3,5 т:

каждый режим испытательного цикла обозначен кружком с указанием его номера и доли времени в процентах от общего времени эксплуатации; n — число оборотов двигателя; M_e — крутящий момент на валу двигателя; параметры n и M_e выражены в процентах от их номинальных значений

Таблица 3

**Выбросы оксидов азота и дымность ОГ дизеля Д-245.12С
на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента**

Вид топлива	Показатель дизеля							
	$C_{NOx} N_{max}$, ppm	ΔC_{NOx} , %	$C_{NOx} M_{max}$, ppm	ΔC_{NOx} , %	$K_X N_{max}$, % (Н)	ΔK_X , %	$K_X M_{max}$, % (Н)	ΔK_X , %
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с рапсовым маслом								
ДТ	675	—	800	—	11,0	—	25,0	—
90 % ДТ + 10 % РапМ	660	-2,2	785	-1,9	9,5	-13,6	20,5	-18,0
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с подсолнечным маслом								
ДТ	605	—	680	—	14,5	—	20,0	—
90 % ДТ + 10 % ПМ	580	-4,1	675	-0,7	12,0	-17,2	15,0	-25,0
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с соевым маслом								
ДТ	605	—	700	—	16,0	—	43,0	—
90 % ДТ + 10 % СМ	560	-7,4	650	-7,1	10,0	-37,5	31,0	-27,9
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с кукурузным маслом								
ДТ	600	—	650	—	18,0	—	40,0	—
90 % ДТ + 10 % КМ	550	-8,3	620	-4,6	14,0	-22,2	37,0	-7,5
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с льняным маслом								
ДТ	605	—	700	—	16,0	—	43,0	—
90 % ДТ + 10 % ЛМ	570	-5,8	690	-1,4	11,0	-31,3	36,0	-16,3
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с горчичным маслом								
ДТ	550	—	640	—	17,0	—	42,0	—
90 % ДТ + 10 % ГМ	545	-0,9	625	-2,3	12,0	-29,4	36,0	-14,3
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с рыжиковым маслом								
ДТ	550	—	640	—	17,0	—	42,0	—
90 % ДТ + 10 % РыжМ	525	-4,5	620	-3,1	15,0	-11,8	36,0	-14,3

Таблица 4

**Выбросы с ОГ монооксида углерода и несгоревших углеводородов дизеля Д-245.12С
на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента**

Вид топлива	Показатель дизеля							
	$C_{CO} N_{max}$, ppm	ΔC_{CO} , %	$C_{CO} M_{max}$, ppm	ΔC_{CO} , %	$C_{CHx} N_{max}$, ppm	ΔC_{CHx} , %	$C_{CHx} M_{max}$, ppm	ΔC_{CHx} , %
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с рапсовым маслом								
ДТ	210	—	330	—	150	—	170	—
90 % ДТ + 10 % РапМ	220	-4,8	305	-7,6	120	-20,0	130	-23,5
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с подсолнечным маслом								
ДТ	165	—	315	—	105	—	82	—
90 % ДТ + 10 % ПМ	160	-3,0	270	-14,3	95	-9,5	73	-11,0
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с соевым маслом								
ДТ	102	—	330	—	108	—	170	—
90 % ДТ + 10 % СМ	96	-5,9	285	-13,6	99	-8,3	150	-11,8
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с кукурузным маслом								
ДТ	255	—	470	—	163	—	201	—
90 % ДТ + 10 % КМ	210	-17,6	450	-4,3	120	-24,4	145	-27,9
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с льняным маслом								
ДТ	102	—	330	—	108	—	170	—
90 % ДТ + 10 % ЛМ	85	-16,7	280	-15,2	83	-23,1	130	-23,5
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с горчичным маслом								
ДТ	100	—	300	—	76	—	130	—
90 % ДТ + 10 % ГМ	91	-9,0	275	-8,3	61	-19,1	105	-19,2
Нефтяное ДТ, смесь ДТ с рыжиковым маслом								
ДТ	100	—	300	—	76	—	130	—
90 % ДТ + 10 % РыжМ	80	-20,0	270	-10,0	60	-21,1	116	-10,8

работы дизеля на режиме максимальной мощности составляет 25 %, а на режиме максимального крутящего момента — 10 % от общего времени работы. Результаты испытаний дизеля на указанных режимах приведены в табл. 3 и 4.

Анализ результатов испытаний дизеля Д-245.12С показывает, что добавка 10 % (об.) исследуемых растительных масел в нефтяное ДТ позволило снизить выбросы всех нормируемых токсичных компонентов ОГ. На режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента содержание в ОГ оксидов азота снизилось на 0,7–8,3 %, а дымность ОГ — на 7,5–37,5 % (см. табл. 3). На этих режимах отмечено снижение содержания в ОГ монооксида углерода на 3,0–20,0 % и легких несгоревших углеводородов — на 8,3–27,9 %. При испытаниях дизеля на исследуемых смесях изменения эффективного КПД двигателя не превышали 3 %.

Анализ факторов, влияющих на показатели токсичности ОГ дизеля, работающего на нефтяном ДТ с добавками растительных масел

Снижение выбросов оксидов азота связано с меньшим цетановым числом растительных масел (их худшей воспламеняемостью в цилиндрах дизеля) и снижением температур сгорания, а уменьшение дымности ОГ — с наличием атомов кислорода в молекулах растительных масел, что благоприятно сказывается на процессе сгорания (окисления) исследуемых смесевых топлив. Уменьшение выброса монооксида углерода объясняется уменьшением температур сгорания исследуемых смесевых топлив, что приводит к снижению интенсивности реакции диссоциации диоксида углерода CO_2 с образованием монооксида углерода CO и кислорода O_2 . Сокращение эмиссии легких несгоревших углеводородов вызвано более тяжелым фракционным составом исследуемых смесевых топлив — меньшим содержанием в них легких фракций.

Одним из наиболее значимых факторов, влияющих на показатели токсичности ОГ дизеля, является худшая воспламеняемость рассматриваемых смесевых топлив в КС дизеля (их меньшее цетановое число) и относительно большое содержание атомов кислорода в молекулах исследуемых смесевых топлив. Об этом свидетельствуют данные, приведенные табл. 5.

Для оценки влияния цетанового числа исследуемых смесей нефтяного ДТ с растительными маслами и содержания в их составе атомов кислорода на период задержки воспламенения и выбросы с ОГ наиболее значимых газообразных токсичных компонентов — оксидов азота были проведены расчетные исследования параметров рабочего процесса дизеля Д-245.12С. Расчеты выполнялись с использованием программного комплекса (ПК) ДИЗЕЛЬ-РК, разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана и предназначенного для расчетных исследований рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания [25, 26]. ПК ДИЗЕЛЬ-РК прошел проверку на двигателях различной размерности, быстроходности, назначения и обеспечил хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных.

Моделирование рабочего процесса дизеля Д-245.12С проведено на режиме максимальной мощности с $n = 2400$ об/мин при значении цикловой подачи топлива $q_{ц} = 80$ мм³. При расчетных исследованиях задавался закон подачи, представленный в табл. 6, формируемый кулачками ТНВД на режиме максимальной мощности [7]. Угол начала подъема иглы форсунки составлял 7 град ПКВ до ВМТ.

В табл. 5 представлены результаты расчетных исследований периода задержки воспламенения

Таблица 5

Свойства исследуемых нефтяного ДТ и его смесей с растительными маслами и снижение содержания оксидов азота в ОГ при работе на этих смесях

Свойство	Вид топлива							
	ДТ	90 % ДТ + 10 % РапМ	90 % ДТ + 10 % ПМ	90 % ДТ + 10 % СМ	90 % ДТ + 10 % КМ	90 % ДТ + 10 % ЛМ	90 % ДТ + 10 % ГМ	90 % ДТ + 10 % РыжМ
Цетановое число	45,0	44,1	44,2	44,0	44,2	44,3	44,0	44,2
Содержание, % по массе:								
С	87,0	86,0	86,1	85,9	86,0	86,1	86,0	86,1
Н	12,6	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
О	0,4	1,5	1,4	1,6	1,5	1,4	1,5	1,4
Период задержки воспламенения φ_i на режиме максимальной мощности, град ПКВ	3,53	3,71	3,70	3,74	3,73	3,71	3,70	3,72
Снижение содержания NO_x в ОГ на режимах максимальной мощности (числитель) и максимального крутящего момента (знаменатель), %	0/0	2,2/1,9	4,1/0,7	7,4/7,1	8,3/4,6	5,8/1,4	0,9/2,3	4,5/3,1

Закон подачи топлива дизеля Д-245.12С на режиме с частотой вращения
 $n = 2400$ об/мин и цикловой подачей $q_u = 80$ мм³

Угол поворота вала ϕ , град ПКВ	Скорость впрыскивания, м ³ /с	Угол поворота вала ϕ , град ПКВ	Скорость впрыскивания, м ³ /с	Угол поворота вала ϕ , град ПКВ	Скорость впрыскивания, м ³ /с
0	0	6,0	$8,6 \cdot 10^{-5}$	12,0	$8,8 \cdot 10^{-5}$
1,0	$2,2 \cdot 10^{-5}$	7,0	$8,5 \cdot 10^{-5}$	13,0	$8,2 \cdot 10^{-5}$
2,0	$5,6 \cdot 10^{-5}$	8,0	$8,4 \cdot 10^{-5}$	14,0	$6,4 \cdot 10^{-5}$
3,0	$7,6 \cdot 10^{-5}$	9,0	$9,5 \cdot 10^{-5}$	15,0	$4,4 \cdot 10^{-5}$
4,0	$8,0 \cdot 10^{-5}$	10,0	$9,4 \cdot 10^{-5}$	16,0	0
5,0	$8,4 \cdot 10^{-5}$	11,0	$9,2 \cdot 10^{-5}$		

рабочей смеси в дизеле Д-245.12, работающем на указанном режиме. Эти данные свидетельствуют о том, что при переводе двигателя с нефтяного ДТ на его смеси с различными растительными маслами увеличивается период задержки воспламенения ϕ_i . Если при работе исследуемого двигателя на нефтяном ДТ период задержки воспламенения рабочей смеси составил $\phi_i = 3,53$ град ПКВ, то при работе на смеси 90 % ДТ и 10 % СМ он увеличился до $\phi_i = 3,74$ град ПКВ. При этом на режиме максимальной мощности содержание оксидов азота в ОГ сократилось на 7,4 %, а на режиме максимального крутящего момента — на 7,1 %. Эта смесь характеризуется наибольшим содержанием кислорода, равным 1,6 % по массе.

Заключение

Проведенные исследования подтвердили эффективность использования смесевых биотоплив, содержащих 10 %-ную добавку различных растительных масел, в дизелях транспортного и сельскохозяйственного назначения. Исследованы следующие виды растительных масел: рапсовое, подсолнечное, соевое, кукурузное, льняное, горчичное, рыжиковое. Добавка этих масел в нефтяное ДТ улучшает экологические показатели дизеля, работающего на этих топливах. На режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента содержание в ОГ оксидов азота снизилось на 0,7–8,3 %, дымность ОГ — на 7,5–37,5 %, концентрации в ОГ монооксида углерода — на 3,0–20,0 % и легких несгоревших углеводородов — на 8,3–27,9 %. При испытаниях дизеля на исследуемых смесях изменения эффективного КПД двигателя не превышали 3 %. К основным факторам, способствующим улучшению названных показателей, относится содержание в исследуемых биотопливах заметного количества кислорода (до 1,6 % по массе). Другой фактор — увеличение периода задержки воспламенения рабочей смеси. При этом

на режиме максимальной мощности содержание оксидов азота в ОГ сократилось на 7,4 %, а на режиме максимального крутящего момента — на 7,1 %. Это объясняется смещением процесса сгорания на линию расширения с пониженными температурами сгорания.

Литература

1. Грехов Л.В. Машиностроение. Энциклопедия. Т. 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.
2. Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина. М. : Высшая школа, 2005. 479 с.
3. Ерохов В.И. Токсичность современных автомобилей: Методы и средства снижения вредных выбросов в атмосферу. М. : Изд-во «Форум», 2017. 448 с.
4. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.
5. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 2000. 256 с.
6. Экологические аспекты применения моторных топлив на транспорте / В.Ф. Кутенев, В.А. Звонов, В.И. Черных и др. // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвуз. сб. М. : Изд-во ТУ «МАМИ», 1998. Вып. 14. С. 150–160.
7. Марков В.А., Девянин С.Н., Семенов В.Г., Багров В.В., Зыков С.А. Моторные топлива, производимые из растительных масел; под ред. В.А. Маркова. Рига: Изд-во Lambert Academic Publishing, 2019. 420 с.
8. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. М. : Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. 311 с.
9. Васильев И.П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля. Луганск: Изд-во Восточно-украинского национального университета им. В. Даля, 2009. 240 с.
10. Babu A.K., Devaradjane G. Vegetable Oils and their Derivatives as Fuels for CI Engines: an Overview // SAE Technical Paper Series. 2003. № 2003-01-0767. Pp. 1–18.
11. Spessert B.M., Arendt I., Schelcher A. Influence of RME and Vegetable Oils on Exhaust Gas and Noise Emissions of Small Industrial Diesel Engines // SAE Technical Paper Series. 2004. № 2004-32-0070. Pp. 1–15.

12. *Che Mat S., Idroas M.Y., Hamid M.F., Zainal Z.A.* Performance and Emissions of Straight Vegetable Oils and its Blends as a Fuel in Diesel Engine: A review // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. Vol. 82. Pp. 808–823.
13. *Hazar H., Sevinc H.* Investigation of the Effects of Pre-Heated Linseed Oil on Performance and Exhaust Emission at a Coated Diesel Engine // *Renewable Energy*. 2019. Vol. 130. Pp. 961–967.
14. *Плотников С.А., Карташевич А.Н., Черемисинов П.Н.* Улучшение смесей дизельного топлива с рапсовым маслом для использования в тракторных дизелях // *Двигателестроение*. 2017. № 4. С. 21–24.
15. *Ощепков П.П., Бижаев А.В., Заев И.А., Смирнов С.В., Адегбенро Симеон Адедожа.* Исследование дизельного топлива с добавками пальмового масла // *Транспорт на альтернативном топливе*. 2018. № 5. С. 56–62.
16. *Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А.* Применение в дизелях нетрадиционных топлив, как добавок к основному. М. : Изд-во «Легион-Автодата», 2014. 162 с.
17. *Уханов А.П., Уханов Д.А., Шеменев Д.С.* Дизельное смешевое топливо. Пенза: РИО Пензенской государственной сельскохозяйственной академии, 2012. 147 с.
18. *Markov V.A., Kamaltdinov V.G., Loboda S.S.* Optimization of diesel fuel and corn oil mixtures composition // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. Pp. 225–234.
19. *Markov V.A., Kamaltdinov V.G., Savastenko A.A.* Petroleum Diesel Fuel and Linseed Oil Mixtures as Engine Fuels // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. 944 (1). Art. № 012077.
20. *Markov V.A., Kamaltdinov V.G., Savastenko A.A.* Utilization of Variable Consumption Biofuel in Diesel Engine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. 944 (1). Art. № 012076.
21. *Markov V.A., Kamaltdinov V.G., Loboda S.S.* Biofuel Mixture Composition and Parameters of Exhaust Gases Toxicity // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 327. Issue 2. Art. № 022068.
22. *Markov V.A., Kamaltdinov V.G., Loboda S.S.* Biofuel Mixture Composition and Parameters of Exhaust Gases Toxicity // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 327. Issue 2. Art. № 022068.
23. Кодекс Алиментариус (лат. «Продовольственный кодекс»). Жиры, масла и производные продукты: Пер. с англ. М. : Изд-во «Весь мир», 2007. 68 с.
24. ГОСТ 305-2013. Топливо дизельное. Технические условия. М. : Стандартинформ, 2014. 15 с.
25. *Kuleshov A.S.* Model for Predicting Air-Fuel Mixing, Combustion and Emissions in DI Diesel Engines over Whole Operating Range // *SAE Technical Paper Series*. 2005. № 2005-01-2119. Pp. 1–10.
26. *Kuleshov A.S.* Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model and its Application for Matching the Injector Design with Piston Bowl Shape // *SAE Technical Paper Series*. 2007. № 2007-01-1908. Pp. 1–10.

СОВРЕМЕННОСТЬ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗРАБОТКИ И ПРИМЕНЕНИЯ МОТОРНЫХ МАСЕЛ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ

О.Н. Цветков, д.т.н.,
А.Л. Максимов, д.х.н.

Институт нефтехимического синтеза им. А.И. Топчиева РАН, Москва

Краткое аналитическое обозрение состояния современного производства и применения моторных масел для дизелей показывает определенный прогресс в течение проходящего десятилетия. Освоение новых технологий базовых масел и смазочных материалов соответствует глобальной тенденции улучшения эколого-экономических характеристик автотракторных, тепловозных и судовых дизелей. В России выводятся из эксплуатации маслостроки с I группой нефтяных базовых масел и создаются производства гидрокрекинговых масел II и III групп. Разработаны новые моторные масла для дизелей, существенная часть которых применяется на практике. Отмечено отставание российской химмотологической составляющей масловедения от зарубежных систем испытаний, отсутствие современного стендового инструментария для сертификации дизельных масел по применяемому в международной практике спецификациям. Основным направлением дальнейшего развития моторных масел для дизелей является постоянное улучшение их эксплуатационных характеристик за счет модернизации состава и совершенствования методов оценки.

Моторные масла для автотракторных, судовых, тепловозных и промышленных дизелей являются наиболее объемным типом из производимых и потребляемых в России смазочных масел с присадками. В мировой практике дизельным маслам уделяется большое внимание и постоянно обновляется их ассортимент с повышением уровня эксплуатационных свойств путем введения новых категорий в соответствующие спецификации и ужесточением процедуры их испытаний моторными методами при сертификации.

Дизели, как силовые агрегаты с наиболее высоким КПД и большим крутящим моментом при низких оборотах, занимают среди тепловых двигателей ведущее положение в коммерческом наземном и морском транспорте, сельскохозяйственном оборудовании, промышленном и дорожном строительстве, добыче углеводородов и других полезных ископаемых, локальной генерации электроэнергии, военном деле. Несмотря на различные инициативы по переходу отдельных видов транспортной техники на сжиженный и

сжатый природный газ или электричество, с учетом существующей в подавляющем числе стран разветвленной доступной квалифицированной инфраструктуре, дизели сохраняют и в ближайшие два-три десятилетия скорее всего приумножат свое значение. При этом не исключено по экологическим соображениям некоторое снижение их применения в городском пассажирском транспорте из-за появляющихся локальных ограничений и расширения использования электромобилей, батарейных и связанных с водородными технологиями [1]. Стабильное производство и интенсивное функционирование огромного парка дизелей в эксплуатации обуславливает гарантированный рынок для дизельных масел на несколько десятилетий вперед.

Основной пул дизельных масел, вырабатываемых на российских предприятиях и в зарубежных компаниях, составляет 20 ± 5 % от общего объема производимых смазочных материалов, который в последние годы находится на уровне 38 млн т/г. Примерное глобальное распределение потребления дизельных масел можно представить следующим образом: автотракторные — 5,5 млн т/г, судовые — 2,3 млн т/г, тепловозные — 1,2 млн т/г, прочие — 0,5 млн т/г. В каждой стране в зависимости от развитости того или иного направления хозяйственной деятельности распределение применения масел своеобразно. Для России характерно потребление автотракторных масел около 60 %, тепловозных — 20 %, судовых — 15 %, прочих — 5 % от общего расхода дизельных масел, составляющее в среднем 250–300 тыс. т/г. При этом имеется ввиду относительно малое использование дизелей в российском легковом транспорте из-за особенностей климатических условий и ежегодного дефицита предложения на розничном рынке зимнего дизельного топлива в позднесенний период. В 2020 г. на спрос и потребление дизельного топлива и соответственно на моторные масла повлияла пандемия коронавируса, поэтому ожидаемого ежегодного повышения потребления дизельных масел на 0,2 % не предвидится, по крайней мере в тех странах и в России в том числе, в которых руководству не удалось установить контроль над распространением COVID-19, как это было сделано в Китае.

**Типичные компоненты
моторных масел для дизелей, %масс.**

Дисперсанты	2–10
Детергенты	2,5–5
Противоизносные	1–3
Антиоксиданты	1,5–3
Модификаторы трения	0–1
Модификаторы вязкости	0–3
Противопенные	20–300 ppm
Депрессанты	0–0,5
Базовое масло	до 100

Поскольку в соответствии с основополагающими концепциями масловедения эксплуатационные свойства дизельных масел пропорциональны уровню качества базовых компонентов, присадок и модификаторов, уместно рассмотреть реализуемые изменения этих параметров. Прежде всего это касается базовых масел. В связи с повышением требований к автомобилям по выбросам окислов серы и ограничением выбросов твердых частиц, наряду с последовательным снижением содержания серы в топливе (до 10 ppm), возникла необходимость в уменьшении концентрации серы и ненасыщенных углеводородов в базовых компонентах моторных масел, содержание которых в маслах селективной очистки группы I по классификации API практически не лимитируется. Масловедение в короткий срок справилось с этой проблемой — несколькими зарубежными компаниями разработаны и внедрены в крупнотоннажное производство каталитические процессы гидрооблагораживания масляных рафинатов селективной очистки до масел II группы по классификации API (сера 0,03 %масс. насыщенных 90 %масс.), гидрокрекинга вакуумного газойля с последующей гидроизомеризацией и финишной гидроочисткой до масел III группы (сера 0,03 %масс. насыщенных не менее 90 %масс., индекс вязкости 120 и выше). Дополнительно введена в эксплуатацию в 2011 г. в Катаре единственная пока в мире дорогостоящая установка синтеза изопарафиновых масел высококачественной III+ группы из природного газа по технологии «газ — в жидкость» компании «Shell» производительностью 650 тыс. т/г. Ресурс углеводородных базовых компонентов расширяют поли- α -олефиновые масла (ПАОМ), текущее потребление которых находится на уровне 620 тыс. т/г. В России на семи маслблоках вырабатываются масла I группы, на трех (Волгоград, Нижнекамск, Ярославль) — масла II и III групп, полностью насыщая потребности отечественного производства готовых смазочных материалов и обеспечивая импорт, на Нижнекамском заводе синтетических масел возобновляется производство. Компаниями ведутся работы по созданию отечественных катализаторов гидрокрекинга вакуумного газойля, а в ИНХС РАН продолжаются исследования по совершенствованию технологии ПАОМ [2]. Из приведенных данных следует, что производство моторных масел для дизелей полностью обеспечено базовыми компонентами как с количественной, так и с качественной сторон.

При формулировании смазочных материалов, помимо базовых масел, требуются разнообразные присадки, поэтому мировое производство присадок превышает 3 млн т/г и имеет тенденцию к даль-

нейшему совершенствованию и увеличению. Среди зарубежных компаний наиболее известными производителями присадок для моторных масел являются «Infineum», «Lubrizol», «ChevronOronite», «Afton», «BASF», «Evonik». В композициях моторных масел для дизелей используют в основном диспергирующие, моющие, антиокислительные, противопенные присадки, а также модификаторы вязкости и депрессанты. Примерное содержание отдельных присадок в дизельных маслах показано в табл. 1.

Диапазоны концентрации присадок, указанные в табл. 1, говорят о большом разнообразии дизельных масел и самих присадок. К примеру, среди детергентов находятся сульфонатные, алкилфенольные и алкилсалицилатные присадки, которые внутри себя делятся на нейтральные, щелочные, высокощелочные и сверхщелочные, антиокислительные — экранированные алкилфенолы, диалкилтиофосфаты, диалкилдитиокарбаматы, диалкилариламины и так далее по всем типам присадок [3, 4]. Большинство из перечисленных зарубежных компаний обладают технологиями нескольких типов присадок и пакетов присадок.

В продекларированном, но пока несостоявшемся Союзном государстве России и Белоруссии продолжают действовать производства присадок на НЗМП (Новокуйбышевск, Роснефть), Омском НПЗ (Газпромнефть), Стерлитамакском химическом заводе и ЛЛК-НФТАН (Новополоцк, Лукойл), а также в нескольких самостоятельных предприятиях: Квалитет (г. Люберцы), Химпром (г. Чебоксары), Пластнефтехим (г. Иваново), Нортон (Санкт-Петербург) МАКС-НН (г. Дзержинск), вырабатывающие алкилфенольные, алкилсалицилатные, диалкил(арил)дитиофосфатные, сульфонатные нефтяные и синтетические, сукцинимидные, полисульфидные, полиметакрилатные присадки и пакеты присадок для моторных и трансмиссионных масел. В целом перечисленные предприятия удовлетворяют потребности отечественного производства масел несколько более чем на две трети. Высокотемпературные анти-

окислители, углеводородные загущающие присадки, часть полиметакрилатных загустителей и дисперсантов, большая часть синтетических сульфонатов и пакетов присадок для моторных масел, в особенности малозольных, высших эксплуатационных групп импортируются преимущественно из стран ЕС [2].

Значительное разнообразие дизельных масел связано со многими типами дизелей, среди которых присутствуют двух- и четырехтактные, рядные, V- и X-образные, оппозитные и звездообразные, тронковые и крейцкопфные, мало-, средне- и высокооборотные. В автомобильной технике применяются преимущественно четырехтактные рядные и V-образные высокооборотные дизели, в тракторной — рядные и V-образные среднеоборотные и высокооборотные дизели, в транспортной спецтехнике — четырехтактные рядные, V- и X-образные средне- и высокооборотные, в локомотивах — двух- и четырехтактные, рядные, V-образные и оппозитные быстроходные, в судовых силовых установках — двух- и четырехтактные, рядные, V-образные, оппозитные и звездообразные, тронковые и крейцкопфные, мало-, средне- и высокооборотные дизели. Мировое моторостроение неустанно работает над созданием все более совершенных дизелей, под воздействием конкурентных факторов они постоянно усложняются и форсируются в отношении увеличения мощностных и массогабаритных характеристик, в связи с чем повышаются требования к смазочным материалам, которые реализуются в эволюции композиций и формулировании новых спецификаций эксплуатационных свойств дизельных масел.

Из всех направлений применения дизелей наиболее динамично развивается автомобильное дизелестроение, стимулирующее создание новых категорий эксплуатационных свойств дизельных масел. По выпуску автомобилей ведущей страной в последнее десятилетие стал Китай (более 20 млн/г, четверть мирового производства), за ним идут США и Япония. Мировой автомобильный парк насчитывает 1,2 млрд единиц и стремится к увеличению в 2040 г. до 2 млрд. Для идентификации дизельных масел по вязкости используется классификация по SAE, а по уровню эксплуатационных свойств в большинстве стран применяется классификация API, в ЕС — классификация Европейской ассоциации производителей автомобилей ACEA, в Японии — Японский стандарт масел JASO, в РФ — ГОСТ 17479.1–2015 при применении масел в русской технике и API (реже ACEA, стандарт ААИ) при применении в зарубежных дизелях. Современные автомобильные дизели достигают по мощности 750 л. с., крутящему моменту до 3500 Н·м, рабочему объему 16 л,

давлению в цилиндрах при сжатии 27 бар (50 лет назад давление в цилиндрах дизеля 15 бар), расхода масла 0,05 г/кВт·ч, интервала замены масла 150 000 км, ресурса двигателей 1 600 000 км. Действующее и периодически ужесточающееся законодательство по выбросам вредных веществ в атмосферу является определяющим фактором, влияющим на технологии моторостроения и производство эффективных смазочных материалов, которые существенно расширяют технологический потенциал дизелестроения.

За последнее двадцатилетие в США разработаны и нашли применение поочередно 5 новых спецификаций дизельных автомобильных масел: СН, CI, CJ, СК и F-4A, повышающийся уровень эксплуатационных свойств которых соответствует результатам комплекса специально разработанных лабораторных, лабораторно-стендовых и моторных испытаний, позволяющего однозначно соотнести получаемые данные испытаний с требованиями конкретного двигателя, режимами его работы и условиями эксплуатации автомобиля [5]. Масла категории СН-4 применяются в высокооборотных четырехтактных дизелях, работающих на топливе с содержанием серы до 0,5 %масс. производства с 1998 г., работающих в жестких условиях эксплуатации, они превосходят по эксплуатационным свойствам масла категорий CF-4 и CG-4 и могут их заменять. Масла категории CI-4 применяются в высокооборотных четырехтактных дизелях, работающих на топливе с содержанием серы до 0,5 %масс. производства с 2004 г. в более жестких условиях эксплуатации, нежели смазываемые маслами СН-4. Они превосходят по эксплуатационным свойствам масла категорий CF-4, CG-4 и СН-4, могут их заменять. Масла категории CJ-4 применяются в высокооборотных четырехтактных дизелях, работающих на топливе с содержанием серы до 0,5 %масс. производства с 2007 г. в более жестких условиях эксплуатации, нежели смазываемые маслами CI-4, они превосходят по эксплуатационным свойствам масла категорий CF-4, CG-4, СН-4 и CI-4, могут их заменять. Масла категории СК-4 применяются в высокооборотных четырехтактных дизелях, работающих на топливе с содержанием серы до 0,05 %масс. производства с 2016 г. в более жестких условиях эксплуатации, нежели смазываемые маслами CJ-4, они превосходят масла CI-4 и CJ-4 по чистоте цилиндров, снижению износа поршневых колец, гильз и ГРМ, стабильности к окислению, способности сохранять вязкость при образовании сажи, могут их заменять. Масла категории FA-4 предназначены для применения в высокооборотных четырехтактных дизелях, работающих на топливе с содержанием серы до 0,0015 %масс. производства с 2017 г., работающих в жестких

условиях эксплуатации и отвечающих требованиям стандарта по ограничению эмиссии парниковых газов, особенно эффективно поддерживают срок службы систем очистки отработанных газов, в которых применяются фильтры твердых частиц, каталитические нейтрализаторы, по эксплуатационным свойствам равноценны маслам категории СК-4.

Аналогичные тенденции повышения внимания к чистоте поршней, борьбе с окислением, экономии топлива, снижению влияния сажи, увеличению сроков замены присутствуют и в европейских (Е-6, Е-9, дополнительно совместимые с биодизельным топливом) и японских (DH-2, DH-2F) спецификациях. Спецификации FA-4 и DH-2F являются первыми в новых классификациях США и Японии смазочных материалов, ориентированных на экономию топлива. Подобную классификацию намерена ввести и ACEA. Вместе с тем, ориентированная на экономию топлива спецификация FA-4 содержит интервал динамической вязкости при 150 °C и скорости сдвига 10^6 c^{-1} (HTHS) от 2,9 до 3,2 МПа для масел 5W-30 и 10W-30, определенно самый лучший в категории API для масел, предназначенных для тяжелых условий эксплуатации, поэтому эти масла не взаимозаменяемы маслами предшествующих категорий. С учетом того, что наиболее часто применяемым по классу вязкости дизельным маслом является 15W-40, в автомобильной отрасли существуют понятные сомнения по поводу перехода на маловязкие масла, даже принимая во внимание их пользу для экономии топлива. Возможно, замедление перехода заключается в том, что это избирательный процесс, требующий синхронизации применения маловязких масел с внесением соответствующих изменений в конструкцию дизеля. С другой стороны, пониженная вязкость требует новой улучшенной рецептуры смазочного масла. По крайней мере практически все ведущие мировые производители смазочных масел имеют в своем ассортименте дизельные масла классов вязкости 5W-30 и 10W-30, а для применения в северных районах Канады, на Аляске и в Скандинавских странах — синтетические или полусинтетические масла 0W-30. Наряду со снижением вязкости для дизельных масел вырисовывается экологическое требование и по снижению зольности, поскольку высокая зольность сокращает продолжительность эффективной работы сажевых фильтров, а при принятии в ЕС с осени 2015 г. стандарта Евро-6 применительно к автомобилям с дизелями, спрос на малозольные масла для заводской заливки и послепродажного обслуживания резко возрастет.

Российские вертикально интегрированные компании в производстве смазочных материалов

«Газпромнефть», «Лукойл» и «Роснефть» следуют в своей деятельности мировым трендам и имеют в ассортиментах марки моторных масел на нефтяной, полусинтетической и синтетической основах, соответствующие указанным классам по вязкости и группам эксплуатационных свойств, при этом сертифицированные в зарубежных испытательных компаниях и у наиболее представительных изготовителей автомобилей. ЯМЗ и КАМАЗ успешно работают над созданием новых высокооборотных дизелей для магистрального автотранспорта, отвечающих требованиям стандарта Евро-5, с прицелом на применение моторных масел класса вязкости 5W-30, обеспечивающего заметную экономию топлива в сравнении с наиболее часто применяемым дизельным маслом 15W-40. На русском Севере в дизелях автотракторной техники в основном применяются масла класса вязкости 0W-30, преимущественно импортных. Вместе с тем, в портфелях наших компаний, например, «Лукойл», представлены эти моторные масла, сертифицированные по API категории от CF-4 до CI-4. Компании с меньшим экономическим ресурсом проводят испытания в Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ), инструментально на предприятиях — АО «НАМИ-ХИМ», АО «АвтоВАЗ», ПАО «КАМАЗ», ПАО «Автодизель» ЯМЗ, где получают сертификаты по стандарту ААИ с рекомендациями по примерному соответствию прошедших испытания с положительным результатом масел группам по API или ACEA.

В России эксплуатируется более 1,5 млн единиц возобновляемой автотракторной, тепловозной, судовой, дорожной, строительной и специальной техники, в дизелях которых применяются моторные масла, маркируемые по ГОСТ 17479.1–2015. В соответствии с данным стандартом эти моторные масла для дизелей обозначаются буквами В₂, Г₂, Д₂ и Е₂, характеризующими их повышающийся уровень эксплуатационных свойств по мере продвижения по русской азбуке, как и в API по латинскому алфавиту. Изготовители автомобильной техники и производители моторных масел тяготеют к переходу на классификацию по API или ACEA, частично это уже произошло и, по всей видимости, этот процесс де-факто для широкого круга моторных масел в недалеком будущем завершится. Однако в России отсутствует возможность определения соответствия масел по комплексу испытаний, регламентируемых этими классификациями. Хотя в современной редакции ГОСТ 17479.1–2015 допускается обозначать классы вязкости моторных масел по SAE, многие производители, испытательные лаборатории и практически все потребители не имеют возможности определить показатели вязкости в полном объеме требований SAE

ввиду малой доступности в определении вязкости при HTHS, в связи с чем обозначение масел по SAE отдельными брендинговыми предприятиями не всегда вполне корректно.

Ввиду необходимости соблюдения технологической и экономической безопасности сохранение классификации моторных масел по ГОСТ 17479.1, потребление которых в 2019 г. составило более 150 тыс. т, принципиально важно. Масла, маркируемые по этому ГОСТу, проходят испытания преимущественно в 25 ГосНИИ химмотологии МО РФ и АО «НАМИ-ХИМ» в соответствии с программой, включающей лабораторные и стендово-лабораторные методы с последующими испытаниями на заводах-изготовителях дизелей; лабораторные испытания может также проводить АО «ВНИИ НП». Пока имеется возможность проводить испытания моторных масел, маркируемых по этому стандарту, с эксплуатационными свойствами не выше группы D₂, примерно соответствующая группе SE по API, которая в настоящее время за рубежом не применяется. Масла эксплуатационной группы D₂, в том числе синтетическое универсальное моторно-трансмиссионно-гидравлическое М-4з/8ДС для промышленных тракторов [6], были разработаны еще в 1980-е годы. В новой редакции ГОСТ 17479.1–2015 группа эксплуатационных свойств E₂ получила современную трактовку, указывающую на возможность достижения максимального уровня эксплуатационных свойств моторных масел в рамках применяемой классификации и реальных ресурсов. Поэтому требуется внесение изменения в квалификационный метод 540/1-11 испытания моторных масел на наддувном дизеле Д-245, указанном в ГОСТ 17479.1–2015, с установлением оценивающих показателей по моющим свойствам для более высокой группы, чем для группы D₂. Для этой группы указана норма суммарной загрязненности поршней в баллах 4,5–7,0 включительно, а для группы E₂, примерно соответствующей группе CF-4 по API, можно установить норму «менее 4,5 баллов». Разумеется, необходимо провести испытания моторных масел, аналогичных группе E₂ с соблюдением всех параметров и инструкций (или ввести новые) метода испытаний. Одновременно следует определить и противозносные свойства, которые в соответствии с процедурой рассматриваемого метода оцениваются факультативно. Поскольку обретение стендового метода оценки моторных масел группы E₂ будет стимулировать дальнейшую разработку высококачественных моторных масел для отечественных дизелей русским химмотологам целесообразно сосредоточиться на модернизации метода КМ 540/1-11, тем более что он основан на применении отечественного двигателя.

В целях применения в дизелях для автомобильной и иной спецтехники российскими научными и производственными компаниями разработаны в текущее двадцатилетие и освоены на отечественных предприятиях технологии моторных масел М-5з/16Д2 [7] для транспортных высокофорсированных дизелей ЧТЗ «Урал-Трак» и ЯМЗ, комплектуемых в транспортной спецтехнике маслами М-4з/14Д, малозольным М-3з/12Д [8] для бензиновых двигателей и дизелей колесной и легкой гусеничной спецтехники. В составах некоторых из этих масел применяются ПАОМ, сложноэфирные компоненты и преимущественно российские присадки.

В сельскохозяйственных, промышленных и коммунальных тракторах используются в основном среднеоборотные дизели, изготавливаемые непосредственно на тракторных заводах или на заводах-изготовителях дизелей. В тракторных дизелях применяются преимущественно сезонные автомобильные моторные масла, например, в тракторе «Беларусь» летом в двигатель (и в гидравлику) заливают масло М-10В2, а зимой М-8В2. Для все-сезонного применения в дизелях промышленных тракторов, как и в автомобилях, применяются моторные масла классов вязкости 15W-40 или 20W-40 с эксплуатационными свойствами в российских — группы D₂, например М-6з/14ДМ, в зарубежных — CG-4—CF-4. В некоторых случаях применяются одни и те же масла для двигателей, трансмиссии и гидравлики, в частности масло МТ-5з/10Д, обеспечивающее надежное смазывание дизелей с наддувом, включая двигатели воздушного охлаждения, а также агрегатов тракторных трансмиссий и гидросистем всесезонно в регионах с умеренными климатическими условиями. Зарубежный аналог — масла STOU (Super Tractor Oil Universal). Для дизелей промышленных тракторов, эксплуатируемых в районах с холодным климатом — Арктике и Сибири — может применяться единое синтетическое масло МТ-4з/8ДС.

Следует отметить недостаточное развитие химмотологической составляющей масловедения в России в отношении модернизации комплекса испытаний дизельных масел для автотракторной техники — фактически отсутствует лабораторно-стендовый и моторный инструментарий для испытаний и сертификации современных моторных масел, сопоставимый с таковым по API и ACEA. В табл. 2 приведены некоторые моторные методы испытаний дизельных масел по API и ACEA в сопоставлении с российскими. Обращает на себя внимание полная стандартизация принятых американских и европейских методов испытаний различных эксплуатационных свойств, в то время как в соответствии с российскими системами испытаний имеются только два стандарта и

Основные виды моторных испытаний масел для высоконагруженных автомобильных дизелей

Оцениваемые свойства	ACEA		API		ААИ-ГСМ		ГОСТ 17479.1	
	Метод	Двигатель	Метод	Двигатель	Метод	Двигатель	Метод	Двигатель
Влияние свойств масла на износ механизма газораспределения	CEC-L-099-08	(OM646L)	ASTMD7484	Cummins ISB		КАМАЗ 740.50-360		
Изменения вязкости масла, загрязненного в ходе испытаний	ASTMD5967 ASTMD7156	Mack T-SE, Mack T11	ASTMD7156	Mack T11		ЯМЗ-652		
Высокотемпературные отложения, полировка цилиндров, износ	CEC-L-101-09	(OM501LA)	ASTMD6750	Caterpillar 1N		ЯМЗ 7601.10 ЯМЗ 8421(846)		
Состояние масла, износ деталей при введении сажи, отложения в турбокомпрессоре	ASTMD7468	Cummins ISM	ASTMD7468	Cummins ISM				
Износ (коррозия свинца, поршневые кольца, гильзы цилиндров) при рециркуляции ОГ	ASTMD7422	Mack T-12	ASTMD7422	Mack T-12		ЯМЗ 5340(536) ЯМЗ-651	ГОСТ 20303	ИМ-1
Состояние масла, образование отложений на поршне, расход масла	ASTMD7422 (ссылка)	Mack T-12	ASTMD7549	Caterpillar C 13		КАМАЗ 740. КАМАЗ 740.13-260, ЯМЗ 5340 КАМАЗ 740.50-360, КАМАЗ 740.60-360	ГОСТ 20303 КМ	ИМ-1 Д-240 Д-245
Высокотемпературные отложения, износ деталей двигателя, изменение вязкости масла (антиокислительные и антикоррозионные свойства)			ASTMD6984	GMV6	CEC-L-02-A	Petter-W-1	ГОСТ 20457	ИКМ

один квалификационный метод КМ 540/1-11, принятый еще в советское время. Испытания по стандарту ААИ-ГСМ на двигателях ЯМЗ и КАМАЗ проводят по РД на этих предприятиях, что не дает возможности распространять их результаты на дизели зарубежных изготовителей и вынуждает импортировать дизельные масла в объеме до 100 тыс. т/г. В Китае, например, создана возможность самостоятельного определения эксплуатационных свойств по API, чем активно пользуются производители масел и присадок, обеспечивая собственными маслами ежегодно увеличивающийся на 20 млн единиц автомобильный парк.

Несмотря на широкое распространение автомобильного транспорта, до 90 % грузов в мире перевозится водным путем. Моторные масла для судовых дизелей, которые для краткости называют судовыми маслами, являются весьма наукоемкими объектами масловедения. Судовые дизели существенно отличаются от наиболее известных и распространенных автотракторных своими большими размерами, количеством цилиндров, диаметрами (до 1900 мм) и рабочими ходами поршней (до 2500 мм), диаметрами шеек коленчатых валов и подшипников, применением

средне- и высоковязких топлив с содержанием серы до 0,5 %масс., эксплуатацией в условиях повышенной влажности, объемом и сложностью смазочных систем. По своей конструкции они классифицируются как крейцкопфные и тронковые. Крейцкопфными бывают только двухтактные, рядные и малооборотные (число оборотов в минуту до 250, линейная скорость поршня 3–6 м/с). Тронковые дизели могут быть двух- и четырехтактными, рядными и оппозитными, V-образными и звездообразными, среднеоборотными (250–1000 об/мин, 6–9 м/с) и высокооборотными (выше 1000 об/мин, 9–18 м/с). В России продолжают действовать предприятия по изготовлению судовых тронковых дизелей, крейцкопфные дизели мощностью от 5 до 100 МВт импортируются. Значительные размеры и массы движущихся деталей и узлов судовых дизелей (массы коленчатых валов крейцкопфных дизелей достигают десятки тонн) провоцируют возникновение довольно больших вращательных, линейных, инерционных, вибрационных и колебательных усилий, которые вызывают значительные напряжения в трибосопряженных узлах, передающиеся на смазочное масло, разделяющее поверхности трения, особенно при периодически

появляющихся в зависимости от погодных условий и сейсмического состояния дна океана доходящих до критических значений дифферента и крена судов.

С учетом принципиального значения двигателя с точки зрения безопасности мореплавания роль судового масла, являющегося функциональным элементом, обеспечивающим надежность работы дизеля, исключительно важна. Судовые масла должны минимизировать износ трущихся деталей, уменьшать потери на трение, обладать высокой термической и термоокислительной стабильностью, диспергирующей, пептизирующей и уплотнительной способностью. Они должны обладать невысокой коррозионной активностью по отношению к антифрикционным материалам и неспособностью к пенообразованию, защищать от коррозии, иметь пологую вязкостно-температурную характеристику, малый расход на угар и достаточно высокую теплоемкость, быть совместимыми с уплотнительными материалами, обладать влагостойкостью и малой эмульгируемостью с водой, препятствовать полировке втулок цилиндров, передавать нагрузки в узлах с гидродинамическим, эластогидродинамическим и граничным режимами смазки [9]. Требования к эксплуатационным свойствам судовых масел в определенной мере отличаются от таковых, предназначенных для других дизельных двигателей, поскольку дополняются сопротивляемостью к эмульгированию и вымыванию присадок вследствие применения их в воздушных средах с повышенной влажностью.

Судовые масла маркируются по ГОСТ 17479.1 и вырабатываются преимущественно в соответствии с ГОСТ 12337, что позволяет потребителям пользоваться единым государственным стандартом и в случае необходимости контролировать качество масел. ГОСТ 12337 дает достаточно полное представление об уровне физико-химических и трибологических свойствах судовых масел. Этим ГОСТом задана высокая планка, в связи с чем эти масла являются одними из наиболее востребованных среди производимых в России дизельных масел.

В соответствии с различными типами судовых дизелей и разнообразием их конструкций применяются неодинаковые системы смазки и различные масла. Для малооборотных крейцкопфных дизелей, у которых цилиндропоршневая группа отделена от остальной части двигателя мембраной, а движение поршня на шатун передается как у паровых машин через крейцкопф (или ползун), характерна система смазки с раздельной подачей смазочного масла к цилиндропоршневой группе и другим узлам трения. В этих дизелях смазывание цилиндропоршневой группы осуществляется

лубликаторной смазкой, т. е. введением моторного масла непосредственно в цилиндр на поверхность втулки специальными смазчиками. Цилиндровые масла в дополнение к вышеперечисленным качествам должны иметь высокое щелочное число для нейтрализации кислот, образующихся при сгорании сернистых топлив и окисления азота воздуха, а также моюще-диспергирующими свойствами, ориентированными на предотвращение отложений продуктов неполного сгорания в зоне поршневых колец и продувочных окон. В зависимости от цилиндровой мощности дизеля и свойств топлива, в особенности от содержания серы, применяются цилиндровые масла различных вязкости, эксплуатационных групп, преимущественно Д и Е, и щелочности; последняя может составлять от 20 до 100 мг КОН/г. Эти масла обладают весьма высокими моющими и нейтрализующими свойствами, благодаря чему имеется возможность безболезненно для дизеля использовать высоковязкие судовые топлива с содержанием серы до 3,5 %масс. При работе дизеля под нагрузкой большая часть углеводородов поступающего в цилиндр масла сгорает вместе с топливом, а отработанное масло с золой удаляется из двигателя в отдельную емкость. Рамовые (коренные) и шатунные подшипники, газораспределительные и иные механизмы смазываются судовыми маслами для циркуляционных систем смазки. Этими же маслами во многих случаях смазываются тронковые средне- и высокооборотные дизели.

Судовые масла в соответствии с ГОСТ 12337 имеют вязкость от 10 до 20 мм²/с и группы эксплуатационных свойств от В₂ до Е, причем масла группы Е в соответствии с прежней редакцией ГОСТ 17479.1–1985 вырабатывались и применяются только цилиндровые масла. Межгосударственный стандарт ГОСТ 17479.1–2015 в настоящее время осовременен применительно к судовым маслам с новой расшифровкой групп эксплуатационных свойств Е, Е₁ и Е₂, а также им вводится возможность применять дополнительные обозначения, в соответствии с чем, например, масло М-16Е30 должно обозначаться как М-16Е₂30л, т. е. масло моторное с вязкостью 16 м²/с при 100 °С и щелочностью 30 мг КОН/г для дизелей с лубликаторной смазкой. Основной ассортимент судовых масел показан в табл. 3 [10, 11]. Поскольку срок службы масел в судовых дизелях для магистральных и промысловых судов исчисляется в зависимости от внешней системы смазки от 500 до нескольких тысяч моточасов, хорошо зарекомендовавшие себя моторные масла надолго остаются в практике применения, некоторая консервативность которой оправдывается требованием надежности. Практически все

Таблица 3

Основной ассортимент судовых масел

Марка/ по ГОСТ 17479.1–2015	ГОСТ	мг КОН/г	Золь- ность, %	Дизель, система смазки, топливо
М-10В ₂ С/М-10В ₂ Ц	12337	4,8	1,2	Т КЦ
М-10Г ₂ ЦС/М-10Г ₂ Ц	12337	9,0	1,5	Т КЦ
М-14Г ₂ ЦС/М-14Г ₂ Ц	12337	9,0	1,5	Т КЦ
М-16Г ₂ ЦС/М-16Г ₂ ЦЛ	12337	9,0	1,5	Т КЦЛ (1,5 %)
М-20Г ₂ /М-20 Г ₂	12337	9,0	1,9	Т Ц
М-20Г ₂ СД/М-20Г ₂ Ц	Р 51907	9,0	1,5	Т Ц
М-10ДЦЛ120/ М-10Д ₂ ЦЛ20	12337	18	3,0	ТК ЦЛ (3 %)
М-14ДЦЛ30/ М-14Д ₂ ЦЛ30	12337	27	4,6	ТК ЦЛ (3%)
М-14Д ₂ СЕ/М-14Д ₂ Ц	ТУ	13,5	1,8	ТЦ (1,5 %)
М-14Д ₂	СТО	12,0	1,6	ТЦ
М-16ДР/М-16Д ₂ Ц	12337	10	1,85	ТЦ (0,5 %)
М-16Е30/М-16Е ₂ Л30	12337	30	5,0	К Л (2 %)
М-20Е70/М-20Е ₂ Л70	12337	70	10,5	К Л (3,5 %)
Навиго МЦЛ 100/ М-20Е ₂ Л100	СТО ЛЛК	100	—	К Л (3,5 %)

Обозначения к столбцу «Дизель ...»: К — крейцкопфный; Л — лубрикаторная система смазки; Т — тронковый; Ц — циркуляционная система смазки; 1,5 % — содержание серы в топливе.

судовые масла формируются на основе нефтяных дистиллятных и остаточных базовых компонентов, легированных пакетами присадок, включающими антиокислительные, моющие, диспергирующие, противоизносные, антикоррозионные, противопенные и иные присадки. Подавляющее большинство судовых масел вырабатывается по ГОСТ 12337 из отечественных базовых компонентов и присадок. В производстве судовых масел участвуют ведущие российские вертикально-интегрированные компании, например завод имени Шаумяна и небольшие компании. Вместе с тем на рынке присутствуют и зарубежные компании, такие как BP, «Castrol», «Chevron», «ExxonMobil», «Shell», SK. Из их колоссального ассортимента можно отметить синтетическое, на основе ПАОМ, незагущенное моторное масло Mobilgard SHC 1, соответствующее по вязкости 20W-40 и имеющее весьма высокие противоизносные свойства. Применяется оно в высокооборотных судовых тронковых дизелях, комплектующих высокоскоростные катера и иные корабли, выполняющие наиболее сложные и напряженные морские работы.

Применение судовых масел осуществляется в соответствии с документацией на дизели, допуск к применению новых масел проводится по ГОСТ Р 15.201 с обязательным согласованием с изготовителями двигателей. Испытываются

судовые масла, применяемые в двигателях, работающих на дизельном топливе, по программам испытаний дизельных масел в соответствии с комплексом методов испытаний с использованием одноцилиндровых установок, моделирующих работу дизелей. В частности ГОСТ 20303 предусматривает, помимо лабораторных анализов, испытания моторных масел методом ИМ-1 на одноцилиндровом дизеле Ч8,5/11, при этом оценивается (без установления норм) износ комплекта вкладышей подшипников, а также моющие свойства масел по подвижности колец и отложениям на поршне и в кольцевых канавках. Именно по моющим свойствам в ГОСТ 17479.1 в баллах квалифицируются масла на соответствие определенным группам эксплуатационных свойств. Для групп моторных масел выше В при испытаниях применяется дизельное топливо с содержанием серы от 0,8 до 1 %, т. е. должно быть использовано эталонное дизельное топливо. Во время работы дизеля моторное масло подвергается интенсивному окислению, приводящему к образованию нагаров, осадков, отложений и последующей потере общей функциональности. Нагары и отложения препятствуют теплообмену поршня с маслом и свободному движению колец в канавках, что приводит к повышенному износу самих колец и втулки цилиндра. Поскольку образование отложений происходит в результате окисления масла при высоких температурах, моторные масла подвергаются всесторонним испытаниям на стойкость к окислению, в том числе по ГОСТ 20457 на одноцилиндровом бензиновом двигателе Ч7,2/7,5 методом ИКМ-40. На этом же двигателе определяется коррозионно-механический износ бронзовых вкладышей шатунных подшипников — фактически аналог метода СЕС-Л-02-А на установке Petter W1. Судовые масла для лубрикаторной смазки крейцкопфных дизелей, в которых используются мало-, средне- и высоковязкое сернистые топлива, дополнительно испытываются на трехцилиндровом крейцкопфном дизеле Болнес 19/35 в АО ЦНИИМФ с использованием дизельного или средневязкого судового топлива с содержанием серы до 3,5 %; по завершении 150-часовых испытаний оцениваются моющие свойства масел и износ поршневых колец и втулок цилиндров.

Благодаря перечисленному и относительно скромному лабораторно-стендовому инструментарию, а также заводским стендовым испытаниям на полноразмерных изделиях и при необходимости эксплуатационным испытаниям, в ходе которых обязательно оцениваются моющие свойства масел и износы пар трения, разработаны практически все судовые масла. Это свидетельствует о хорошем приближении, за исключением редких

особых случаев, используемого набора методов испытаний к реальным условиям применения этих масел. Следует отметить характерную особенность судовых масел, вырабатываемых по ГОСТ 12337, которые на первый взгляд, перегружены довольно солидным перечнем регламентируемых показателей, однако такой подход позволяет контролировать свойства масел и свести к минимуму опасность применения некачественной продукции.

В этом плане приходится учитывать требования Приложения VI Международной конвенции по предотвращению загрязнений с судов MARPOL 73/78, устанавливающие требования к судовому топливу для районов контроля выбросов. В зонах портов, а также в Балтийском и Северном морях с 1 января 2015 г. содержание серы в судовом топливе не должно превышать более 0,1 %масс., а с 1 января 2020 г во всех акваториях мира не более 0,5 %масс. [3]. Данное приложение ратифицировано Российской Федерацией и применимо к судам, находящимся в российских портах, а также ко всем судам, ходящим под российским флагом. Сейчас для плавания в Балтийском и Северном морях судовладельцы вынуждены применять смесевые топлива, полученные из малосернистого дизельного топлива и высоковязкого судового топлива, в том числе полученного из остатков гидрокрекинга, поскольку коммерческие судовые дизели в основном работают на средне- или высоковязком судовом топливе. Для открытых бассейнов требуются гидроочищенные судовые топлива, которые уже реализуются на глобальном рынке от зарубежных и российских производителей, или скрубберы очистки отработавших газов, альтернатива — газовые и двухтопливные двигатели современных газозовов, в которых основным топливом является испаряющийся из перевозимых емкостей избыточный СПГ, а жидкое топливо используется для воспламенения. Снижение содержания серы в топливе в определенной мере облегчает моторным маслам задачу нейтрализации продуктов сгорания судового топлива, в особенности при использовании лубрикаторной системы смазки, хотя в условиях эксплуатации дизелей существенная доля окислов образуется при окислении азота воздуха. При этом необходимо обращать внимание на противоизносные свойства масел из-за опасности полировки втулок, вызванной низким содержанием серы в топливе, а также из-за абразивного износа, вызываемого действием присутствующими в малосернистых топливах остатками катализаторов [12]. Впрочем, РФ для условий эксплуатации судов во внутренних водных бассейнах, в том числе по малозагруженному пока Севморпути, временно разрешено применять прежние нормы по содержанию серы в судовом топливе.

По габаритам и мощности за судовыми следуют тепловозные дизели. В основном это средне- и высокооборотные, преимущественно четырехтактные дизели мощностью 700—5000 кВт при частоте вращения от 600 до 1500 об/мин. Дизели для тепловозов изготавливают, как правило, те же заводы, что и судовые, поэтому основные требования к тепловозным маслам близки к таковым для судовых, хотя потенциально они могут быть не такими жесткими по показателям эмульгируемости масла и вымываемости присадок. Правда, разработчики моторных масел для дизелей тепловозов, которые для краткости будем называть «тепловозными маслами», исходя из коммерческих соображений предпочитают формировать дизельные масла с прицелом на применение как в тепловозных, так и в судовых тронковых дизелях. Собственно требования ГОСТ 12337 распространяются не только на судовые, но и на тепловозные масла.

Тепловозные масла не имеют за рубежом собственной классификации по эксплуатационным свойствам, при этом в России, где железнодорожный транспорт имеет преобладающее значение в перевозке грузов, они классифицируются по ГОСТ 17479.1. В США эти масла подразделяют на пять поколений исходя из их диспергирующей активности и щелочности, которые возрастают с увеличением номера поколения: I — диспергирующая активность низкая, щелочность 4—5 мг КОН/г; II — средняя, 7 мг КОН/г; III — средняя, 10 мг КОН/г; IV — высокая, до 13 мг КОН/г; V — высокая, до 20 мг КОН/г. Преимущественно тепловозные масла формируются на основе смесей дистиллятных и остаточных нефтяных базовых компонентов и функциональных присадок, обеспечивающих достаточные диспергирующие, моющие, антиокислительные и противоизносные свойства, имеют вязкость при 100 °C около 14 мм²/с, эксплуатационные свойства от В₂ до Д₂ по ГОСТ 17479.1, или уровня CD—CE. Основной ассортимент отечественных тепловозных масел, примерно соответствующих американским поколениям, приведен в табл. 4.

За рубежом уже более двадцати лет в составах тепловозных масел применяют модификаторы вязкости и трения, позволяющие существенно увеличить индекс вязкости и снизить силовые потери на трение в многочисленных трущихся парах, что повышает механический КПД дизеля и обуславливает меньшее потребление топлива. В середине нулевых годов несколько российских научных коллективов, работающих в области масловедения, инициировали разработку загущенного масла М-63/14Д₂. На сегодняшний день наиболее продвинулась в этом направлении компания «Квалитет» за счет доведения своей кон-

Таблица 4

Моторные масла для тепловозных дизелей

Марка	Область применения	Поколение, США
М-14Б	Двух- и четырехтактные дизели типов 2Д100, Д-50 маневровых и промышленных тепловозов	I
М-14В ₂	Четырехтактные тепловозные дизели, работающие на топливе с содержанием серы до 0,5 %	II
М-14Г ₂	Тепловозные дизели типа ЧН26/26 всех модификаций, до 0,5 % серы в топливе	II
М-14Г ₂ ЦС	Тепловозные дизели типа ЧН26/26	II
МС-20П	Тепловозные дизели типа 12ЧН18/20, работающие на малосернистом топливе	I
М-14Р, М-16ДР	Тепловозные дизели типа ЧН26/26, работающие на топливе до 0,5 % серы с увеличенным сроком смены	III
МТ-6з/14Д ₂	Тепловозные дизели всех типов, работающие на топливе до 0,5 % серы с увеличенным сроком смены	IV

цепции до завершения эксплуатационных испытаний, подтвердивших энергосберегающие свойства масла. Кроме того, снизился расход самого масла и увеличился для магистрального грузового тепловоза пробег до замены масла до 120–130 тыс. км, что существенно выше нормативного значения этого показателя для сезонного масла группы Д₂ [13].

Для автономного электроснабжения различных многочисленных промышленных объектов, медицинских учреждений, удаленных от сетей электропередач поселков применяются стационарные дизель-генераторы мощностью от десятков до тысяч кВт. В составе этих агрегатов используются, как правило, рядные или V-образные дизели, аналогичные судовым или тепловозным. В этих дизелях в основном применяются масла, указанные в табл. 3 и 4.

К основным направлениям дальнейшего повышения качества дизельных масел относятся: увеличение межсменного срока службы масел, снижение расхода масел, повышение экономии топлива при сохранении существующего или уменьшенного износа основных трибосопряженных пар, повышение надежности двигателей, улучшение экологических характеристик. Совершенствование качества дизельных масел достигается оптимизацией композиций и применением новых базовых компонентов и присадок.

Одновременно требуется модернизация отечественных химмотологических испытаний дизельных масел в целях постепенного преодоления отставания от мирового уровня в этой области. В первую очередь, в соответствии с действующей редакцией ГОСТ 17 479.1–2015, необходима разработка стендового моторного метода определения эксплуатационных свойств моторных масел группы Е₂ и обеспечение доступности определения вязкости моторных масел по SAE в полном объеме.

Работа выполнена по Госзаказу ИХХС РАН

Литература

1. <https://plus-one.vedomosti.ru/blog/zelenaya-energiya-dlya-megapolisa>
2. Цветков О.Н., Максимов А.Л. Тенденции развития смазочных материалов России // Мир нефтепродуктов. 2020. № 5. С. 8–21.
3. Рудник Л.Р. Присадки к смазочным материалам. Свойства и применение. СПб. : ЦОП «Профессия». 2013. 908 с.
4. Дорогощинская В.А., Данилов А.М., Тонконогов Б.П. Присадки к топливам и смазочным материалам. М. : РГУНГ (НИИУ), 2017. 290 с.
5. Иванов А.В. Система требований к эксплуатационным свойствам моторных масел американского института нефти (API) // Мир нефтепродуктов. 2020. № 5. С. 8–21.
6. Тонконогов Б.П., Заворотный В.А., Цветков О.Н., Багдасаров Л.Н. Синтетические смазочные материалы. Синтетические углеводородные масла: монография. М. : Изд. центр РГУНГ им. И. М. Губкина (НИУ), 2018. Ч. 3. 205 с.
7. Цветков О.Н. Химмотология в масловедении // Химия и технология топлив и масел. 2014. № 5. С. 39–42.
8. Золотов В.А., Бартко Р.В. Новое универсальное всесезонное моторное масло для перспективной авто-тракторной техники // Нефтепереработка и нефтехимия. 2013. № 2. С. 31–34.
9. Микутенко Ю.А., Шкаренко В.А., Резников В.Д. Смазочные системы дизелей. Л. : Машиностроение. 1988. 125 с.
10. Цветков О.Н. Моторные масла для судовых двигателей // Мир нефтепродуктов. Вестник нефтяных компаний. 2015. № 10. С. 17–20.
11. Дунаев С.В., Исаев А.В., Ширинов А.Г., Лесин А.Г., Михайлова Н.П., Рыжов В.А., Ткачев В.Т. Моторное масло группы Д₂ с улучшенными эксплуатационными свойствами // Мир нефтепродуктов. Вестник нефтяных компаний. 2015. № 10. С. 21–30.
12. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. СПб. : Моркнига. 2007. 127 с.
13. Перминов В.А., Меджибовский А.С., Деметьев А.В., Ткачев В.Т., Лебедева Н.А. Моторные масла для дизелей тепловозов: вчера, сегодня, завтра // Локомотив. 2018. № 6. С. 35–36.

ЧЕТЫРЕ ПОКОЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА Д49

*В.А. Рыжов, д.т.н., заслуженный конструктор РФ,
зав. кафедрой ДВС Коломенского института
(филиала) Московского политехнического университета*

Показаны основные этапы развития типоразмерного ряда дизелей Д49 и силовых установок на их базе. Приведены принципиальные отличия конструктивного исполнения и измерения рабочих параметров дизелей Д49 четырех поколений с указанием авторов их модернизации.

Рождение типоразмерного многоцелевого ряда Д49 (ЧН26/26) следует отнести к первой половине 1960-х годов, когда заводу была поставлена задача создания многоцелевого ряда с диапазоном мощностей до 12 000 л. с. Работы вели в жесткой конкурентной борьбе. В конструкторском бюро Коломенского завода конкурировали две группы талантливых конструкторов. Группа ведущего конструктора Б.Д. Назаренко предложила создавать ряд на основе двухтактного дизеля с противоположно движущимися поршнями и тремя коленчатыми валами, расположенными в вершинах равностороннего треугольника, размерностью ДН23х2/30.

В итоге был разработан и изготовлен экспериментальный отсек двигателя. Вторая группа ведущего конструктора А.И. Медена предложила конструкцию четырехтактного двигателя на базе семилучевой звезды в одном ряду размерностью ЧН26/26. В развернутом виде мощность многорядной звезды теоретически обеспечивала требуемый диапазон мощностей до 12 000 л. с. В связи с тем что первоочередной задачей того времени было развитие и совершенствование тепловозных дизелей, окончательно было принято решение о создании V-образного четырехтактного дизеля размерностью 26/26 на базе проекта звездообразной машины с сохранением угла развала блока цилиндров 42°, получившего название Д49. Несмотря на то что к началу создания этой размерности завод выпускал отличные двухтактные двигатели размерности ДН23/30, такие как 14Д40 (12ДН23/30) и 11Д45 (16ДН23/30), предпочтение отдали четырехтактному перспективному ряду Д49 (ЧН26/26). Такое решение основано на технической целесообразности, состоящей в том, что четырехтактный цикл имел преимущество по термодинамической эффективности и большими возможностями по форсированию рабочего процесса. Эти преимущества должны были обеспечить

достижение перспективных стратегических целей по диапазонам мощностей и многоцелевому применению. Первый опытный образец дизеля 8ЧН26/26 тепловозного назначения был построен в 1965 г. Дальнейшее развитие нового ряда показало, что главный конструктор завода С.А. Абрамов и его заместитель по перспективному проектированию П.М. Мерлис сделали правильный выбор.

Параллельно с коломенским КБ в харьковском КБ завода имени В.А. Малышева создавали двигатель Д70 (ЧН25/27). Это был прямой конкурент Д49. По-видимому, 1965 год следует считать датой рождения дизелей типа Д49. Давность этого события вводит в заблуждение многих современных менеджеров, не являющихся специалистами в области двигателей, заявляющих, что дизель Д49 устарел. Например, модель 710 фирмы GM (Дженерал моторс, США) была создана в 1958 году, при этом она не раз подвергалась модернизации и в настоящее время успешно продается. Заблуждение заключается в том, что уже много лет живет название ряда, в то время как базовая модель получала очередное рождение в виде новой модификации с улучшенными техническими характеристиками. По результатам и глубине модернизации дизелей Д49 можно выделить четыре поколения.

Первое поколение Д49 (1965–1982 годы).

Первые работы по созданию ряда Д49 начали под руководством главного конструктора, лауреата государственной премии С.А. Абрамова (к сожалению ныне почти забытого), который к 1970 году был переведен в Москву сначала в Минтяжмаш, а затем в Государственный комитет по науке и технике и, работая там, много помогал заводу. По своей архитектуре компоновка Д49 была новым шагом в отечественном дизелестроении. Это была модульная конструкция нового поколения, полностью созданная талантливыми специалистами сложившейся к тому времени коломенской конструкторской школы. Двигатель сформирован из сборочных модулей, которые можно было изготавливать на специализированных участках, что выводило производство на новый уровень. Особенности конструкции Д49 состояли в применении сварно-литого блока цилиндров, одного распределительного вала, расположенного сверху на блоке цилиндров

между рядами, с уникальной конструкцией привода клапанов газораспределения, топливной аппаратуры распределенного типа с ТНВД на каждый цилиндр, неохлаждаемых выпускных коллекторов, цельнометаллических поршней, подвесных втулок цилиндров и литых коленчатых валов. В общей компоновке двигателя была масса оригинальных решений. Первое поколение Д49 было рассчитано на цилиндковую мощность 175 л. с. и максимальное давление сгорания 110 кг/см^2 при максимальном давлении впрыска топлива 900 кг/см^2 , что обеспечивало мощность дизеля в 16-цилиндровом исполнении 3000 л. с. Степень форсирования по среднему эффективному давлению составляла $P_{me} = 12 \text{ кг/см}^2$. По сегодняшним меркам этот показатель не высокий, а для того времени — шаг вперед.

Становление серийного производства дизелей Д49 в указанный период проходило весьма болезненно для завода. Во-первых, конструкция двигателя содержала много новых конструкторских решений, окончательно не доведенных. Во-вторых, заводу необходимо было перестраивать производственную базу. Именно поэтому в указанный период выпуск новых дизелей наращивали преимущественно по горизонтали, то есть за счет создания множества модификаций разных назначений приблизительно с одинаковым уровнем форсирования по рабочему процессу, т. е. с одинаковой цилиндровой мощностью, параллельно устраняя «детские болезни» конструкции. Для повышения надежности дизелей на этом этапе заводскими инженерами выполнено огромное количество научно-исследовательских работ, на базе которых было защищено более двадцати кандидатских и несколько докторских диссертаций, получено большое количество патентов, в результате чего надежность двигателя была существенно повышена. Венцом этих работ явилось создание дизель-генераторов 2А-9ДГ (16ЧН26/26) мощностью 4000 л. с. (2940 кВт) для тепловоза ТЭП70 и 20ДГ (20ЧН26/26) мощностью 6000 л. с. (4412 кВт) для тепловоза ТЭП75. Уровень форсирования по среднему эффективному давлению этих дизелей составил $16,3 \text{ кг/см}^2$, что было значительным достижением в развитии дизелестроения на заводе и в СССР.

Доводка дизелей Д49 с 1970 г. проводилась под руководством главного конструктора Е.А. Никитина. Огромный вклад в становление этих дизелей вложили выдающиеся конструкторы В.М. Ширяев (зам. гл. конструктора по дизелям Д49), М.А. Салтыков и М.Н. Гинзбург (вопросы прочности), Д.А. Дехович (развитие систем турбонаддува), И.Я. Татарников (приводы насосов, распредвала и электрических машин), А.И. Меден (аналитические расчеты и вопросы общей ком-

поновки), Г.В. Никонов (топливная аппаратура), Э.А. Улановский и Э.П. Вольский (экспериментальные исследования), Л.Д. Котельников (группа движения), П.М. Чумиков (крышка цилиндров и механизмы газораспределения) и другие. Указанный период характерен еще и тем, что на заводе начали активно использовать ЭВМ (Минск 32 и затем ЕС1020), что существенно увеличило глубину, уровень и точность инженерных расчетов, а также расширило возможности аналитических исследований. В становление вычислительного центра внесли значительный вклад Б.И. Иванченко и К.Б. Циреторов. Тогда же была создана группа инженерных расчетов и программирования. Ряд технических решений указанного периода настолько опередил свое время, что внедрение их стало возможным только в двухтысячные годы, т. е. в дизелях четвертого поколения. Речь, прежде всего, идет об электронных системах топливоподачи. Так, в 1979 году на заводе впервые в мире был испытан опытный дизель-генератор на базе 22ДГ (8ЧН26/26) морского назначения с аккумуляторной системой топливоподачи и электронной системой управления.

Система была создана по инициативе Ф.И. Пинского в содружестве с учеными Коломенского филиала Всесоюзного заочного политехнического института, которые внесли большой вклад в ее создание. Работа выполнялась с участием Ф.И. Пинского, В.Е. Кузина, А.М. Родова, а также молодых аспирантов КФВЗПИ и МВТУ, сотрудников научно-исследовательской лаборатории коломенского института А.М. Зубкова, Н.Х. Мьяльзина, В.А. Рыжова. Принципиально новый тип системы питания позволил получить выдающиеся по тому времени результаты. Так, экономия топлива на холостом ходу составила 76 %, а на частичных режимах — до 14 %. Разработанный впервые в мире электронный регулятор частоты вращения с переменной структурой (А.М. Зубков) в совокупности с разработанной заводским КБ системой приемистости (Л.Д. Юз) обеспечили надежную работу двигателя при набросах нагрузки до 100 %. К сожалению, из-за отсутствия серийного производства ряда комплектующих, система не была внедрена и в дальнейшем эти разработки были использованы западными фирмами, а разработанные принципы регулирования были использованы в Д49 четвертого поколения.

Второе поколение Д49 (1982–1995 годы).

К 1982 году, несмотря на создание множества вариантов исполнения и существенное повышение надежности, двигатель Д49 еще не завоевал тотального превосходства в СССР. Министерство путей сообщения (МПС) постоянно проводило его сравнительные испытания с харьковским

дизелем 10Д100, который преимущественно использовали на магистральных локомотивах 2ТЭ10. Многие специалисты отдавали предпочтение этому хорошо освоенному в эксплуатации дизелю, который к тому времени морально устарел. При этом после длительной эксплуатации модификации 1А-9ДГ (16ЧН26/26) на тепловозах 2ТЭ116 стали очевидными слабые места конструкции, требующие срочной модернизации. Это, прежде всего, чугунный литой коленчатый вал и зубчатый стык сочленения его подвески с блоком цилиндров. Качественный скачок в развитии Д49 был сделан в 1982 году с внедрением плоского стыка подвески коленчатого вала и переходом на стальной азотированный коленчатый вал, разгруженный от сил инерции поступательно движущихся узлов поршневой группы, путем установки противовесов на каждой щеке. Эти изменения стали результатом напряженных исследований коллективов М.А. Салтыкова, В.М. Ширяева, Л.Д. Котельникова под руководством главного конструктора Е.А. Никитина, а также группы технологов под руководством главного технолога Б.А. Стрюкова. На этом основании были созданы тяговые дизель-генераторы второго поколения 1А-9ДГ исп. 2 для тепловозов 2ТЭ116М и 1А-9ДГ исп. 3 для замены устаревших дизелей 10Д100 Харьковского завода им. В.А. Малышева на тепловозах 2ТЭ10. Эти модификации дизель-генераторов обеспечили коренной перелом в технической политике МПС и дизели Д49 стали основными на железных дорогах СССР. Однако увеличения ресурсных показателей со временем стало не достаточно, возникла необходимость улучшения экономических показателей, которые были существенно улучшены путем модернизации систем питания и турбонаддува. Работами по модернизации агрегатов наддува руководил начальник отдела турбонаддува Д.А. Дехович, а топливной аппаратуры — начальник отдела топливной аппаратуры В.А. Рыжов и ведущий инженер П.В. Кулаев. В результате выполненных научно-исследовательских работ удалось повысить КПД турбокомпрессора БТК до 65 %. Топливная аппаратура фактически спроектирована заново, новый вариант узлов магистрали высокого давления обеспечил повышение давления впрыскивания с 900 до 1320 кг/см². Для обеспечения надежности топливной аппаратуры при высоких давлениях потребовались новые технологии изготовления прецизионных деталей и топливопроводов высокого давления. Например, впервые в мире было внедрено экструзионное хонингование внутренней полости распылителей, а Первоуральский новотрубный завод освоил технологию получения топливопроводов методом бухтового волочения на самоустанавливающейся

оправке, что практически исключило трещины топливопроводов и распылителей. Помощь в организации изготовления экспериментальных узлов топливной аппаратуры оказал начальник цеха топливной аппаратуры Л.Я. Шерман. Несмотря на большой объем плановых заданий в цехе был составлен график разработки технологий и изготовления опытных узлов, которые впоследствии были внедрены. Большой объем экспериментальных исследований топливной аппаратуры нового поколения был выполнен ведущими инженерами В.Н. Луцюком и В.Г. Трусковым. Увеличение давления впрыска вызвало необходимость увеличения жесткости распределительного вала. Для этого увеличили его диаметр на 10 мм и перепрофилировали топливные кулаки и кулаки газораспределения. Этот период характерен интенсивным внедрением персональных компьютеров и активных аналитических исследований, связанных в первую очередь с прочностными, гидродинамическими, газодинамическими и динамическими исследованиями процессов в системах двигателя. Большой вклад в совершенствование расчетных методик внесли заводские ученые М.А. Салтыков (в области прочности), Д.А. Дехович (в области турбонаддува), А.С. Умаров (в области динамических процессов), В.А. Рыжов (в области гидродинамических процессов), А.И. Меден (в области гидродинамики подшипников коленчатого вала), Л.Д. Котельников (в области прочности и динамики узлов цилиндропоршневой группы. Огромную помощь оказали выдающиеся ученые высшей школы СССР, такие как Ю.Я. Фомин (Одесский институт инженеров морского флота), С.А. Орлин и группа ученых МВТУ им. Н.Э. Баумана, а также научно-исследовательские институты ЦНИДИ (Центральный научно исследовательский дизельный институт, Ленинград) и ЦНИТА (Центральный научно-исследовательский институт топливной аппаратуры, Ленинград). В настоящее время эти НИИ не существуют.

Все перечисленные изменения конструкции были внедрены на базовых моделях ряда Д49, таких как 1А-9ДГ исп. 2-01 и 1А-9ДГ исп. 3-01, в результате дизели Д49 получили второе рождение. Их конструкция радикально отличалась по внутреннему содержанию, хотя архитектура двигателей осталась неизменной.

В 1989 году заводом выполнена уникальная разработка по поручению ЦК КПСС СССР. Тогда был впервые в мире создан магистральный газотепловоз 2ТЭ116Г с газодизелями 1ГДГ, работающими по газодизельному циклу на метане. Собственно локомотив с криогенными емкостями сжиженного метана изготовил Луганский тепло-возостроительный завод, а газодизели спроекти-

рованы и изготовлены на Коломенском заводе. Уникальность разработки газодизеля 1ГДГ (16ГЧН26/26) заключалась в том, что система подачи газа распределенного типа с электронным микропроцессорным управлением для двигателя магистрального локомотива была разработана и применена впервые в мире. Автором и руководителем разработки системы питания был начальник отдела топливной аппаратуры В.А. Рыжов. Электронная система управления спроектирована и изготовлена под руководством начальника СКБР Б.П. Колосова с участием ученых коломенского института КФВЗПИ М.Г. Крупского, В.Е. Кузина, Ю.Ф. Куянова. Система защищена патентами РФ. За разработку типоразмерного ряда Д49 второго поколения главный конструктор Е.А. Никитин и заместитель главного конструктора В.М. Ширяев были удостоены премии Правительства РФ в области науки и техники.

Третье поколение Д49 (1995–2000 годы). В результате распада СССР этот период характеризуется резким снижением объемов производства, нестабильностью рынка и существенной потерей конструкторского и научного потенциалов заводского КБ. Однако в ограниченных возможностях самые квалифицированные специалисты все-таки работали, создавая минимально необходимый задел опытно-конструкторских разработок. Итогом этих разработок стали две новые модификации дизеля 12Д49М (12ЧН26/26) мощностью 2200 и 2647 кВт для поставки германским железным дорогам. Двигатели созданы под руководством главного конструктора Е.А. Никитина. Эти модификации по праву следует считать третьим поколением ряда Д49. Принципиальными отличиями конструкции этих модификаций являются система турбонаддува с перепуском сжатого воздуха с нагнетания в турбину и перепуском газов за турбину. Топливная аппаратура обеспечивала трехстадийный (трехфазный) впрыск топлива, благодаря которому была улучшена приемистость двигателя, а выбросы вредных веществ с ОГ снижены до уровня требований стран ЕС. Уровень форсирования по рабочему процессу составил $P_{me} = 19,6 \text{ кг/см}^2$. Полученные качественно новые характеристики двигателя позволили выиграть тендер на поставку дизелей в Германию у таких известных фирм, как MАС и Caterpillar. Поставка 64, а затем еще 20 машин этого типа в Германию фактически спасла завод от банкротства. Основными разработчиками предложенных технических решений были ведущие ученые-конструкторы Е.А. Никитин, Д.А. Дехович, В.А. Рыжов, Э.А. Улановский, Л.Д. Юз, П.В. Кулаев. Многие технические решения защищены патентами.

В середине 90-х годов по инициативе начальника отдела испытаний Э.А. Улановского и

ведущего инженера В.Б. Давыдова были спроектированы и построены уникальные газодизель-генераторы 6ГМГ(8ГЧН26/26) для малой энергетики Сибири. Уникальность разработки состояла в том, что метан подавался на всасывание в компрессор турбины, а управление двигателем осуществляла электронная микропроцессорная система.

Четвертое поколение Д49 (2001–2017 годы). С 2001 года заводское КБ по дизелестроению возглавил В.А. Рыжов. Начало нового века характеризуется ростом спроса на среднеоборотные дизели для локомотивов и в особенности для кораблей ВМФ. Правительством РФ была поставлена задача строительства новых кораблей для ВМФ, в результате чего резко увеличился спрос на главные энергетические дизельные установки. Переход проектантов кораблей на модульное проектирование потребовал поставки кораблестроителям главных силовых установок в полном комплекте, включая редукторы, демпфирующие муфты, комплексные системы управления и системы диагностики.

Возросли и требования к мощности главной дизельной судовой установки от 24 000 л. с. и выше. Подобной продукции Коломенский завод ранее не выпускал. Для решения новых масштабных задач требовалась качественно новая организация труда, поскольку за период государственной перестройки заводское КБ по численности конструкторов уменьшилось почти в три раза. Если в 70-х годах численность КБ составляла около 600, то к 2000 году она снизилась до 200 человек вместе с экспериментальной службой. Для более оперативного управления была изменена структура КБ с перераспределением нагрузки по специализированным отделам. Завод перешел в собственность объединения «Северсталь». Новая команда менеджеров поддержала инициативу главного конструктора о создании корпоративной вычислительной сети для внедрения системы автоматического проектирования (САПР), позволяющей использовать CAD/CAM/CAE технологии. На базе этих технологий удалось внедрить системное проектирование с использованием накопленного опыта Коломенской школы конструирования. Производительность и качество конструкторских разработок возросли в несколько раз. КБ вышло на качественно новый уровень работы. Трехуровневая САПР состояла из конструкторских комплексов Unigraphics, Solid EDGE и Solid WORK, Kompas, комплексов прочностного, динамического и газодинамического анализов ANSYS, MSC SOFTWARE, MSC Adams. Вычислительные комплексы DIESEL-RK, «Впрыск» и «Гидродин» использовали для оптимизации рабочих процессов. В общей базе данных было сосре-

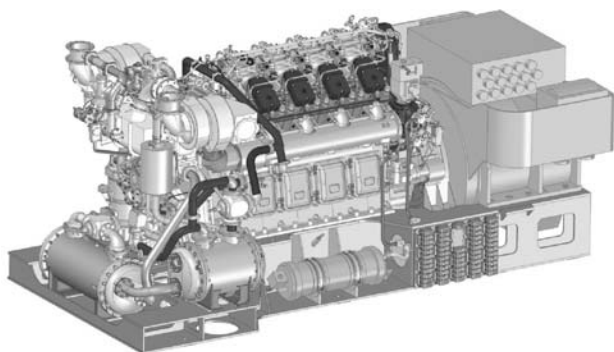


Рис. 1. Автоматизированная дизель-генераторная установка 28ДГ для НАПЛ на базе 8ЧН26/26

доточено до 136 вычислительных программ. С 2004 года были созданы заново бюро перспективных разработок и бюро технической информации. Использование корпоративной сети позволило систематизировать и создать электронную базу данных, в которую были включены сводные спецификации всех вариантов двигателей, чертежи, отчеты по научным исследованиям и вся конструкторская документация.

Первенцем дизелей Д49 четвертого поколения стал дизель-генератор 28ДГ (8ЧН26/26) (рис. 1) для дизельной подводной лодки четвертого поколения проекта 677 («Лада»). Это был первый Д49 для подводного флота РФ. Главной задачей создания этого ДГ было обеспечение работы дизеля в условиях высоких противодавлений на выпуске, что сопряжено с существенным увеличением теплонапряженности базовых узлов. Эта задача была успешно решена, причем впервые в истории российского дизелестроения ДГ был укомплектован электронной диагностической системой, разработанной Санкт-Петербургской фирмой «Дизель адмирал» совместно с КБ Коломенского завода.

Принципиально новым проектом пропульсивного комплекса на базе дизелей Д49 четвертого поколения было создание главной энергетической установки корабля класса «Корвет» (проект 20380), состоящей из четырех двигателей нового поколения 16Д49 (16ЧН26/26) мощностью 6000 л. с. каждый и двух реверс редукторов (рис. 2). Установка выполнена в виде двух дизель-дизельных агрегатов 1ДДА12000, представляющих собой два дизеля 16Д49, соединенных объединяющим реверс редуктором. Цилиндровая мощность этих дизелей составила 375 л. с. (в первом поколении было только 175 л. с.). Уровень форсирования по рабочему процессу составил $P_{me} = 23 \text{ кг/см}^2$, что потребовало радикального пересмотра конструкции базовых узлов двигателя. В частности, установлена упругодемпфирующая муфта, изменены конструкции коленчатого вала, блока цилиндров,

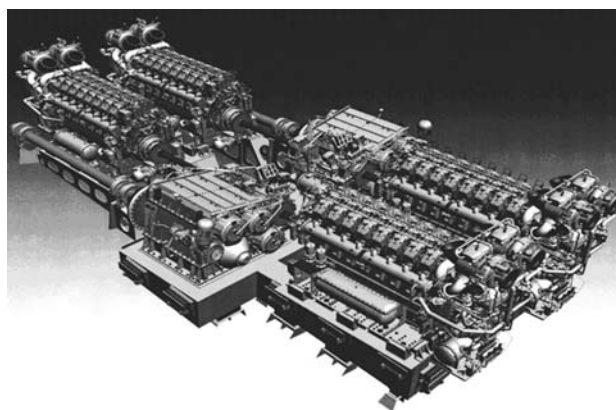


Рис. 2. Главная энергетическая установка 2x1ДДА12000 на базе четырех двигателей 16Д49 и двух реверс-редукторных передач

топливной аппаратуры. Впервые в истории российского дизелестроения разработана регистровая управляемая система турбонаддува с отключением одного турбокомпрессора на частичных режимах, перепуском наддувного воздуха с нагнетания на турбину и газов за турбину. Реверс-редукторы изготовлены заводом «Звезда», электронная система управления — ЦКБ «Аврора» (Санкт-Петербург). Впервые в истории завода по требованию заказчика (ВМФ) были организованы испытания силовой установки 1ДДА12000 в сборе, для чего потребовалось создать уникальный специализированный стенд, разработанный и построенный силами заводских специалистов. За разработку указанной главной силовой установки главный конструктор В.А. Рыжов удостоен премии Правительства РФ в области науки и техники.

Следующей уникальной разработкой является двигатель 10Д49 для главной силовой установки корабля класса «Фрегат» (Проект 22350). Установка представляет собой два дизель-газотурбинных агрегата ДГТА М55Р, каждый из которых состоит из газовой турбины и дизеля, соединенных между собой через суммирующий реверс-редуктор. Проект в целом выполнен ГПК НПК «Зоря» — «Машпроект» (г. Николаев). Судовой дизель 10Д49 (16ЧН26/26) мощностью 5800 л. с. разработан КБ Коломенского завода на базе опыта создания 16Д49 с использованием регистровой управляемой системы турбонаддува и упруго демпфирующей муфты. Так же, как и на 16Д49, в регистровой системе наддува использованы два параллельно расположенных турбокомпрессора. На базе 10Д49 создана главная энергетическая установка ДРРА 3700 (рис. 3)

Новым шагом в развитии дизелестроения на заводе стала разработка и внедрение серии дизель-генераторных установок для атомных станций, АПЛ и НАПЛ. Так, впервые в истории за-

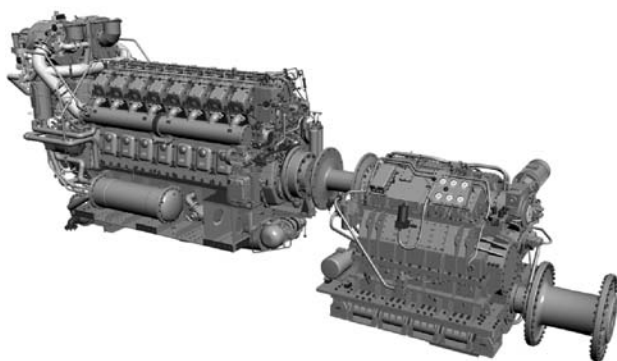


Рис. 3. Главная судовая энергетическая установка ДРРА3700 на базе 10Д49 и реверс-редуктора

вода был создан ДГУ 3100 на базе 16ЧН26/26, а затем ДГУ6200, состоящий из двух ДГУ 3100 для атомной станции «Бушер» (Иран). Характеристики и конструкция этих установок полностью соответствуют международным требованиям МАГАТЭ и российским нормативам для атомных станций. Установки представляют собой полностью укомплектованные периферийным оборудованием обеспечения автоматизированные мини-электростанции, предназначенные для работы во втором контуре безопасности атомных реакторов. На базе этих установок созданы дизель-генераторные установки ДГУ 3200 и ДГУ 4000 для Белоярской атомной электростанции России.

С учетом опыта создания ДГУ для наземных АЭС создана уникальная дизель-генераторная установка 2-28ДГ (см. рис. 4) для АПЛ «Борей» (проект 955А).

К дизелям Д49 четвертого поколения для локомотивов следует отнести дизель-генераторы 21-26ДГ-01 на базе 12ЧН26/26 мощностью 2500 кВт, 18-9ДГ-01 на базе 16ЧН26/26 мощностью 2650 кВт и 2А-9ДГ-02 на базе 16ЧН26/26 мощностью 3100 кВт соответственно для тепловозов 2ТЭ25А, 2ТЭ116К и ТЭП70БС-01. Эти разработки выполнены на базе дизелей третьего поколения с использованием вновь созданной топливной аппаратуры с электронным управлением.

Создание четвертого поколения двигателей Д49 выполнено под руководством главного конструктора В.А. Рыжова. Большой вклад на этом этапе развития дизелестроения на заводе внесли

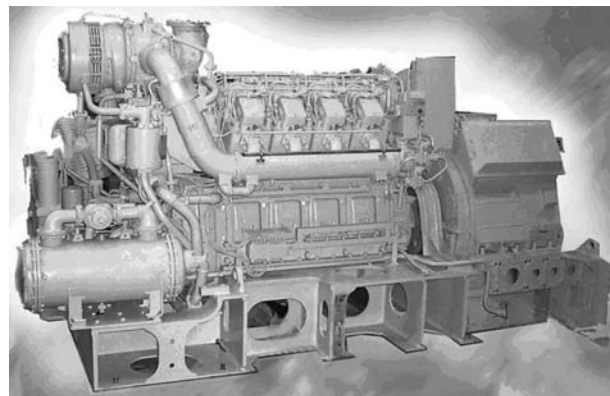


Рис. 4. Дизель-генераторная установка 2-28ДГ на базе 8ЧН26/26 для АПЛ четвертого поколения

такие специалисты КБ, как Л.Д. Котельников, М.И. Раенко, В.В. Печенин, М.А. Сальников, В.Б. Давыдов, С.Б. Миляев, В.В. Калинин, В.Ф. Кнелъц, О.П. Пугачев, М.С. Тагиров, Е.Б. Зигельман, Е.Н. Зимин и другие.

Безусловно, внедрение новых разработок является заслугой не только конструкторского коллектива, но и технологических и производственных служб завода. Отмечая их безусловный вклад в создание двигателей четвертого поколения, все-таки следует отметить, что в основе качественного развития любой техники лежит идея конструкторской мысли, именно она является исходной отправной точкой качественного перехода к новой технике, давая пищу для размышлений и поле деятельности для остальных служб.

Таким образом, подводя итоги и отдавая дань заслугам основателей ряда Д49, следует обратить внимание на то, что именно создание четвертого поколения двигателей обеспечило возможность существенного расширения диапазона применения ряда Д49, в том числе как дизелей двойного назначения с использованием в таких стратегических отраслях, как малая энергетика, военно-морской флот включая НАПЛ и АПЛ, атомная промышленность и железнодорожный транспорт нового поколения.

В общем, за весь период выпуска дизелей ряда Д49 разных поколений выпущено более ста модификаций различного назначения, что само по себе беспрецедентно для созданного в России, а не скопированного зарубежного двигателя.

ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ ТРЕБОВАНИЙ IMO TIER-III (по материалам конгресса CIMAC)

После вступления в силу резолюции Международной Морской Организации IMO МЕРС 286 (71), в дополнение к действующей с 01.01.2016 года Северо-Американской зоне контроля выбросов (ECA), в которой выбросы NO_x от судовых дизельных двигателей ограничены на уровне IMO Tier-III, аналогичные ограничения вводятся с 01.01.2021 года в Балтийском и Северном морях. В целях снижения выбросов NO_x до уровня IMO Tier-III для широко распространенного серийного судового дизеля типа M32C фирма «Caterpillar Motoren GmbH» выбрала технологию рециркуляции отработавших газов (EGR). Для ее реализации в конструкцию серийного дизеля 6M32C были внесены существенные изменения. В частности, был полностью изменен газозооочистный тракт, радикально обновлена система топливоподачи, что позволило за счет оптимизации рабочего процесса добиться бездымного выхлопа на всех рабочих режимах при работе двигателя на малосернистом морском дизельном топливе (MDO). При выходе судна за пределы зоны контролируемых выбросов серы (SECA) имеется возможность перейти на более дешевый мазут (HFO), при этом уровень выбросов NO_x будет соответствовать требованиям IMO Tier-II. В настоящем докладе изложена концепция двигателя, приведены основные результаты его испытаний, описаны преимущества технологии EGR, а также проблемы, возникающие при ее реализации.

«GE Transportation», дочерняя компания американской «General Electric», занимающаяся выпуском оборудования и машин для железнодорожного и морского транспорта, приступила к выпуску обновленной серии семейства дизелей EVO, соответствующих требованиям EPA Tier 4 и IMO Tier-III. Базовой машиной этого семейства, которая производится наиболее массово, по-прежнему является 12-цилиндровый тепловозный двигатель EVO мощностью 3375 кВт. На ее основе разработана серия рядных и V-образных судовых двигателей с числом цилиндров от 6 до 26. Двигатель EVO оказался одним из наиболее успешных продуктов «GE Transportation». К настоящему времени общее число выпущенных дизелей данного типа превысило 7,5 тысяч. В новых двигателях использованы самые современные технологии снижения вредных выбросов, в том числе рециркуляция охлажденных отработавших газов (EGR), двухступенчатый турбонаддув, цикл Миллера, система топливоподачи типа common rail, а также новейшие алгоритмы управления, позволяющие оптимизировать рабочий процесс. В настоящем докладе описана организация рабочего процесса и приведены достигнутые показатели качества, а также наиболее важные моменты разработки и результаты эксплуатационных испытаний.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

РЕЦИРКУЛЯЦИЯ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ КАК СРЕДСТВО СНИЖЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ СРЕДНЕБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ – ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ МЕТОДА

Carsten Rickert, Andreas Banck,
Kai Ruschmeyer, Sven Ernst,
Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG

Введение

Решением Международной Морской Организации (IMO) с января 2016 г. величина предельно допустимых выбросов окислов азота от судовых двигателей при нахождении в Северо-Американской зоне контролируемых выбросов (NECA) была установлена на уровне 75 % от соответствующей величины для открытого моря [1]. Кроме того, с 2015 г. содержание серы в топливе при плавании в зоне контролируемых выбросов (SECA) не должно превышать 0,1 %, при этом в открытом море с 01.01.2020 года эта величина составляет 0,5 %. Выполнение указанных требований может быть достигнуто за счет перехода на малосернистое и газовое топливо, а также за счет очистки отработавших газов (ОГ). Однако существует еще одна возможность — рециркуляция ОГ (EGR).

По сравнению с другими технологиями она имеет определенные преимущества, а именно, система хорошо известна и проверена на автомобильных дизелях, кроме того, она занимает места меньше, чем система газоочистки. Главным недостатком данной технологии является повышенное сажеобразование из-за снижения кон-

центрации кислорода. Этот эффект может быть устранен за счет оптимизации коэффициента избытка воздуха и управления впрыском топлива.

Целью данного исследовательского проекта «Caterpillar Motoren GmbH & Co.» была разработка такой системы рециркуляции ОГ, которая бы гарантировала соответствие нормативов IMO как для зон ECA, так и для открытого моря, при практически нулевой дымности ОГ, максимально возможной топливной экономичности и гибкости в выборе топлива. Концепция подобной системы была проверена на образце двигателя, созданного на базе серийного дизеля типа MaK6M32C. В настоящем докладе описана концепция системы EGR и основные результаты испытаний двигателя, оборудованного данной системой.

Основной раздел

Опытный двигатель

В качестве объекта испытаний был выбран дизель типа MaK6M32C. Он был оборудован системой впрыска common rail с регулируемым клапанным механизмом, обеспечивавшим воз-

Технические данные опытного двигателя

Тип двигателя	MaK 6 M 32 C
Мощность, кВт	3000
Скорость, об/мин	600
Диаметр цилиндра, мм	320
Ход поршня, мм	480
Турбонаддув	Двухступенчатый
Система впрыска	Common rail
Клапанный механизм	Технология Flex Cam (FCT)

возможность переключения между двумя вариантами угла открытия впускного клапана. Основные технические данные двигателя приведены в таблице.

Концепция EGR

Опытный двигатель был оборудован системой двухступенчатого турбонаддува, причем контур высокого давления содержит магистраль EGR (рис. 1). Такая схема была выбрана во избежание рециркуляции ОГ через воздушный ресивер, что могло бы привести к засорению и износу турбокомпрессора и промежуточных охладителей воздуха.

Чтобы преодолеть положительный перепад давления между воздушным ресивером и выпускным трактом, был использован специальный турбокомпрессор EGR. Для снижения гидравлических потерь разработана схема турбонаддува, в которой на турбину EGR поступает небольшая часть ОГ, которая, в целях снижения гидравлических потерь, возвращается на вход турбины низкого давления. Для уменьшения размеров турбокомпрессора EGR ОГ, во избежание коррозии, охлаждаются почти до точки росы в высокотемпературном охладителе. Для повышения КПД двигателя после компрессора EGR установлен второй охладитель, в котором газы охлаждаются дополнительно. Первоначально перед первым охладителем был установлен окислительный нейтрализатор для окисления несгоревших углеводородов, чтобы уменьшить риск засорения тракта EGR, но в дальнейшем от него пришлось отказаться, поскольку при окислении SO_2 до SO_3 усиливается конденсация серной кислоты во втором охладителе EGR.

В системе имеются две заслонки, управляющие скоростью турбины высокого давления и степенью

EGR. При включении системы EGR уровень выбросов NO_x должен соответствовать требованиям IMO Tier-III, при выключении — требованиям IMO Tier-II. Для защиты от превышения допустимой скорости турбины высокого давления при закрытом тракте EGR предусмотрен байпас для перепуска газов непосредственно в турбину низкого давления. Вторая заслонка позволяет управлять объемным расходом газов через компрессор EGR.

Степень EGR рассчитывается по концентрации CO_2 во впускном ресивере и в ОГ перед турбиной высокого давления, по формуле

$$x_{EGR} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{air}} = \frac{c_{CO_2 bef. Cyl} - c_{CO_2 ambient}}{c_{CO_2 exhaust} - c_{CO_2 ambient}}.$$

Концентрация CO_2 в атмосферном воздухе принимается равной 350 ppm.

Наличие расходомера воздуха на входе и двух дополнительных расходомеров (сопел Вентури) на линии выпуска позволяет измерить или рассчитать массовые расходы во всех компонентах системы.

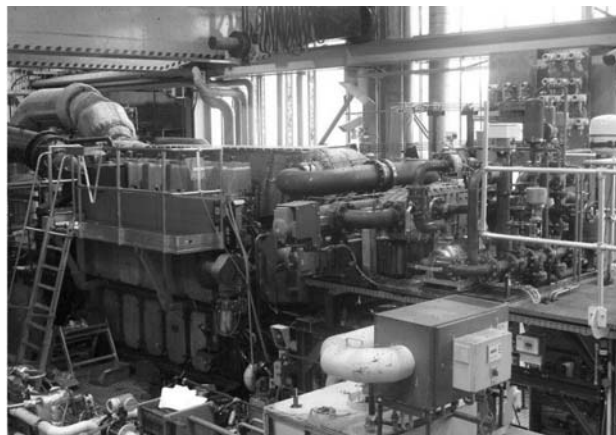


Рис. 2. Опытный двигатель MaK6M32C на стенде

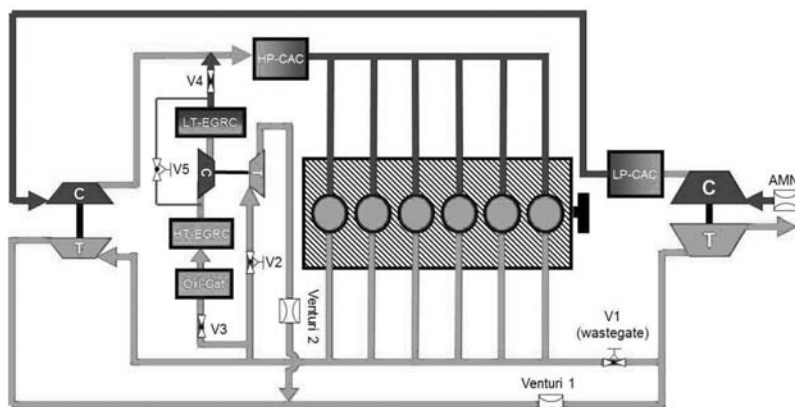


Рис. 1. Схема газозвушного тракта:

LP-CAC — воздухоохладитель низкого давления; HP-CAC — воздухоохладитель высокого давления; V# — клапаны; Venturi# — сопло Вентури; C — компрессор; T — турбина; AMN — сопло расходомера; Oxi-Cat — окислительный нейтрализатор; HT-EGRC — высокотемпературный охладитель EGR; LT-EGRC — низкотемпературный охладитель EGR

На рис. 2 показаны двигатель, установленный на стенде. Компоненты EGR для удобства обслуживания размещены на отдельной платформе.

Результаты испытаний

Испытания проводились в три этапа. На первом этапе оценивалась правильность общей компоновки системы; на втором — в широком диапазоне варьировались параметры рециркуляции и значения коэффициента избытка воздуха, чтобы оценить их влияние на характеристики вредных выбросов и на основные рабочие параметры двигателя; на третьем — система впрыска common

rail была усовершенствована таким образом, чтобы обеспечить многократный впрыск топлива под высоким давлением.

Этап 1. Основные исследования

На переоборудованном опытном образце дизеля были проведены испытания, в ходе которых измерялись рабочие параметры двигателя при трех значениях угла установки заслонки, определяющей степень EGR. При этом значения нагрузки и частоты вращения устанавливались в соответствии с принятым испытательным циклом для определения вредных выбросов.

Если заслонка EGR полностью открыта, при работе по испытательному циклу E2 показатели выбросов NO_x по IMO Tier-III достигались без каких-либо дополнительных мероприятий (рис. 3). При этом, как и ожидалось, дымность ОГ намного превышала предельно допустимый уровень $\text{FSN} = 0,4$, особенно на малых нагрузках (рис. 4). Если заслонка EGR полностью закрыта, дымность близка к нулю, а выбросы NO_x были несколько меньше допустимых по IMO Tier-II.

В следующем цикле экспериментов изменение степени EGR происходило плавно при определенных значениях нагрузки. Как видно из рис. 5, при нагрузке 75 % зависимость степени EGR от положения заслонки носит линейный характер до тех пор, пока заслонка не откроется наполовину, после чего степень EGR остается неизменной на уровне порядка 20 %.

Соотношение между выбросами NO_x и дымностью ОГ от параметров впрыска не зависит (рис. 6). Однако если степень EGR достаточно велика, то повышение давления впрыска и более раннее начало впрыска могут снизить удель-

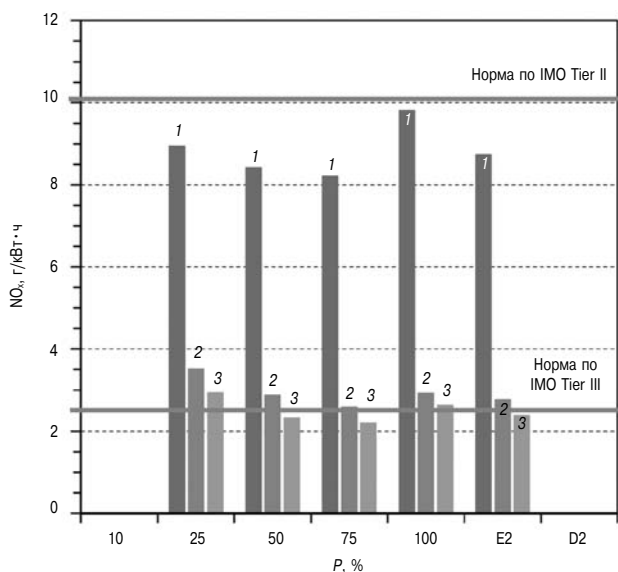


Рис. 3. Выбросы NO_x при наличии и отсутствии EGR:
1 — EGR поворот заслонки 0 %; 2 — EGR поворот заслонки 43 %; 3 — EGR поворот заслонки 100 %

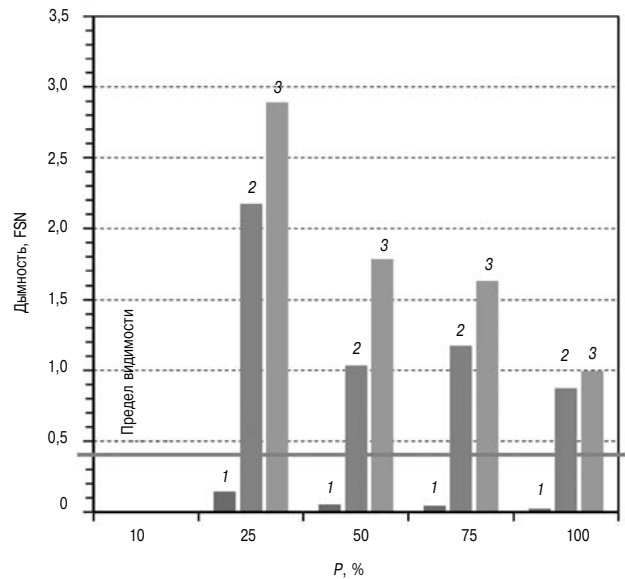


Рис. 4. Дымность ОГ при включенной и выключенной системе EGR:
1 — EGR поворот заслонки 0 %; 2 — EGR поворот заслонки 43 %; 3 — EGR поворот заслонки 100 %

ный расход топлива до 4 г/кВт·ч при том же уровне выбросов NO_x (рис. 7).

В области малых нагрузок характер этих зависимостей изменяется. При повышении давления впрыска сажеобразование может быть снижено, однако расход топлива при этом растет (на рисунке не показано). Возможно, энергозатраты на повышение давления впрыска превышают эффект от повышения термического КПД.

В ходе проведения испытаний отмечалось падение максимально достижимой степени EGR. Это происходило главным образом из-за увели-

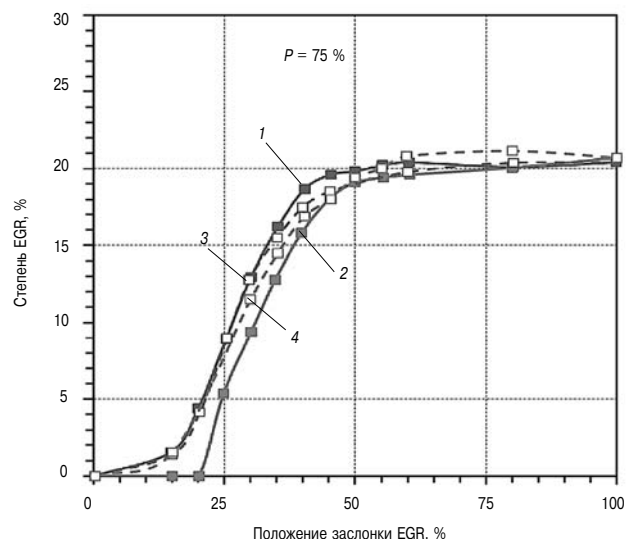


Рис. 5. Зависимость степени EGR от положения заслонки. Характеристики впрыска:
1 — низкое давление, позднее начало; 2 — низкое давление, раннее начало; 3 — высокое давление, позднее начало; 4 — высокое давление, раннее начало

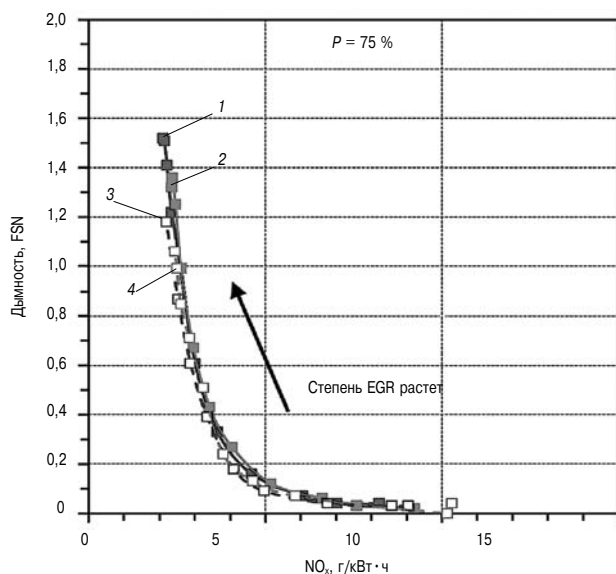


Рис. 6. Соотношение между дымностью ОГ и NO_x . Характеристики впрыска:

1 — низкое давление, позднее начало; 2 — низкое давление, раннее начало; 3 — высокое давление, позднее начало; 4 — высокое давление, раннее начало

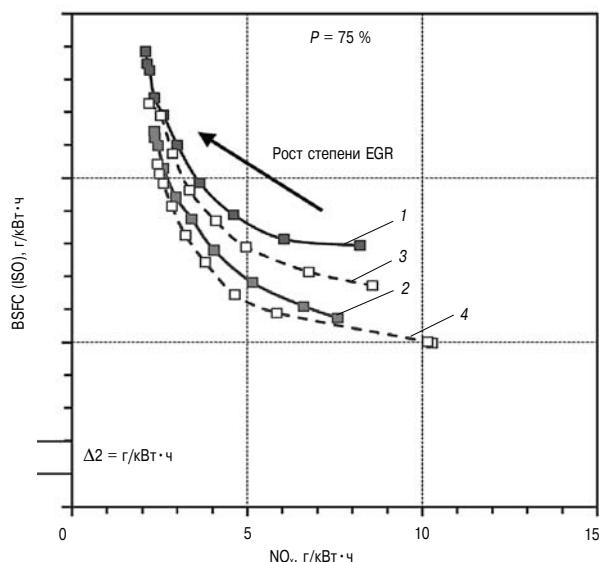


Рис. 7. Соотношение между расходом топлива и NO_x . Характеристики впрыска:

1 — низкое давление, позднее начало; 2 — низкое давление, раннее начало; 3 — высокое давление, позднее начало; 4 — высокое давление, раннее начало

чения гидравлических потерь и сильного засорения низкотемпературного охладителя EGR, между ребрами которого наблюдались мощные отложения сажи (рис. 8).

Характер этих отложений по ходу потока менялся. Вблизи входа охладителя отложения были сухими и легко удалялись. Несколько дальше они образовывали липкий слой, полностью забивающий межреберное пространство. За пределами этой зоны поверхности охладителя оставались относительно чистыми. Наиболее вероятное

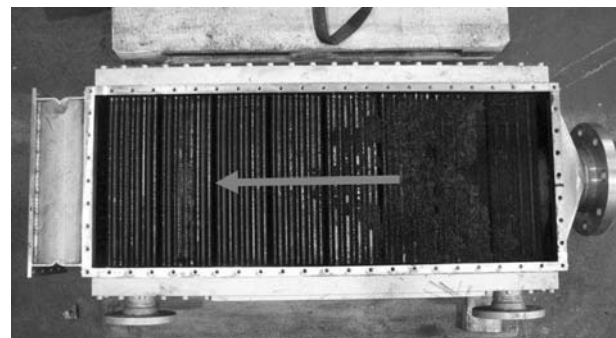


Рис. 8. Отложения сажи между ребрами низкотемпературного охладителя EGR

объяснение этого явления — зависимость между температурой внутри охладителя и разными температурами точки росы серной кислоты и конденсата воды (рис. 9). Температура поступающих в охладитель ОГ равна примерно 200°C . Когда она становится ниже точки росы серной кислоты, небольшое количество конденсата образует липкую пленку на внутренних поверхностях охладителя, что приводит к слипанию частиц сажи. Это, как ни странно, происходит даже при работе на топливе, содержащем менее 0,1 % серы, которое используется в зонах ЕСА.

По мере снижения температуры ОГ, которая со временем становится ниже точки росы, образуется большое количество конденсата, смывающее отложения, накопившиеся в последней секции. Чтобы продолжить испытания, охладитель пришлось убрать. Это было возможным, поскольку ОГ при рециркуляции смешиваются с холодным воздухом до охладителя и температура воздушного заряда остается на требуемом уровне.

Благодаря малому содержанию серы в смеси воздуха и ОГ интенсивность загрязнения снизилась, поэтому время до замены охладителя увеличилось. При этом для поддержания выбросов NO_x на прежнем уровне требовалась более высо-

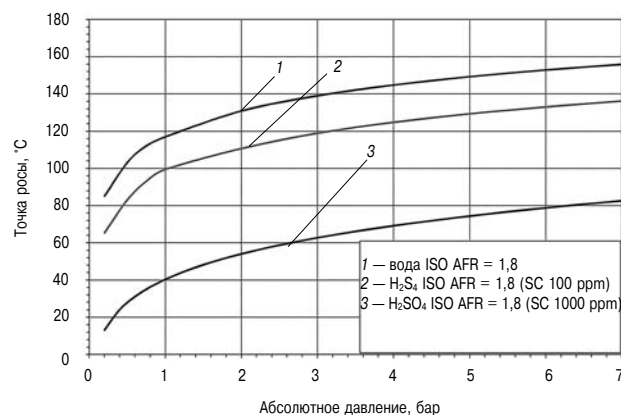


Рис. 9. Изменение точки росы от давления и температуры:

SC — серная кислота

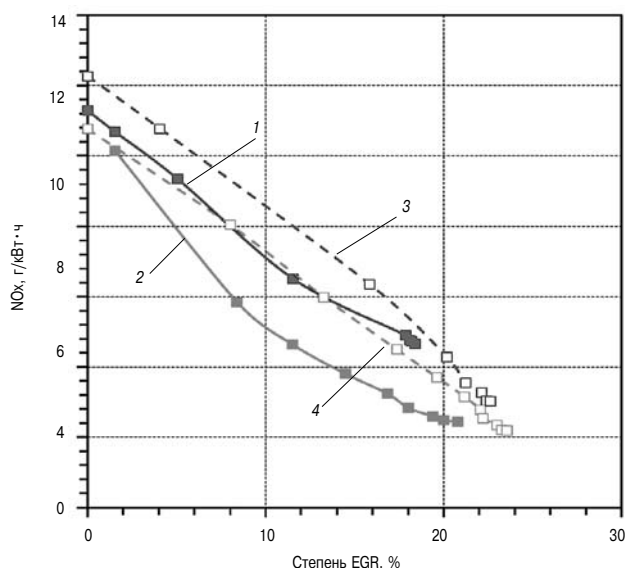


Рис. 10. Влияние низкотемпературного охладителя EGR:

1 — $P = 25\%$ с LT охладителем EGR; 2 — $P = 75\%$ с LT охладителем EGR; 3 — $P = 25\%$ без LT охладителя EGR; 4 — $P = 75\%$ без LT охладителя EGR

кая степень EGR. Увеличить степень EGR оказалось возможным настолько, что выбросы NO_x не превышали предельно допустимый уровень IMO Tier-III даже при малых нагрузках (рис. 10).

Одним из критических моментов рассматриваемой концепции является согласование работы турбокомпрессоров. Как показано на рис. 11, в зависимости от рабочего режима кривые соотношения между расходом и степенью повышения давления для компрессоров высокого и низкого давления смещаются. При закрытой заслонке EGR это ведет к увеличению объемного расхода обоих компрессоров.

Увеличение давления газов перед турбиной высокого давления сопровождается ростом степени повышения давления, в то время как степень повышения давления в компрессоре низкого давления остается примерно на том же уровне, что и при включенной системе EGR. Это означает, что без EGR характеристика компрессора низкого давления находится в зоне рабочих режимов с низким КПД.

При отключенной системе EGR характеристики могут быть смещены регулированием положения заслонки. При открытии заслонки степень повышения давления и объемный расход через компрессор высокого давления уменьшается, тогда как степень повышения давления компрессора низкого давления растет, при почти постоянном значении объемного расхода.

Это приводит к некоторому снижению КПД компрессора высокого давления, при этом резко возрастает КПД компрессора низкого давления.

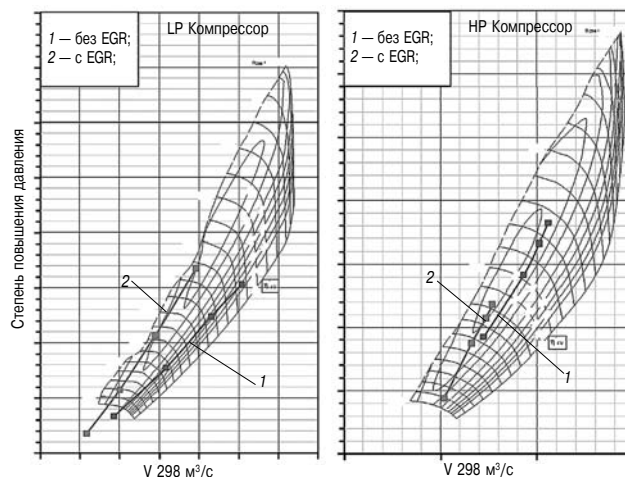


Рис. 11. Характеристики турбокомпрессоров

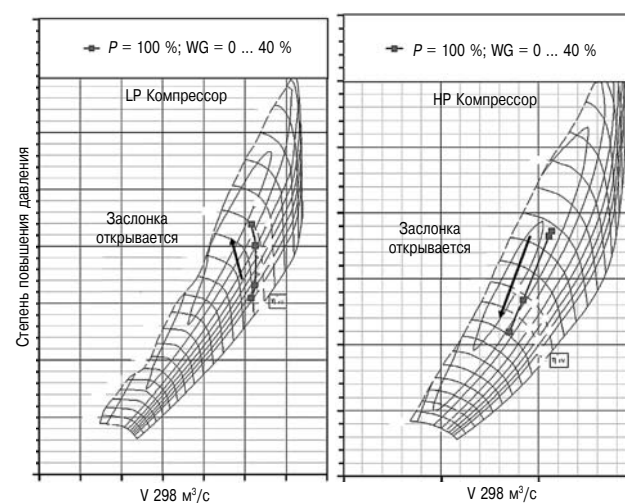


Рис. 12. Действие заслонки на положение расходной характеристики двигателя

В результате происходит незначительное снижение выбросов NO_x при почти постоянном значении КПД двигателя (рис. 13). Этот эффект может быть использован для снижения удельного расхода топлива за счет более раннего впрыска. Кроме

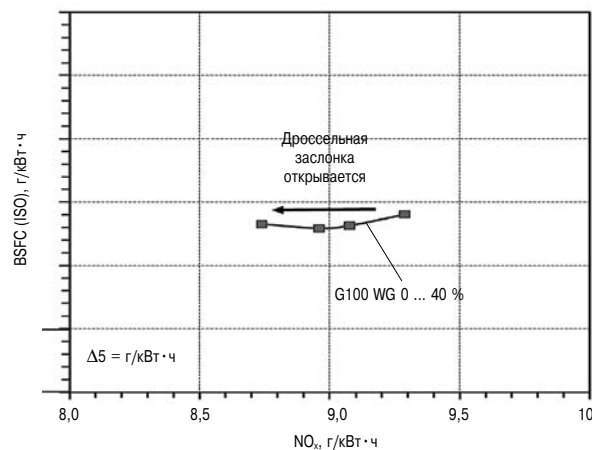


Рис. 13. Зависимость между расходом топлива BSFC и выбросами NO_x при изменении положения заслонки

того, открытие заслонки ограничивает скорость вращения турбины высокого давления, снижает давление воздуха на всасывании и максимальное давление в цилиндре.

Этап 2. Оптимизация системы

Первый этап испытаний показал достаточно хорошее соответствие расчетных и фактических результатов при данной конфигурации системы. Для дальнейшего улучшения экологических показателей и КПД обычно используют один из двух методов: оптимизацию общего коэффициента избытка воздуха либо оптимизацию рабочего процесса путем подбора локального коэффициента избытка воздуха.

Оптимизация общего коэффициента избытка воздуха. На этапе 1 требуемый уровень снижения выбросов NO_x был достигнут не для всех значений нагрузки, поэтому была предпринята попытка повысить степень EGR. Для этого пришлось уменьшить диаметр соплового аппарата турбины высокого давления, вследствие чего возросло давление в выпускном тракте. Тем самым был достигнут более благоприятный «компромисс» между дымностью ОГ и выбросами NO_x , а также удельным расходом топлива (рис. 14 и 15).

Помимо уменьшения диаметра соплового аппарата турбины, известен еще один способ снижения выбросов NO_x — изменение температуры воздушного заряда в цилиндре. Для этого требуется раньше закрывать впускной клапан до НМТ, тогда в последней фазе такта впуска воздушный заряд в цилиндре будет расширяться и охлаждаться.

Этот способ носит название цикла Миллера. На этапе эскизного проектирования была поставлена задача обеспечить наименьшую степень EGR для того, чтобы сохранить дымность ОГ на

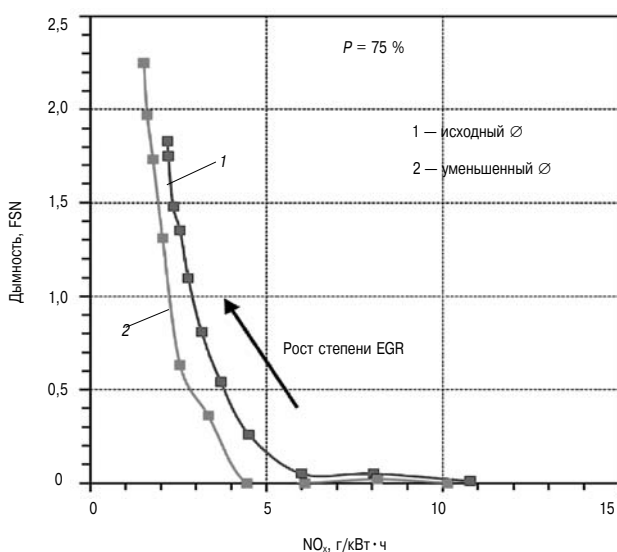


Рис. 14. Влияние диаметра соплового аппарата турбины на соотношение дымности ОГ и выбросов NO_x

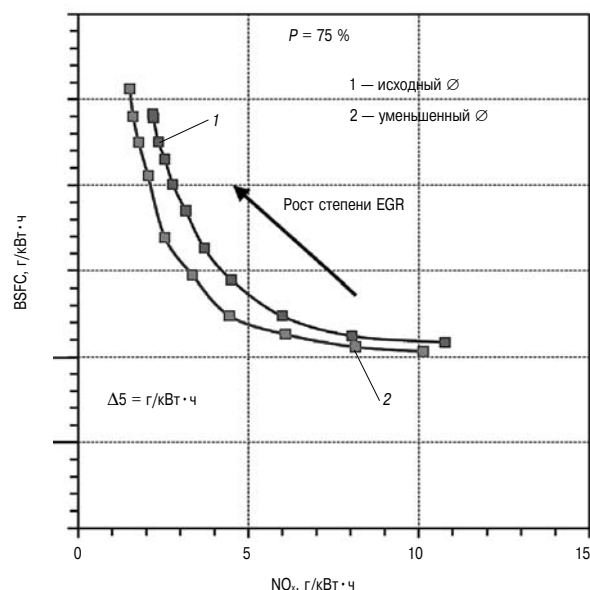


Рис. 15. Влияние диаметра соплового аппарата турбины на соотношение термического КПД и выбросов NO_x

минимальном уровне и одновременно снизить выбросы NO_x за счет эффекта Миллера. Поэтому при проведении испытаний усиление эффекта Миллера не предусматривалось. Однако закон открытия впускного клапана был изменен таким образом, чтобы клапан открывался позже, при этом степень EGR возросла, а результаты оказались не совсем такими, как ожидалось.

Как видно из рис. 16, при нагрузке 75 % зависимость между выбросами NO_x и дымностью ОГ практически не меняется, а термический КПД цикла увеличивается (рис. 17). При нагрузках менее 50 % двигатель все равно должен работать с поздним открытием впускного клапана — во избежание резкого роста дымности ОГ при высоких значениях степени EGR.

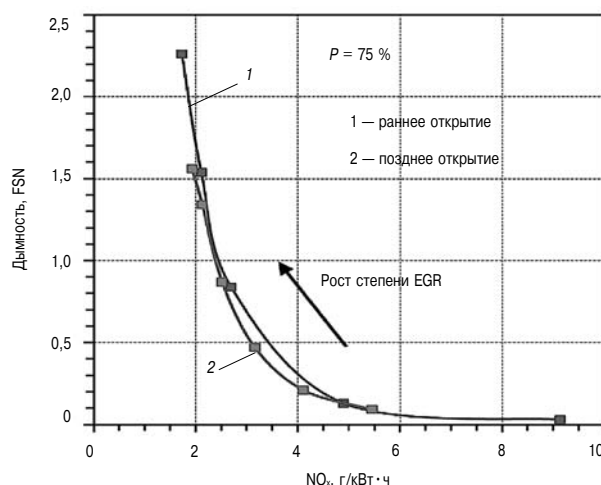


Рис. 16. Влияние фазировки впускного клапана и соотношение дымности ОГ и выбросов NO_x

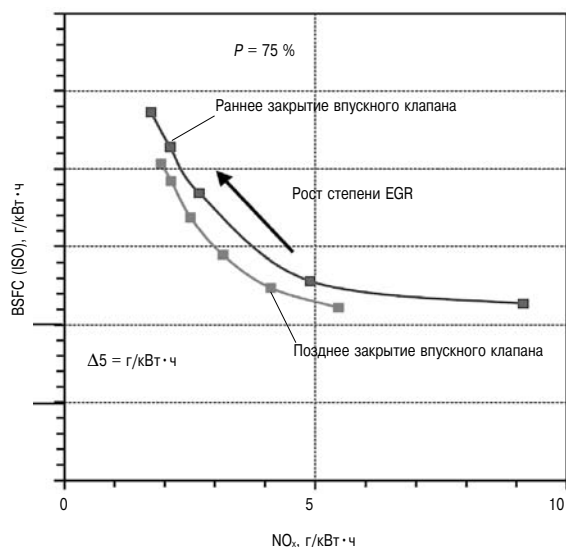


Рис. 17. Влияние фазировки впускного клапана, соотношение термического КПД и выбросов NO_x

Оптимизация параметров впрыска. Несмотря на то, что изменения фазировки впуска и конфигурации выпускного тракта, внесенные в конструкцию базового двигателя, позволили несколько улучшить показатели дымности ОГ и КПД, дымность ОГ при работающей системе EGR оказалась достаточно высокой, даже при больших нагрузках. Для улучшения качества рабочего процесса была предпринята попытка оптимизации смесеобразования. Как известно, повышение давления впрыска приводит к более качественному распыливанию топлива, увеличивая тем самым общую поверхность топливных капель.

При этом повышается скорость горения, уменьшается расход топлива и снижается сажеобразование. Поэтому для некоторых режимов нагрузки давление впрыска было увеличено до

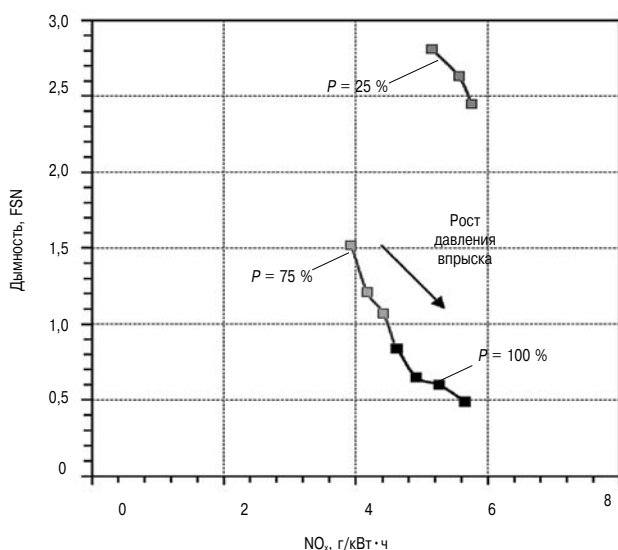


Рис. 18. Влияние давления впрыска на уровень выбросов

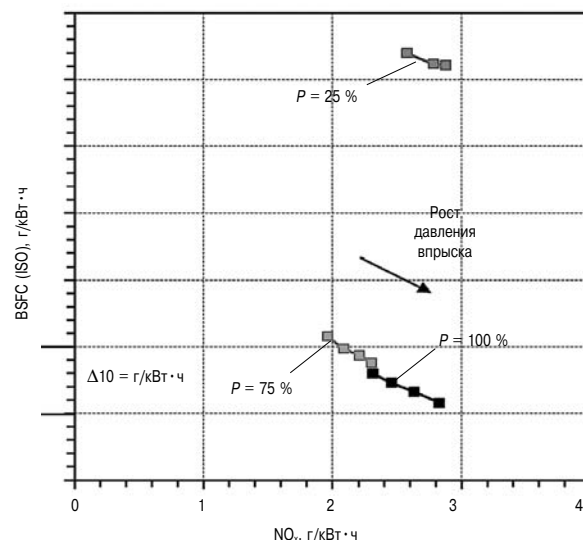


Рис. 19. Влияние давления впрыска на КПД двигателя

максимально возможного, определяемого конструкцией системы common rail.

В результате дымность ОГ на всех нагрузочных режимах резко уменьшилась, хотя все еще оставались достаточно высокой (рис. 18). При этом снижение удельного расхода топлива составило от 4 до 5 г/кВт·ч (рис. 19).

При этом дополнительный расход мощности, связанный с повышением давления впрыска в ТНВД, будет с избытком компенсирован повышением термического КПД двигателя за счет более интенсивного испарения топлива.

Еще один возможный способ снижения дымности ОГ — разделенный впрыск топлива. Впрыск небольшого количества топлива после окончания главного впрыска повышает скорость горения топлива в конце такта расширения, что будет способствовать окислению остатков сажи.

Этот способ позволяет снизить дымность ОГ до 1 FSN по сравнению с обычным впрыском (рис. 20). При этом изменение концентрации NO_x

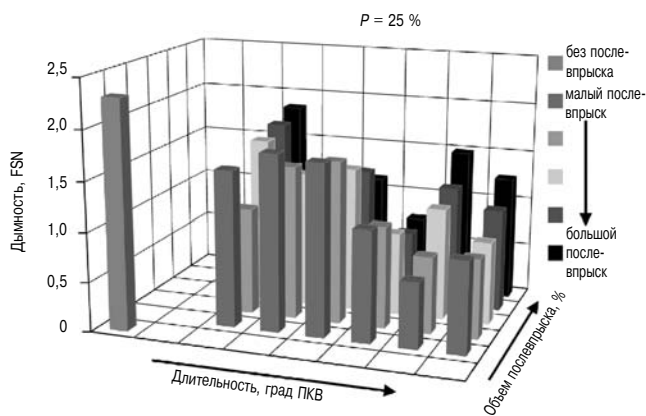


Рис. 20. Влияние второго впрыска на сажеобразование

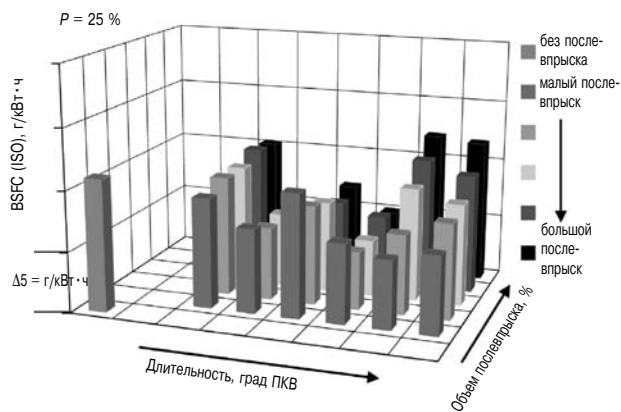


Рис. 21. Влияние второго впрыска на КПД

(не показанное на рисунке) незначительно, а расход топлива даже немного снижается (рис. 21).

Параметры топливного факела зависят не только от давления и закона впрыска. Большое значение имеют размеры и эффективное проходное сечение отверстий распылителя.

На рис. 22 и 23 показано сравнение результатов для двух вариантов распылителя, отличающихся диаметром сопловых отверстий и, следовательно, расходными характеристиками. Распылитель с меньшим диаметром отверстий увеличивает длительность процесса сгорания. При постоянных параметрах впрыска компромисс между дымностью ОГ и выбросами NO_x достигается значительно легче. При нагрузке 25 % и том же уровне выбросов NO_x дымность ОГ уменьшается на 0,5 FSN, и эта тенденция сохраняется во всем диапазоне нагрузок.

Также проще достигается компромисс между дымностью ОГ и выбросами NO_x с уменьшением размеров сопловых отверстий (при нагрузке

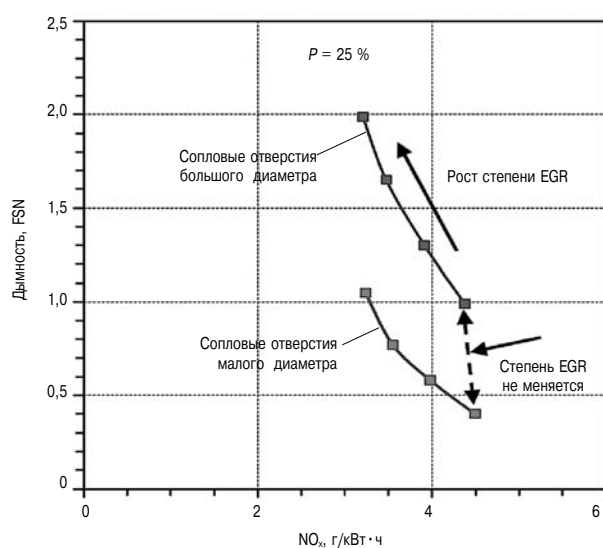


Рис. 22. Влияние размеров отверстий распылителя на выбросы

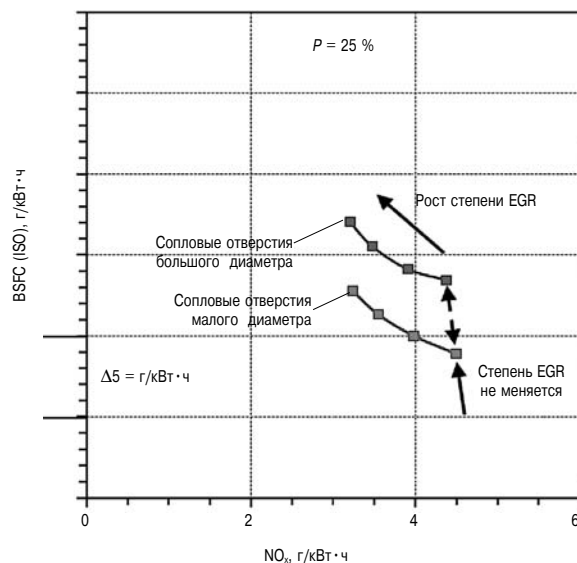


Рис. 23. Влияние размеров отверстий распылителя на КПД

25 %). Этот положительный эффект усиливается при дальнейшем снижении нагрузки (ниже 25 %) и ослабляется при ее увеличении.

Отрицательное влияние продолжительного впрыска на КПД двигателя при более высоких нагрузках может быть компенсировано за счет повышения давления впрыска. Более тонкий распыл топлива способствует интенсификации сгорания, что ведет к росту выбросов NO_x . Чтобы вернуть выбросы NO_x на прежний уровень, необходимо увеличить степень EGR (рис. 24).

Это означает, что размер отверстий распылителя желательно оптимизировать при определенном давлении впрыска на некоторой средней нагрузке, а с ростом нагрузки давление впрыска будет расти, поэтому длительность впрыска будет соответственно снижаться.

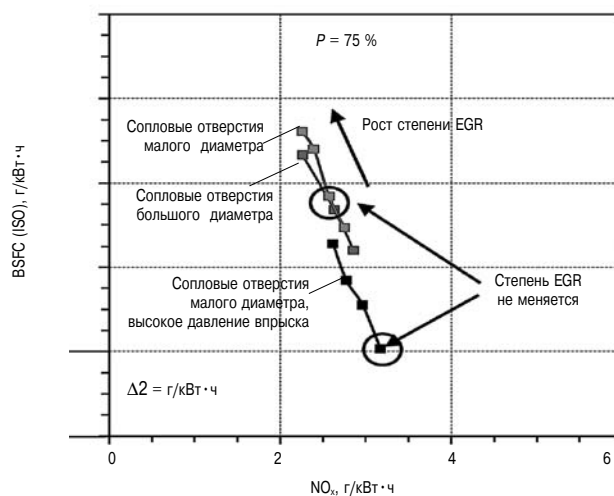


Рис. 24. Влияние размеров отверстий распылителя и давления впрыска на КПД при нагрузке 75 %

Этап 3. Окончательная конфигурация системы

На заключительном этапе испытаний топливная аппаратура была усовершенствована за счет применения новой системы common rail, позволяющей увеличить давление впрыска и реализовать функцию разделенного впрыска.

В новой системе common rail функцию аккумуляторов выполняют полости в форсунках, а не общий коллектор, как прежде. При этом снизились потери давления на участке между аккумулятором и соплами, а давление впрыска в течение одного цикла практически остается постоянным. Кроме того, была сведена к минимуму неравномерность подачи через отдельные сопловые отверстия, поскольку пульсации давления в новой системе меньше, чем в стандартном варианте common rail.

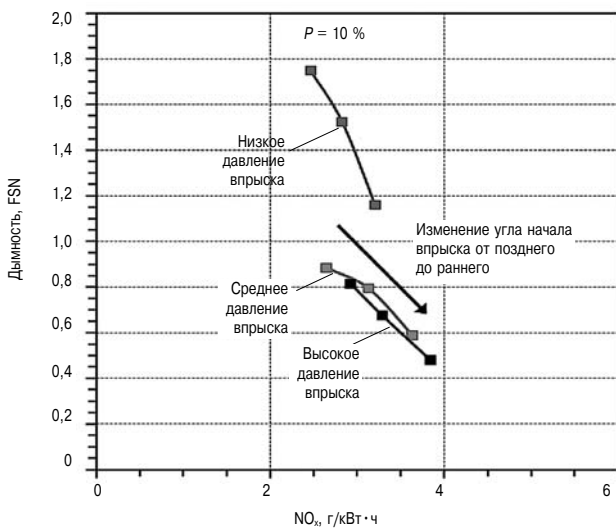


Рис. 25. Влияние параметров впрыска на выбросы при нагрузке 10 %

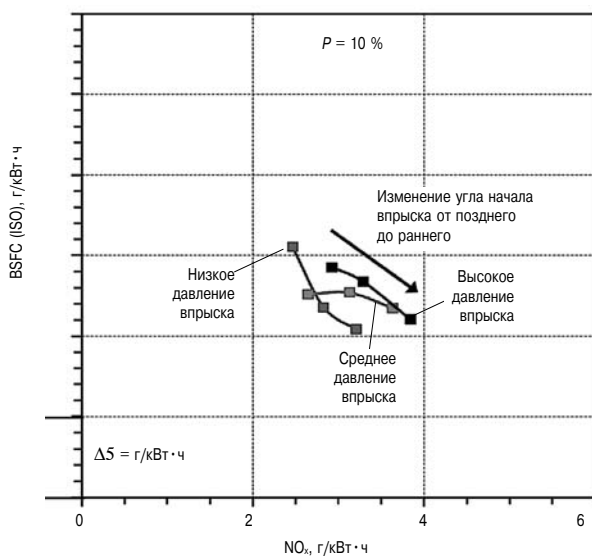


Рис. 26. Влияние параметров впрыска на КПД при нагрузке 10 %

На заключительном этапе испытаний на каждой нагрузочной ступени степень EGR задавалась на уровне порядка 22 %, при этом варьировались давление и фазы впрыска. В испытаниях использовались форсунки с малыми сопловыми отверстиями, показавшие лучший результат при работе со стандартной системой common rail. При работе в широком диапазоне нагрузок увеличение давления впрыска от «низкого» до «среднего» привело к значительному снижению дымности ОГ при незначительном росте выбросов NO_x . Дальнейшее увеличение давления впрыска к сколько-нибудь заметному эффекту не привело (рис. 25).

Дымность ОГ по сравнению со стандартной системой common rail значительно снизилась и стала еле заметной. Удельный расход топлива с увеличением давления впрыска возрастает (рис. 26). Поскольку выбросы NO_x при работе с нагрузкой 10 % не регламентируются, для этого режима могут быть выбраны максимальные

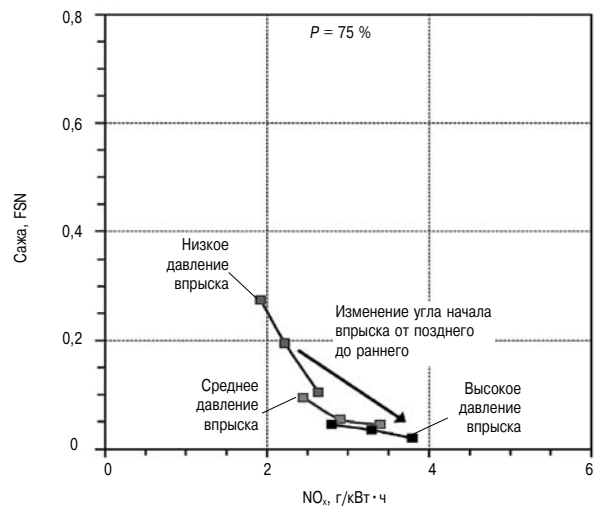


Рис. 27. Влияние параметров впрыска на выбросы при 75 %-ной нагрузке

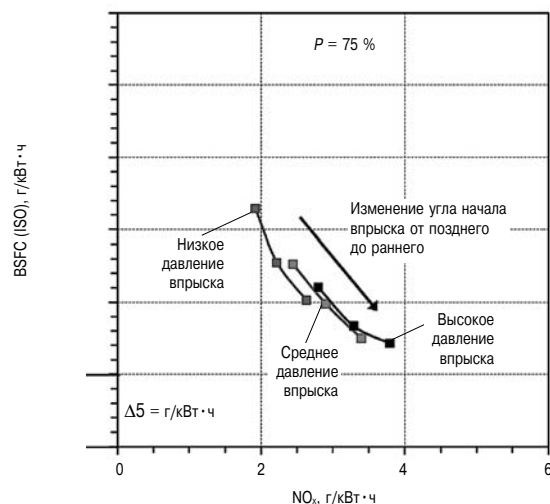


Рис. 28. Влияние параметров впрыска на КПД при 75 %-ной нагрузке

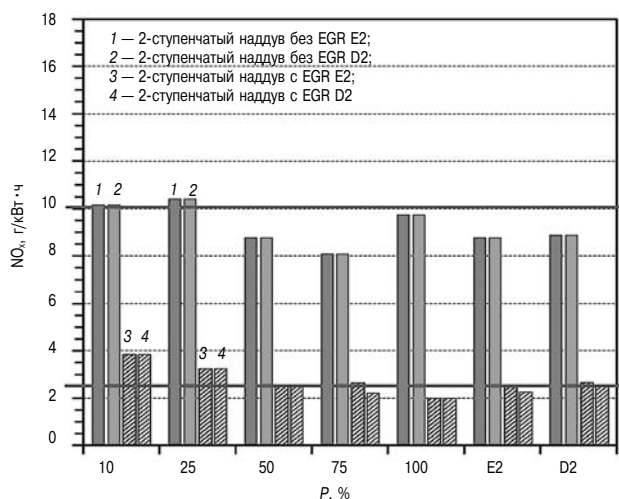


Рис. 29. Окончательные значения выбросов NO_x

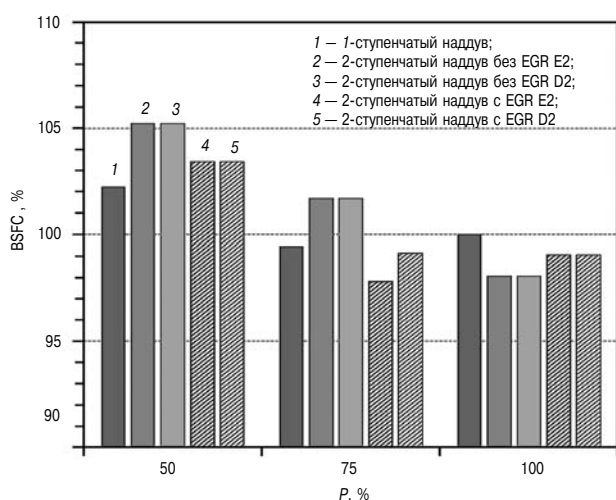


Рис. 30. Окончательные значения расхода топлива

давление впрыска и раннее начало впрыска, при условии, что выбросы NO_x на других нагрузочных режимах будут достаточно малы, чтобы компенсировать это при расчете средневзвешенного значения.

При более высоких нагрузках (типичная величина — 75 %) картина несколько меняется. Повышение давления впрыска по-прежнему сводит дымность ОГ к минимуму, но, по сравнению с зоной больших нагрузок этот эффект проявляется гораздо слабее (рис. 27). К тому же этот дым в ОГ практически не виден, поэтому здесь имеется возможность снижать выбросы NO_x по максимуму.

В зоне малых нагрузок оптимальным вариантом компромисса между расходом топлива и выбросами NO_x является минимизация давления впрыска (рис. 28).

На данном этапе испытания проводились на всех нагрузках соответствующих циклов. Для

оптимизации параметров выбросы NO_x были рассчитаны для циклов E2 и D2 при всех возможных сочетаниях параметров. По результатам испытаний были выбраны оптимальные сочетания, где выполнялись требования экологических нормативов при минимально возможном расходе топлива (рис. 29 и 30).

Заключение

На экспериментальном двигателе 6M32C была продемонстрирована возможность достижения показателей выбросов NO_x на уровне IMO Tier-III за счет применения EGR. Установка с двухступенчатым наддувом и контуром EGR высокого давления давала возможность как включать, так и отключать систему EGR. С отключенной системой EGR обеспечивались показатели выбросов NO_x на уровне IMO Tier-II с большим запасом. В обоих вариантах видимый дым не наблюдался во всем диапазон нагрузок.

Такого результата удалось добиться, главным образом, благодаря новой системе common rail со встроенным аккумулятором высокого давления. Это позволило значительно увеличить давление впрыска по сравнению со стандартным вариантом common rail. Для снижения дымности ОГ при работе с EGR в новой системе common rail был применен послевпрыск. Возможность оперативного переключения между обоими режимами обеспечивалась управляемым клапанным механизмом со сдвигом фазировки впускного клапана (цикл Миллера) от умеренного до сильного. По удельному расходу топлива оба варианта двигателя — исходный с одноступенчатым наддувом (IMO Tier-II) и опытный с двухступенчатым наддувом (IMO Tier-III) отличались мало.

Несмотря на то, что конфигурация экспериментального двигателя дает определенные преимущества, она оказалась достаточно сложной, что не может не отражаться на стоимости будущих серийных изделий. Главной проблемой оказалась сажа, накапливающаяся в тракте EGR, особенно когда температура газа или стенок падает ниже точки росы серной кислоты или воды. Кроме того, несмотря на использование малосернистого топлива, конденсация серной кислоты вызывает коррозию даже тех компонентов, которые выполнены из нержавеющей стали. Для внедрения рассматриваемой концепции в серию потребуются продолжение исследований и разработка новых технологий.

Литература

1. International maritime organization, MARPOL ANNEX VI and NTC 2008, 2013 Edition, July 2013.

РАЗРАБОТКА И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ «GENERAL ELECTRIC», СООТВЕТСТВУЮЩИХ ТРЕБОВАНИЯМ EPA TIER 4 И IMO TIER III

Rob Mischler, John Dowell
GE Transportation

Введение

В 1998 г. Управление США по Охране Окружающей Среды (EPA) опубликовало первый нормативный документ, ограничивающий вредные выбросы для судовых и тепловозных дизелей мощностью более 37 кВт. Этот документ устанавливал несколько ступеней предельно допустимых вредных выбросов (в порядке убывания) — Tier 0, Tier 1 и Tier 2. Эти уровни (в зависимости от области применения, мощности и рабочего объема двигателя) постепенно вводились в действие с 2000 по 2007 г. В 2008 г. EPA выпустило новую редакцию, устанавливающую уровни Tier 3 и Tier 4, которые вводились в действие с 2012 по 2017 г. В период с 2000 по 2016 г. Международная Морская Организация (IMO)

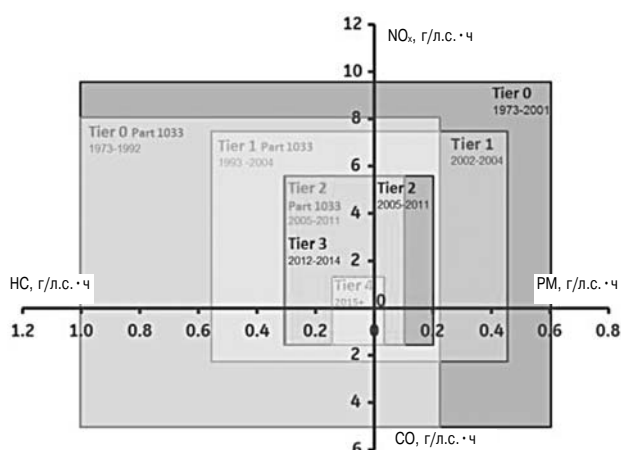


Рис. 1. Предельнодопустимые выбросы (нормативы EPA)

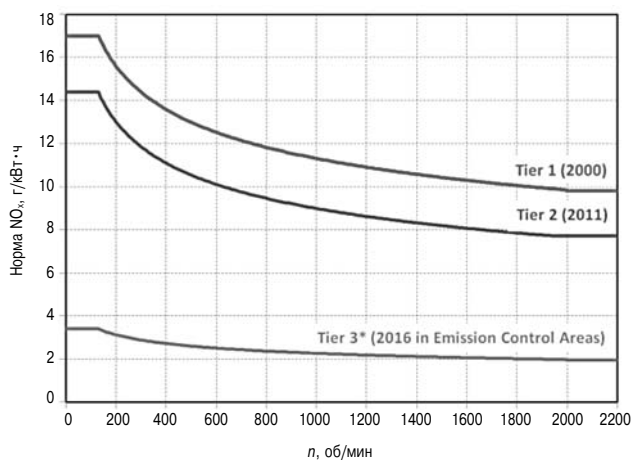


Рис. 2. Предельно-допустимые выбросы от судовых двигателей (нормативы IMO)

вводила в действие аналогичные нормативы (MARPOL), устанавливающие уровни от Tier-I до Tier-III (рис. 1 и 2).

В конце 1990-х гг. компания «General Electric», учитывая тенденцию постоянного ужесточения требований к вредным выбросам, приняла решение о создании нового ряда дизелей, отличающихся лучшими экологическими показателями, более высоким КПД и большей надежностью. Для североамериканского рынка был разработан среднеоборотный тепловозный двигатель «Evolution» с диаметром цилиндра 250 мм, удовлетворяющий требованиям EPA Tier 2 [1]. В 2008 г. этот ряд был расширен за счет создания рядных и V-образных судовых двигателей [2]. Основные характеристики этих двигателей приведены в таблице, а на рис. 3 представлен весь мощностной ряд двигателей, выпускаемых «GE Transportation».

Семейства двигателей L/V250 и Evolution:
основные характеристики

	Судовые				Тепловозные
Модель	6L250	8L250	12V250	16V250	Evo 12
Диаметр цилиндра, мм	250				
Ход поршня, мм	320				
Число цилиндров	6	8	12	16	12
Скорость, об/мин	900/ 1000	900/ 950			
Мощность, кВт	1700/ 1900	2250/ 2500	3150/ 3500	4200/ 4650	3357
ВМЕР, бар	24		22,3		23,8/22,5
Угол развала блоков	0°		45°		
Длина, мм	4933	5823	5284	6234	4671
Высота, мм	2740	2790	3636	4066	2754
Ширина, мм	1880		2693		1557
Сухой вес, кг	19795	23356	26450	35270	23292

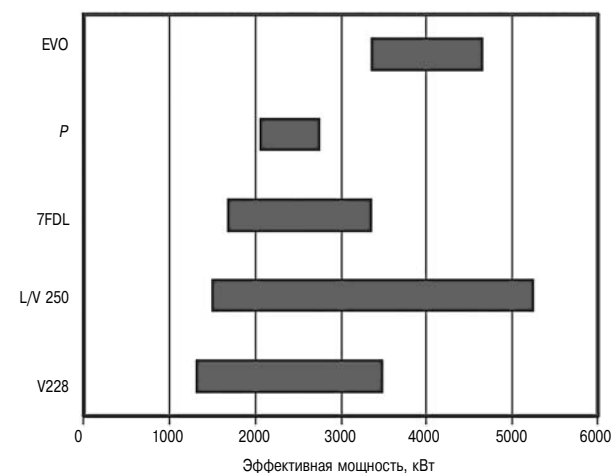


Рис. 3. Мощностные ряды транспортных двигателей GE

Затем были созданы двигатели, удовлетворяющие требованиям IMO Tier-II и EPA Tier 3 [3], конструктивные особенности и характеристики которых более подробно описаны ниже.

Области применения

С точки зрения сферы применения, крупные среднеоборотные дизели для грузовых тепловозов и теплоходов имеют много общего. Поэтому их производители в большинстве случаев выпускают такие двигатели как в судовом, так и в тепловозном исполнении. По этой же причине ЕРА были одновременно разработаны нормативы для обоих вариантов [4]. Однако между ними есть определенные различия, существенно влияющие на конструкцию двигателя.

Ограничения для тепловозных дизелей

Что касается тепловозных двигателей, то основные размеры их поперечного сечения ограничены объектом их установки. Некоторые типичные примеры соответствующих максимальных размеров (клиренс-диаграммы) показаны на рис. 4.

Размеры двигателя, капота и проходов для персонала должны укладываться в заданные пределы во избежание контактов с элементами железнодорожной инфраструктуры — тоннелями, сигнальными устройствами и бункерами. С учетом этого обстоятельства, для двигателя Evolution выбрана компоновка с углом развала блоков 45 градусов и центральным расположением воздушной и газовой магистралей, как показано на рис. 5.

Ввиду ограничений по ширине и высоте двигателя его вспомогательные устройства, такие как топливные насосы и фильтры, воздухоохладители, водяные и масляные радиаторы и фильтры приходится выносить в другие отсеки подкапотного пространства, в результате чего весь силовой агрегат получается относительно длинным и узким.

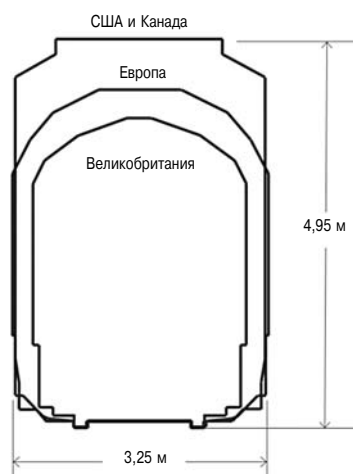


Рис. 4. Примеры клиренс-диаграмм

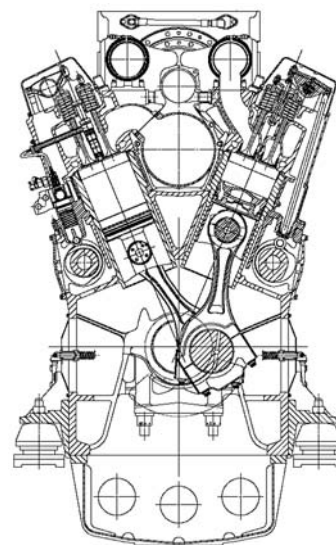


Рис. 5. Поперечное сечение двигателя Evolution класса EPA Tier 2

Одно из требований к тепловозному дизелю — способность работать в широком диапазоне изменений окружающих условий. Железные дороги Северной Америки находятся в самых различных высотных условиях — от 80 м ниже уровня моря до 2800 и более метров над уровнем моря. Есть страны, где высотные условия могут быть еще более экстремальными. Температура окружающего воздуха может изменяться от -40 до $+45$ °C и более. Но самое сложное — это прохождение тоннелей.

Длина железнодорожного тоннеля, не имеющего вентиляции, может превышать 3 км. При работе по системе нескольких единиц отработавшие газы и тепло от систем охлаждения первых по ходу поезда локомотивов попадают на впуск последующих. Температура воздуха в неветилируемых тоннелях может достигать 100 °C [5]. В подобных условиях критическим фактором становится запас мощности, который необходим для поддержания скорости, позволяющей проехать через тоннель достаточно быстро, чтобы машинистов не слишком долго подвергать воздействию экстремальных температур и дизельного выхлопа.

Способность к длительной работе при высоких температурах окружающего воздуха и к кратковременной работе при экстремальных температурах во время прохождения тоннелей особенно важна, когда ресурсы охлаждения ограничены. Это может быть связано с ограничениями по длине и ширине, налагаемыми железнодорожной инфраструктурой, а также с невозможностью использовать набегающий воздушный поток из-за ограниченности поперечного сечения и при работе поезда по системе многих единиц.

Ограничения для судовых дизелей

Требования, предъявляемые к тепловозным дизелям, в большинстве своем не противоречат требованиям к судовым дизелям, которые также выпускаются подразделением «GE Transportation». Ограничения по ширине для них менее жесткие, но относительно длинные агрегаты, типичные для тепловозов, в судовых условиях нежелательны.

Это обстоятельство диктует несколько иной характер размещения вспомогательного оборудования (теплообменники, фильтры, насосы, пульта управления и т. п.). Кроме того, конструкция картера должна учитывать такие факторы, как боковая и килевая качка.

Проектанты тепловозных дизелей имеют несколько более широкие возможности организовать независимое регулирование скорости и нагрузки путем управления топливоподачей и возбуждением тягового генератора. Это позволяет оптимизировать коэффициент избытка воздуха и КПД двигателя за счет выбора точек рабочего режима с помощью многопозиционного контроллера. Поле рабочих режимов судового двигателя значительно шире. Эти режимы разнятся для установок с винтами постоянного шага, с генераторными агрегатами, работающими при постоянной скорости, и с винтами регулируемого шага. На рис. 6 показано наложение оптимизированных карт рабочих режимов для тепловозного двигателя, управляемого с помощью многопозиционного контроллера, и судового двигателя с широким рабочим диапазоном.

В некоторых случаях условия динамического нагружения для судовых двигателей оказываются более жесткими, чем для двигателей грузовых тепловозов, хотя и для пассажирских тепловозов они могут быть ничуть не легче. Широкий рабочий диапазон в сочетании с интенсивными переходными процессами повышают требования

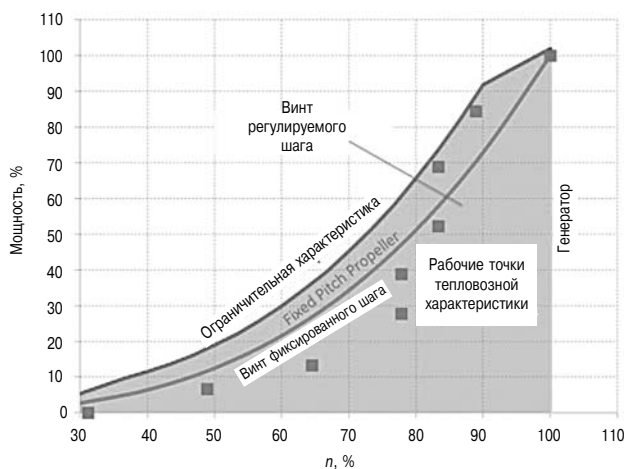


Рис. 6. Карты рабочих режимов для судового и тепловозного двигателей

к параметрам турбокомпрессора и к воздушному тракту, а также ограничивают возможности одновременной оптимизации и унификации тепловозных и судовых двигателей.

Методы снижения вредных выбросов

После опубликования окончательной редакции документа ЕРА, устанавливающего требования к дизелям класса Tier 4, компания GE приступила к детальному изучению возможных решений, которые бы позволили выполнить требования действующих и перспективных экологических нормативов. Некоторые из таких решений перечислены ниже. Это:

- селективное каталитическое восстановление (SCR);
- рециркуляция отработавших газов (EGR);
- цикл Миллера;
- окислительная каталитическая очистка (DOC);
- фильтрация твердых частиц (DPF);
- повышение давления в системе common rail;
- одно- и двухступенчатый турбонаддув;
- повышение предельно допустимого давления в цилиндре.

Важнейший вопрос, который предстояло решить на данном этапе, заключался в выборе метода снижения выбросов NO_x . Наиболее известные технологии — это SCR с использованием мочевины для очистки ОГ (DEF) в качестве расходного материала, и EGR. Выбор решения в значительной мере определялся тем, во что обойдется конечному потребителю двигателей классов Tier 4 и IMO Tier-III системы SCR. Было подсчитано, что затраты североамериканских железных дорог на закупку DEF (типа AdBlue) и создание соответствующей инфраструктуры составят примерно 1,5 миллиарда долларов США. Что касается судовых установок, то важно было определить, сколько дополнительного места на судне понадобится для размещения компонентов SCR. Компания GE пригласила контрагента — компанию «Jensen Maritime» — для исследования влияния принятой системы на конструкцию судна. Как показало это исследование, разработанная GE конструкция EGR, в сравнении с очисткой ОГ, обладает следующими преимуществами:

- EGR, по сравнению с другими решениями, экономит порядка 75 % пространства машинного отделения;
- вес установки при этом также снижается примерно на 75 %;
- не требуется дополнительное бортовое оборудование для хранения/подачи мочевины или береговая структура для ее производства и хранения.

После предварительного ранжирования рассмотренных технологий они все были приняты

в качестве возможных вариантов, за исключением SCR. Более подробную информацию об их сравнительной оценке и выборе концепции можно найти в докладе, опубликованном в материалах шанхайского конгресса CIMAC-2013 [6].

Конфигурация EGR

Одной из наиболее сложных задач при модификации дизеля с турбонаддувом с помощью системы EGR является организация подачи отработавших газов на всасывание. Дело в том, что в большинстве современных крупных двигателей с наддувом давление воздуха на всасывании не меньше, а часто даже больше, чем давление в выпускной магистрали. Поэтому, чтобы организовать рециркуляцию отработавших газов, недостаточно просто подсоединить выпускную магистраль к воздушному ресиверу.

Было рассмотрено несколько вариантов организации рециркуляции отработавших газов [7]. Четыре из них исследовались более подробно (рис. 7), а именно:

1. EGR с противодавлением, когда за турбиной турбокомпрессора устанавливается дроссельная заслонка, чтобы поднять давление в выпускной магистрали.

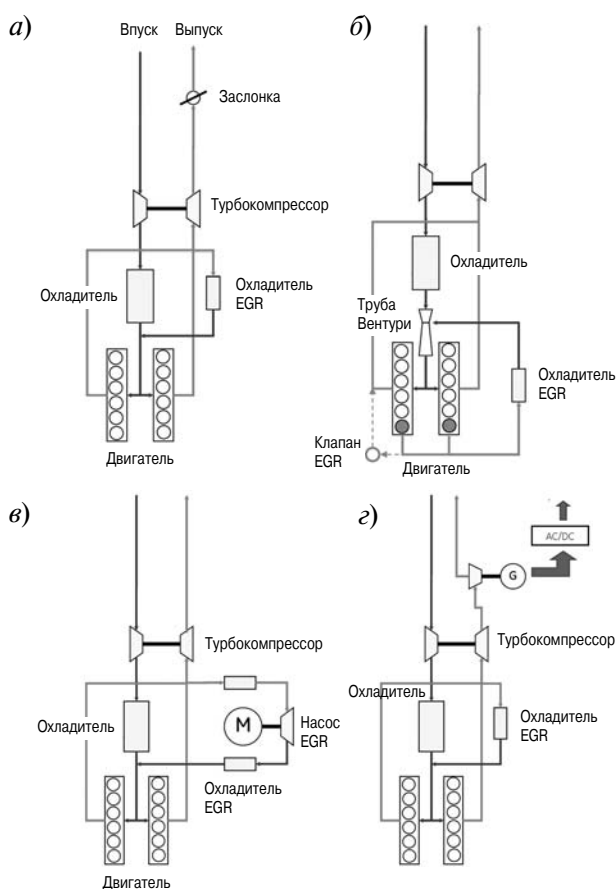


Рис. 7. Варианты архитектуры системы EGR:

а — противодавление в системе EGR; б — система с цилиндром-донором; в — система EGR с внешним насосом; г — турбокомпаундная система

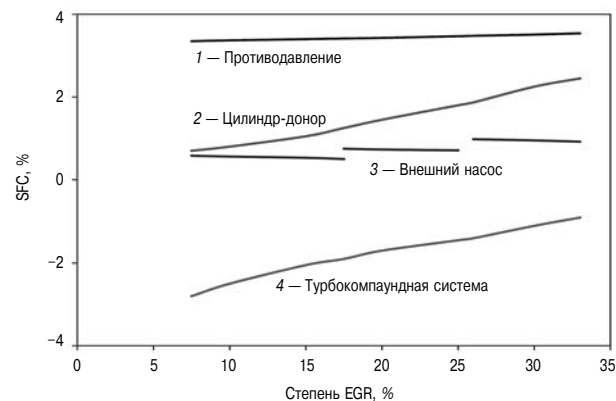


Рис. 8. Сравнение различных вариантов исполнения EGR по расходу топлива

2. Система с цилиндром-донором, где на всасывание отводятся отработавшие газы только от специально предназначенных для EGR цилиндров.

3. Внешний насос EGR, перекачивающий часть отработавших газов из выпускного коллектора во всасывающий ресивер.

4. Турбокомпаундная система EGR, в которой за турбокомпрессором расположена силовая турбина, использующая часть энергии отработавших газов. При этом давление в выпускном коллекторе повышается, что обеспечивает работу системы EGR.

По результатам данного этапа исследования можно сделать следующие выводы (рис. 8):

➤ Простейшим решением является система с противодавлением, ее недостаток — наибольший (по сравнению с остальными вариантами) дополнительный расход топлива.

➤ Единственное преимущество турбокомпаундной системы — меньший расход топлива, однако эта система самая сложная и дорогостоящая.

➤ Оптимальным компромиссом по критериям сложности, стоимости и расхода топлива является система EGR с цилиндром-донором.

➤ Система EGR с внешним насосом по всем критериям занимает промежуточное место в списке вариантов, но не имеет преимуществ относительно системы с цилиндром-донором.

В итоге, для проектирования была выбрана система EGR с цилиндром-донором

Оптимизация рабочих параметров

После того как с помощью трехмерного моделирования были выбраны принципиальные конструктивные решения и проведены испытания одноцилиндрового отсека (SCE), были построены опытные образцы многоцилиндровых двигателей. Предыдущий опыт создания двигателей GE показывает, что переход от одноцилиндрового отсека к многоцилиндровому двигателю сопро-

вождается небольшим ростом дымности ОГ (содержания частиц).

Обычно это объясняют увеличением массы растворимых органических фракций, поступающих из различных источников масла, которые в одноцилиндровом отсеке отсутствуют — таких как, например, система вентиляции картера и масляные уплотнения турбокомпрессора. Однако в нашем случае многоцилиндровые опытные образцы по выбросам частиц почти не отличаются от одноцилиндрового отсека, и не превосходят предела, заданного EPA Tier 4. Поэтому в процессе работы было необходимо понять, можно ли вообще отказаться от системы очистки ОГ в двигателях класса EPA Tier 4/IMO Tier-III.

На следующем этапе исследования было поставлено две цели. Во-первых, надо было найти такой интервал между режимами, сопровождающимися аномально высокими выбросами РМ, и режимами, сопровождающимися аномально высокими выбросами NO_x , где удовлетворялись бы нормативные требования по NO_x и РМ одновременно. Во-вторых, требовалось снизить выбросы как РМ, так и NO_x настолько, чтобы нормативные требования надежно удовлетворялись с учетом разброса обоих параметров, вызванного технологическими допусками, атмосферными условиями и нормальным износом.

На одноцилиндровом отсеке (рис. 9) был выполнен большой объем экспериментов, поддержанных трехмерным моделированием газодинамики рабочего процесса и одномерным моделированием цикла. При этом варьировались следующие параметры:

- число отверстий форсунки;
- угол распыла форсунки;
- расход топлива через форсунку;
- К-фактор распылителя;
- выступание наконечника распылителя;
- профили кулачковых валов;

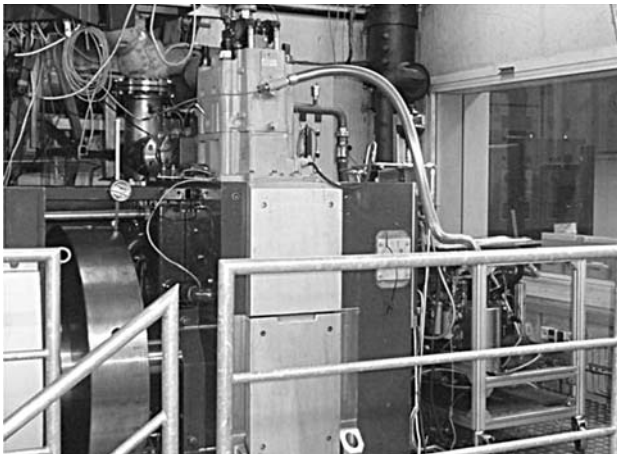


Рис. 9. Одноцилиндровый отсек дизеля на испытательном стенде

- степень сжатия;
- чистота обработки зеркала цилиндра;
- теплоотвод от воздухоохладителя (температура в воздушном ресивере);
- сопловой аппарат турбокомпрессора (уровень форсировки);
- давление впрыска;
- фазировка впрыска;
- число впрысков за цикл;
- степень рециркуляции;
- оптимизация режимов скорости и нагрузки, задаваемых контроллером машиниста (только для тепловозных двигателей).

Моделирование и испытания позволили найти решение, удовлетворяющее нормам допустимых выбросов как NO_x , так и РМ. Однако диапазон режимов, для которых это условие выполняется, чрезвычайно мал. Поэтому для практического применения данного решения необходимо иметь дополнительные средства управления, а именно:

- Более широкий охват основных рабочих параметров, определяемых с помощью моделирования, в том числе:
 - расход топлива;
 - расход воздуха на всасывании;
 - индикаторный КПД;
 - среднее эффективное давление трения;
 - среднее эффективное давление насосных потерь;
 - максимальное давление в цилиндре.
- Прецизионное управление разбавлением на всасывании с помощью таких инструментов, как:
 - разбивка модели установки на элементы и линеаризация;
 - опережающее управление;
 - дополнительная обратная связь по фильтру.
- Измерение содержания NO_x (ppm) в отработавших газах.
- Замкнутая система регулирования удельных выбросов NO_x .

На рис. 10 показаны соотношения между удельной концентрацией кислорода на всасывании, выбросами NO_x и РМ. Зазор между предельно допустимыми значениями NO_x и РМ, как мы уже отмечали, очень мал. Перечисленные выше средства управления позволили GE снизить колебания данных параметров и создать ряд транспортных двигателей, соответствующих требованиям Tier 4/IMO-III, не прибегая к очистке отработавших газов.

Отказ от очистки отработавших газов позволил снизить противодавление на выходе и тем самым получить дополнительный выигрыш в КПД, обеспечиваемый использованием цилиндра-донора (по сравнению с другими способами реализации EGR). Это позволило создать двигатель

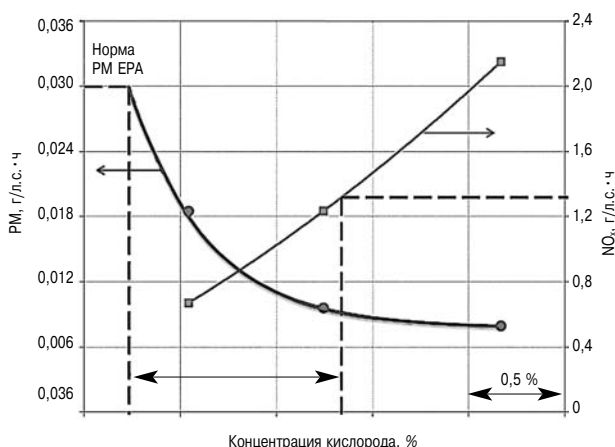


Рис. 10. Соотношение между удельной концентрацией кислорода на всасывании и основными вредными выбросами

класса Tier 4, уступающий по КПД не более 1 % двигателям класса Tier 3.

Конструктивные усовершенствования

Обсуждаемые выше методы улучшения показателей работы двигателя связаны с ростом давления газов в цилиндре и давления впрыска. Повысить предельно допустимое давление в цилиндре, не жертвуя надежностью, удалось за счет увеличения размеров коренных и шатунных подшипников, шатуна, поршневого пальца и шпилек крепления головки цилиндров. Новая головка цилиндров была спроектирована в расчете на повышенные тепловые и механические нагрузки. Ее конструкция учитывает применение системы common rail и новой форсунки со встроенным аккумулятором. При этом была сохранена концепция цилиндرو-поршневой группы в сборе, использованная на двигателях Evolution (рис. 11).

Два ТНВД системы common rail приводятся от кулачковых валов, расположенных на обеих сторонах двигателя. Это повышает надежность за счет резервирования и обеспечивает возможность аварийного «возвращения домой» в случае какого-либо отказа. В системе common rail используются петлевые трубки высокого давления с двойными стенками, размещенными в развале блоков. Такая конфигурация позволяет обеспечить короткий впрыск топлива под высоким давлением при сохранении стабильного давления в системе common rail, что существенно для ограничения выбросов PM.

Использование двухступенчатого турбонаддува и системы EGR с цилиндром-донором ставит перед разработчиками машины достаточно сложные задачи. Особенно это относится к судовым дизелям, которые оборудованы охладителями наддувочного воздуха, масляным холодильником и системой фильтрации масла.

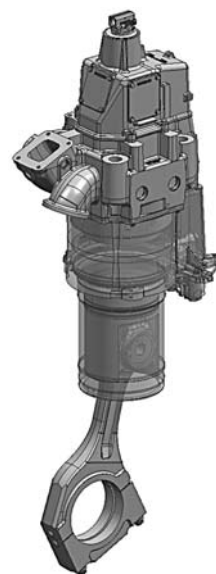


Рис. 11. Сборка цилиндропоршневой группы

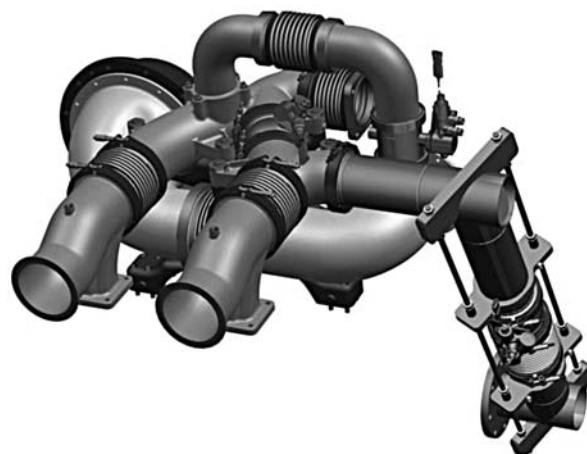


Рис. 12. Выпускная система тепловозного двигателя

Турбокомпрессоры низкого и высокого давления тепловозных дизелей устанавливаются на переднем торце двигателя, а охладитель EGR — под ними. Поток газов управляется двумя быстродействующими дроссельными заслонками в выпускном тракте (рис. 12). Простейшая система смешивания обеспечивает распределение отработавших газов и воздуха в нужных пропорциях на всех режимах, так что разброс содержания кислорода между отдельными цилиндрами минимален.

На судовых V-образных дизелях имеется два турбокомпрессора низкого давления и один турбокомпрессор высокого давления. Все они устанавливаются на переднем торце двигателя. Три воздухоохладителя устанавливаются на общем переднем кронштейне, а охладитель EGR — на стороне маховика (рис. 12).

Эксплуатационные испытания

В начале 2014 г. 24 опытных локомотива серии Evolution Tier 4 были отправлены железнодорожным операторам «Union Pacific», «Burlington

Northern Santa Fe» и «Canadian National Railroads» для проведения эксплуатационных испытаний на железных дорогах США и Канады. Маршруты включали несколько железнодорожных тоннелей и несколько высотных участков. Кроме того, тепловозы подвергались воздействию самых высоких температур, наблюдаемых в пределах данного климатического пояса [8].

Все агрегаты были оборудованы системами дистанционного мониторинга, которые выявляют и проводят диагностику всех возникающих проблем в режиме реального времени. Быстрое обнаружение и устранение отказов в большой степени способствовали повышению надежности всех опытных машин на данной стадии проекта. В 2016 году были введены в эксплуатацию уже более 500 надежно работающих тепловозов Evolution класса Tier 4, что для новых двигателей является рекордным показателем. Кроме того, де-

вать судовых двигателей класса Tier 4/IMO Tier-III были отгружены для установки на теплоходах, первая серия ходовых испытаний которых началась в 2016 г.

Заключение

Двигатели для тепловозов Evolution класса Tier 4 и судовые двигатели 12V250 класса EPA Tier 4/IMO Tier III производства компании GE, показанные на рис. 13, удовлетворяют жестким требованиям Агентства по охране окружающей среды США (EPA) Tier 4 и IMO Tier-III соответственно. Данные двигатели не нуждаются в устройствах очистки отработавших газов, обеспечивая при этом снижение вредных выбросов более чем на 70 % по сравнению с требованиями EPA Tier 3. Благодаря этому железнодорожные операторы смогут существенно сократить эксплуатационные затраты и расходы на поддержание инфраструктуры, а судостроители смогут избежать проблем, связанных с размещением оборудования SCR для очистки отработавших газов и хранением раствора мочевины (DEF).

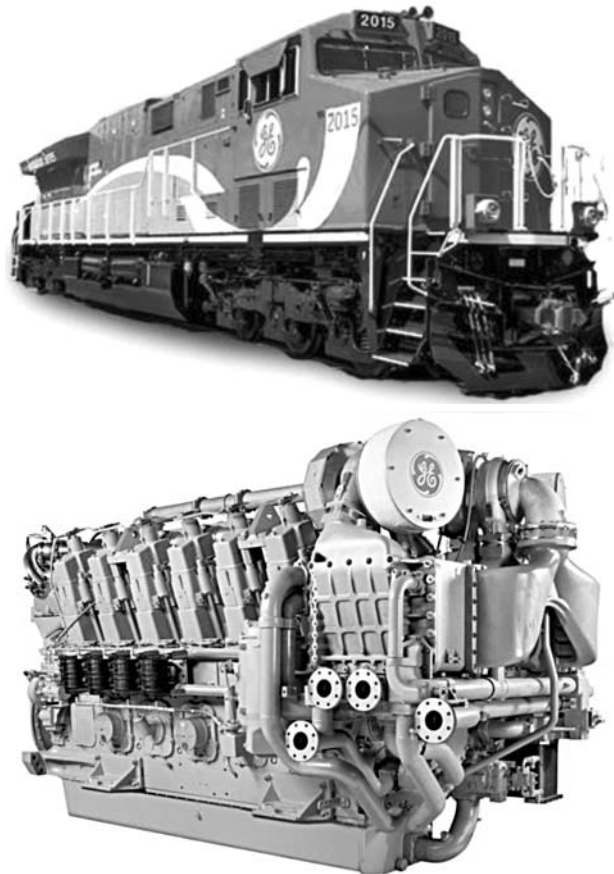


Рис. 13. Тепловоз Evolution класса Tier 4 и судовой двигатель 12V250 класса EPA Tier 4/IMO Tier III

Литература

1. Flynn P., and Hupperich P. «The Development of the General Electric GEVO Diesel Engine» CIMAC, 2004, P 27.
2. Bailey K. «Development of General Electric Transportations Marine & Stationary Engine Family L and V250» CIMAC, 2010, P 279.
3. Blythe N. «Design and Development of the New GE Tier 3 Locomotive Diesel Engine» CIMAC, 2010, P 43.
4. <http://www3.epa.gov/nonroad/420f08004.pdf>, Environmental Protection Agency, March 2008.
5. McDonald, J., Nelson, B., Olson, B., Iden, M., Fritz, S., Honc, R. «Locomotive Exhaust During High Altitude Tunnel Operation in Donner Pass», ICES2008–1625, 2008 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division.
6. Mischler R., and Flynn P. «Diesel Engine Development for Low Emissions at GE transportation», Paper № 239, 2013 CIMAC Conference, Shanghai, China.
7. Sebastian F., Lavertu T., Mischler R., and Primus R. «Comparison of Alternative EGR Systems for a Medium Speed Diesel Engine», ICEF2014–5552, 2014 Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division.
8. <http://www.gereports.com/post/116306478625/ge-is-talkin-loco-testing-a-new-engine-in-the/>, General Electric Company, April 2015.

УДК 621.8

Румб В.К. Прогнозирование прочности и долговечности шатуна с начальным прогибом // Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 3–6.

Ключевые слова: судовой ДВС, шатун, начальный прогиб, расчет прочности, сокращение ресурса работы.

Разработаны теоретические положения и методики расчета прочности и долговечности шатуна с начальным прогибом. На конкретном примере показано значительное влияние начального прогиба на прочностные и ресурсные показатели шатунов судового ДВС. Разработанные методики предлагается использовать в качестве дополнения к классическому методу расчета прочности и долговечности шатунов.

Табл. 1. Ил. 1. Библ. 4 назв.

УДК 621.436

Маслов А.П., Левцов М.В. Методы обеспечения одинакового хода поршней V-образных двигателей с прицепными шатунами // Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 7–11.

Ключевые слова: V-образные двигатели, главные и прицепные шатуны, равенство хода поршня, графический анализ, аналитический расчет, схема КШМ.

Выполнен графический анализ и аналитический расчет условий, при которых возможна реализация одинакового хода главных и прицепных поршней V-образных двигателей с прицепными шатунами при использовании нормальной и дезаксиальной схем КШМ. Показана высокая сходимость результатов аналитических расчетов ходов поршней, выполненных для виртуальных двигателей размерности $D/S = 10/12$; $15/16$ и $15/18$ с ходом поршней реальных двигателей той же размерности.

Табл. 2. Ил. 2. Библ. 8 назв.

УДК 621.1

Тихонов Е.А., Базыкин В.И., Муханов Н.С. Кинематическая параметризация механизма двигателя Стирлинга типа «Альфа» свободной компоновки // Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 12–17.

Ключевые слова: Двигатель Стирлинг тип «Альфа», свободная компоновка, перемещение поршня и вытеснителя, кинематическая параметризация.

Рассматривается кинематическая параметризация кривошипно-ползунной группы двигателя Стирлинга типа «Альфа» свободной компоновки при изменении длины шатунов поршня и вытеснителя, угла между осями цилиндров. Получены аналитические зависимости для определения взаимного перемещения поршня и вытеснителя при свободной компоновке механизма двигателя Стирлинга типа «Альфа». Определены ограничения для соотношения длин шатунов поршня и вытеснителя с учетом смещения осей цилиндров в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала. Результаты выполненного исследования позволяют определять оптимальные параметры проектируемого двигателя Стирлинга типа «Альфа».

Ил. 4. Библ. 14 назв.

УДК 621.436

Марков В.А., Деянин С.Н., Камалтдинов В.Г., Бовэнь Са, Неверов В.А. Показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел // Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 18–24.

Ключевые слова: дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, растительное масло, смесевое топливо, цетановое число, период задержки воспламенения, снижение выбросов вредных веществ.

Приведены результаты экспериментальных исследований дизеля типа Д-245.12 (1ЧН11/12,5), работающего на смесях нефтяного дизельного топлива с добавками в количестве 10 % по объему растительных масел: рапсового, подсолнечного, соевого, кукурузного, льняного, горчичного, рыжикового. Показано, что при работе на смесевом топливе наиболее эффективно снижаются выбросы всех нормируемых компонентов и дымность отработавших газов на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента. Выполнены расчетные исследования влияния цетанового числа смесевых топлив и содержания в их составе кислорода на период задержки

воспламенения и выбросы NO_x с отработавшими газами.

Табл. 6. Ил. 1. Библ. 26 назв.

УДК 621.43.057

Цветков О.Н., Максимов А.Л. Современность и перспективы разработки и применения моторных масел для дизелей // Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 25–34.

Ключевые слова: дизели, моторные масла, присадки, методы сертификационных испытаний, масловедение, химмотология.

Показано, что освоение новых технологий производства и испытаний базовых масел и смазочных материалов соответствует глобальной тенденции улучшения эколого-экономических характеристик автотракторных, тепловозных и судовых дизелей. В России выводятся из эксплуатации маслостроки с I группой нефтяных базовых масел и создаются производства производства гидрокрекинговых масел II и III групп. Отмечено отставание российской химмотологической составляющей масловедения от зарубежных систем испытаний вследствие отсутствия современного стендового инструментария для сертификации дизельных масел по применяемым в международной практике спецификациям.

Табл. 4. Библ. 13 назв.

УДК 621.43

Рыжов В.А. Четыре поколения двигателей типоразмерного ряда Д49

// Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 35–40.

Ключевые слова: дизели тепловозные и судовые, типоразмерный ряд Д49, развитие конструкции, совершенствование рабочих параметров.

Показаны основные этапы развития типоразмерного ряда дизелей Д49 и силовых установок на их базе. Приведены принципиальные отличия конструктивного исполнения и изменения рабочих параметров дизелей Д49 каждого из четырех поколений с указанием авторов и основных исполнителей проектов их модернизации.

УДК 621.43

Технологии для достижения требований IMO Tier-III (по материалам конгресса CIMAC) // Двигателестроение. — 2020. — № 4. — С. 41–57.

Ключевые слова: судовые дизели, зоны контроля выбросов, выбросы NO_x , уровень IMO Tier-III, рециркуляция отработавших газов.

После вступления в силу резолюции международной морской организации IMO MEPC 286 (71), в дополнение к действующей с 01.01.2016 года Северо-Американской зоне контроля выбросов (ЕСА), в которой выбросы NO_x от судовых дизельных двигателей ограничены на уровне IMO Tier-III, аналогичные ограничения вводятся с 01.01.2021 года в Балтийском и Северном морях. В целях снижения выбросов NO_x до уровня IMO Tier-III широко распространенного серийного судового дизеля типа M32C, фирма «Caterpillar Motoren GmbH» выбрала технологию рециркуляции отработавших газов (EGR). В настоящем докладе изложена концепция модернизации указанного двигателя, приведены основные результаты его испытаний, описаны преимущества технологии EGR, а также проблемы, возникающие при ее реализации.

«GE Transportation», дочерняя компания американской «General Electric», производящая оборудование и машины для железнодорожного и морского транспорта, выпускает обновленную серию дизелей семейства EVO, соответствующих по выбросам NO_x требованиям EPA Tier 4 и IMO Tier-III. На основе базовой машины этого семейства разработана серия рядных и V-образных судовых двигателей с числом цилиндров от 6 до 26, которых к настоящему времени выпущено более 7,5 тысяч. В двигателях использована технология рециркуляции охлажденных отработавших газов (EGR), двухступенчатый турбонаддув, цикл Миллера, система топливоподачи типа common rail, а также новейшие алгоритмы управления рабочим процессом. Приведены достигнутые показатели качества дизелей семейства EVO и результаты их эксплуатационных испытаний.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником.

Табл. 2. Ил. 43. Библ. 9 назв.

UDC 621.8

Rumb V.K. Pre-deflect connecting rod: strength and life time prediction // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 3–6.

Keywords: marine reciprocating engine, connecting rod, pre-deflect, structural design, reduction in the life time. The article discusses theory and methods of strength & life time calculations for a pre-deflect connecting rod. The case study illustrates considerable influence of pre-deflection on connecting rod strength and life time. The methods offered may be used as supplementary to classic method of calculation of pre-deflect connecting rod strength and life time. 1 table, 1 ill., 4 ref.

UDC 621.436

Maslov A.P. and Levtsov M.V. Methods of pistons' strokes equalization in V-engines featuring slave pistons // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 7–11.

Keywords: V-engines, main and slave pistons, pistons' stroke equalization, graphical analysis, analytical calculation, crank gear layout.

The authors present graphical analysis and analytical calculation of conditions enabling equalization of main and slave pistons' strokes in V-engines featuring traditional and desaxial crank gear layouts. Piston strokes have been calculated for virtual engines $D/S = 10/12$; $15/16$ и $15/18$. Comparison of analytical calculation results and measured piston strokes of same-dimensioned real engines respectively demonstrated good convergence. 2 tables, 2 ill., 8 ref.

UDC 621.1

Tikhonov E.A., Bazykin V.I. and Mukhanov N.S. Kinematic parameterization of loose-fit Alpha-type Stirling engine // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 12–17.

Keywords: Alpha-type Stirling engine, loose-fit, movements of power and displacer pistons, kinematic parameterization.

The article discusses kinematic parameterization of loose-fit Alpha-type Stirling engine at varying length of power & displacer piston connecting rods, and angle between cylinder axes.

Dependences are derived for relative motion of power & displacer piston in loose-fit Alpha-type Stirling engine. Furthermore, limitations are defined on a relation linking lengths of power & displacer piston connecting rods, taking account of distance between both cylinders' axes in a plane perpendicular to the crankshaft axis. Based on the results of this research, optimum parameters of Alpha-type Stirling engine under design may be defined. 4 ill., 14 ref.

UDC 621.436

Markov V.A., Devyanin S.N., Kamaletdinov V.G., Boweng Sa and Neverov V.A. Toxicity of exhaust gas of a diesel engine firing diesel fuel added with vegetable oil // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 18–25.

Keywords: diesel engine, diesel fuel oil, vegetable oil, mixed fuel, cetane number, ignition delay period, reduction in toxic emissions.

Results are presented of the research work dedicated to experiments on type D-245.12 (1CHB11/12,5) engine firing diesel fuel added with various types of vegetable oil (10 % vol.), including rapeseed, sunflower, soya, corn, linseed, mustard and cameline oils. It is shown that use of mixed oil results in lowering of all regulated noxious emissions and exhaust opacity, particularly at maximum power and maximum torque. Calculated dependences have been derived of mixed fuels' ignition delay period and NO_x emissions vs. cetane number and

oxygen concentration.

6 tables, 1 ill., 26 ref.

UDC 621.43.057

Tsvetkov O.N. and Maximov A.L. Prospects of modern lube oils for diesel engines // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 25–34.

Keywords: diesel engine, lube oils, additives, certification test methods, research into motor lube oil chemistry (chemmatology).

Efficiency and environmental performance of automotive, locomotive and marine diesel engines greatly depend on quality of base oils and lubricants, which, in turn, requires new technologies of their production and testing. In this country oil production facilities specialized in base oils are being gradually decommissioned.

Unfortunately, domestic chemmatology is largely backward due to absence of modern equipment which could be used for lube oil certification in compliance with internationally accepted specifications. 4 tables, 13 ref.

UDC 621.43

Ryzhov V.A. D49 engine dimensional range: four generations // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 35–40.

Keywords: locomotive and marine diesel engines, D49 engine dimensional range, design development, improvement in operating parameters.

The article presents principal stages of the development of D49 engine dimensional range and power units based thereon. Each generation and its specific is described in detail. Names of authors and main executives of each modernization project are listed. 4 ill.

UDC 621.43

Technologies enabling compliance with IMO Tier-III specifications (Based on CIMAC-2016 Proceedings) // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 4. — P. 41–57.

Keywords: marine engines, controlled emission zones, NO_x emissions, IMO Tier-III level, exhaust gas recirculation.

After the enactment of the International Maritime Organization resolution 286 (71), as an addition to the North-American emission control area (ECA), where emissions are limited to IMO Tier-III level, since 01.01.2021 the Baltic and the North Seas are subjects to the same limitations. Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG chose exhaust gas recirculation (EGR) as a means to reduce NO_x emissions from M32C marine diesel engine to IMO Tier-III level. This paper describes the combustion system configuration. Also presented are engine modernization concept, principal test results and main advantages of EGR, along with some of the more challenging aspects of its implementation.

«GE Transportation», a division of General Electric, manufactures equipment for the railroad, marine, mining, drilling and energy generation industries. Since recently, it produces renewed series of well-known EVO family engines, which comply with EPA Tier 4 и IMO Tier-III standards. This family includes a number of in-line and V-engine models. It serves the marine market in variants from 6 to 16 cylinders. By the time of writing this paper over 7.500 EVO engines have been commissioned. The new engines feature cooled exhaust gas recirculation (EGR), 2-stage turbocharging, Miller valve timing, and high-pressure common-rail fuel injection, along with sophisticated control strategies to achieve an «in-cylinder» solution.

The CIMAC papers are translated into Russian by G.Melnik, PhD.

2 tables, 43 ill., 9 ref.

Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2020 год

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. Кавтарадзе Р.З. Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей (№ 1. С. 3–9 окончание)).
2. Мягков Л.Л., Сивачев С.М., Гусев М.П. Экспериментальное определение коэффициентов в моделях пластичности и ползучести поршневого сплава (№ 1. С. 9–15).
3. Савастенко Э.А., Савастенко А.А., Марков В.А. Эффективность реализации многофазового впрыскивания топлива в дизельном двигателе (№ 1. С. 16–25).
4. Маслов А.П., Левцов М.В. Анализ действующих сил в КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами (№ 1. С. 26–29).
5. 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 (№ 1. С. 30–39).
6. Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В. Графоаналитический анализ возможности обеспечения одинакового хода поршней V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами (№ 2. С. 3–8).
7. Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н. Использование фазированной подачи малых добавок водорода для улучшения показателей роторного двигателя Ванкеля (№ 2. С. 9–12).
8. Новиков Л.А., Кострыгин А.Н. Реализация программы импортозамещения при постройке судовых двигателей типа Д49 на АО «Коломенский завод» (№ 3. С. 3–9).
9. Обозов А.А., Новиков Р.А. Параметрическая оптимизация закона тепловыделения судового малооборотного дизеля (№ 3. С. 10–12).
10. Румб В.К. Прогнозирование прочности и долговечности шатуна с начальным прогибом (№ 4. С. 3–6).
11. Маслов А.П., Левцов М.В. Методы обеспечения одинакового хода поршней V-образных двигателей с прицепными шатунами (№ 4. С. 7–11).
12. Тихонов Е.А., Базыкин В.И., Муханов Н.С. Кинематическая параметризация механизма двигателя Стирлинга типа «Альфа» свободной компоновки (№ 4. С. 12–17).

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

1. Радченко П.М., Крашенин В.Е., Макаев М.А. Комбинированный двухэтапный наддув дизель-генератора в переходных режимах (№ 2. С. 13–18).

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

1. Потапов В.И., Галиуллин Р.Р. Дизель-генераторная установка с электронно-управляемым пропуском подачи топлива (№ 1. С. 40–42).
2. Волков Ю.В. Цифровизация диагностических вибросигналов дизеля (№ 3. С. 13–16).

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

1. Обозов А.А., Новиков М.А., Гришанов П.А. Анализ состава отработавших газов дизеля КМ-170FA (№ 1. С. 43–46).
2. Марков В.А., Девянин С.Н., Камалтдинов В.Г., Бовэнь Са, Неверов В.А. Показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел (№ 4. С. 18–24).

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. Ощепков П.П., Смирнов С.В., Заев И.А. Исследование процесса самовоспламенения биодизельного топлива (№ 1. С. 47–51).
2. Плутников С.А., Кантор П.Я., Мотовилова М.В. Расчет характеристик впрыскивания при работе дизеля на активированном топливе (№ 2. С. 19–23).
3. Алимов В.А., Захаров Е.А., Сафаров Э.Г., Федянов Е.А. Влияние добавок синтез-газа к пропан-бутану на процесс сгорания в автомобильном двигателе (№ 3. С. 17–20).
4. Прокопцова М.Д., Шаталов К.В., Уханов Д.А. Методы оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений (№ 3. С. 21–27).
5. Ватолин Д.С. Особенности применения СПГ в качестве топлива для судовых ДВС (№ 3. С. 28–34).
6. Цветков О.Н., Максимов А.Л. Современность и перспективы разработки и применения моторных масел для дизелей (№ 4. С. 25–34).

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. Бирюков Н.Н., Мудрецов Д.Н., Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Карпец Ф.С. Удаление нагара в двигателях внутреннего сгорания с помощью водородно-воздушной смеси (№ 2. С. 24–29).
2. Валеев Р.С., Еникеев Р.Д., Сакулин Р.Ю. Повышение стойкости поршней двухтактных ДВС к прогару посредством нанесения МДО-покрытия (№ 2. С. 30–34).

ИСТОРИЯ ПРОЕКТА

1. Рыжов В.А. Четыре поколения двигателей типоразмерного ряда Д49 (№ 4. С. 35–40).

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

1. Современные технологии проектирования двигателей (материалы конгресса CIMAC) (№ 1. С. 52–62).
2. Водород — перспективное топливо для поршневых ДВС (материалы конгресса CIMAC 2019) (№ 2. — С. 35–53).
3. Развитие конструкции газовых двигателей (по материалам конгресса CIMAC) (№ 3. С. 35–53).
4. Технологии для достижения требований IMO Tier-III (по материалам конгресса CIMAC) (№ 4. С. 41–57).

Уважаемые читатели журнала!

На журнал «Двигателестроение»

можно подписаться:

в почтовых отделениях связи

по каталогу агентства:

«ПРЕССА РОССИИ»

**Подписной индекс
журнала**

**«Двигателестроение» —
70259**

Подписаться на журнал можно и в редакции.

Срок подписки на журнал

«Двигателестроение»

в редакции не ограничен.

Для оформления подписки

в редакции необходимо

отправить заявку

по e-mail: ecology@rdiesel.ru

Почтовый адрес редакции:

190020, Санкт-Петербург, а/я 9

Телефон редакции: +7 (812) 719-73-30

В редакции можно заказать ранее вышедшие номера журнала

www.rdiesel.ru

*Уважаемые
читатели и авторы!
Поздравляем Вас с Новым Годом!*



Экология НПФ

ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ

190020
Санкт-Петербург, а/я 9
Тел.: +7(812)719-73-30
e-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru