

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 2 (272)
апрель–июнь 2018

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Мягков Л.Л., Сивачев С.М.,
Стрижов Е.Е., Чирский С.П.*
Топологическая оптимизация поршня
высокофорсированного дизеля

3

*Плескачевский Ю.Г., Дружинин П.В.,
Шерстнёв А.В.*
Бинарный рабочий цикл —
новое техническое решение в ДВС

11

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

*Галиев Р.К., Гаффаров Г.Г.,
Гаффаров А.Г., Коваленко С.Ю.*
Обеспечение надежности газовых двигателей
ПАО КамАЗ применением модернизированных
турбокомпрессоров ТКР 7С-6

15

Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И.
Повышение эффективности работы двигателя
на низких нагрузках за счет оптимизации
системы наддува

20

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

Пунда А.С., Гурьев Ю.Г.
Исследование рабочего процесса двухтактных
двухтопливных судовых дизелей
для крупнотоннажных морских судов

29

*Федянов Е.А., Левин Ю.В.,
Шумский С.Н., Захаров Е.А.*
Влияние добавок свободного водорода
на экологические показатели
роторно-поршневого двигателя

35

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Совершенствование подшипников скольжения
в системе коленвала поршневого двигателя
(материалы конгресса CIMAC-2016)

39

ИНФОРМАЦИЯ

Конференция

38

Рефераты статей

54

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

*Myagkov V.V., Sivachev S.M.,
Strizhov E.E. and Chirsky S.P.*
Topological optimization of high-powered engine piston

*Pleskachevsky Yu.G., Druzhinin P.V.
and Sherstnev A.V.*
Binary cycle: innovative reciprocating engine concept

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

*Galiev R.K., Gaffarov G.G., Gaffarov A.G. and Kovalenko
S.Yu.*
Modernized turbocharger type TKP 7C-6
to enhance reliability of KAMAZ gas engines

Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I.
Optimization of supercharge system
to improve engine low-load efficiency

ENVIRONMENTAL ISSUES

Punda A.S. and Guriev Yu.G.
Combustion process in large two-stroke dual-fuel
marine engines

*Fedyanov E.A., Levin Yu.V., Shumsky S.N. and
Zakharov E.A.*
Free hydrogen addition to improve rotary
engine environmental performance

ENGINE BUILDING NEWS

Perfecting of shell bearings in engine crank train sys-
tem (based on CIMAC-2016 papers)

INFORMATION

Conference

Synopsis

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

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

НИИ

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

ВУЗЫ

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

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

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

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 — Машиностроение и машиноведение

05.04.00 — Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 — Энергетика

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

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

Сдано в набор 01.06.2018
Подписано в печать 20.06.2018
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 23. Тираж 700 экз.
Цена договорная

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

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

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

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

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

© Журнал «Двигателестроение». 2018. № 2 (272)

ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПОРШНЯ ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

*Л.Л. Мягков, к.т.н., доцент кафедры, С.М. Сивачев, аспирант,
Е.Е. Стрижов, инженер, С.П. Чирский, к.т.н., доцент кафедры
Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана*

Рассмотрены современные материалы и технологические процессы производства поршней для дизельных двигателей с различной степенью форсировки. Показано, что поршень с наиболее оптимальной конструкцией может быть изготовлен с помощью аддитивных технологий, получение трехмерной модели такой конструкции возможно за счет применения методов топологической оптимизации (ТО). Приведен обзор микро- и макроструктурных методов непрерывной ТО деталей, а также примеры их применения для поршней двигателей внутреннего сгорания. Предложен альтернативный метод ТО, основанный на расчете коэффициента запаса усталостной прочности деталей. Представлены результаты применения данного метода для стального поршня высокофорсированного дизеля, которые дают представление о наиболее рациональном распределении материала в поршне с точки зрения восприятия механической нагрузки.

Введение. Постоянное повышение среднего эффективного давления рабочего цикла транспортных дизелей, направленное на улучшение их экологических, экономических и мощностных показателей, приводит к росту температуры и давления рабочих газов внутри цилиндра. Данные параметры более совершенного с точки зрения термодинамики рабочего процесса становятся причиной увеличения термических и механических напряжений в поршне, что безусловно сказывается на его ресурсе. С другой стороны, существуют тенденции к уменьшению массы поршня с целью снижения нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма и уменьшению высоты жарового пояса для сокращения вредного объема над первым компрессионным кольцом. Очевидно, что при этом прочностные и жесткостные характеристики конструкции должны оставаться на высоком уровне. В связи с этим повышение надежности поршней при удовлетворении указанных противоречивых требований к ним представляет собой актуальную задачу, стоящую перед отраслью двигателестроения. Решением данной проблемы является разработка новых материалов

и технологических процессов производства поршней, а также развитие методов их топологической оптимизации (ТО) с одновременным совершенствованием методов математического моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния.

Современные материалы и технологии изготовления поршней. Эксплуатация поршней при максимальном давлении цикла до 200 бар и температуре кромки камеры сгорания (КС) до 400 °С стала возможной благодаря созданию алюминиевого сплава системы Al-Si-Cu-Ni-Mg с повышенной термоусталостной прочностью [1]. Увеличение содержания меди и никеля, а также переход на заэвтектические сплавы (с массовой долей кремния больше 13 %) позволили повысить предел термомеханической выносливости материала при $t = 350$ °С практически в 2 раза. При более высоких температурах и том же уровне давлений широкое применение нашли составные поршни со стальной головкой и алюминиевой юбкой. В связи с тем что за последние 15–20 лет максимальное давление сгорания в дизельных двигателях достигло 250 бар, возникла необходимость в разработке более прочных цельнометаллических стальных поршней [2]. Поскольку высоколегированные стали отличаются плохими литейными свойствами, такие поршни изготавливаются ковкой, что усложняет формирование



кольцевого канала охлаждения в их головке. Тем не менее были найдены следующие технические решения: горячее деформирование зоны поршневых колец [2]; соединение головки и корпуса с помощью сварки трением [3]; приваривание лазерной сваркой верхней части головки [4]; установка двух пружинных металлических пластин под галереей охлаждения [5].

Стальной поршень имеет более оптимальную форму по сравнению с алюминиевым (рис. 1). Основные элементы его конструкции спроектированы так, чтобы непосредственно воспринимать определенную нагрузку: на опоры 1, соединяющие головку с корпусом, передается сила давления газов; на перемычки 2, связывающие юбку с бобышками — боковая сила. Механические характеристики хромомолибденовой стали 42CrMo4 [6] позволяют разделить уплотняющий и опорный пояса, что снижает массу поршня и уменьшает теплоотвод в юбку.

Дальнейшее совершенствование конструкции поршня приобретает актуальность в связи с быстрым развитием аддитивных технологий, таких как SLM (Selective Laser Melting — селективное лазерное плавление), DMLS (Direct Metal Laser Sintering — прямое металлическое лазерное спекание), SLS (Selective Laser Sintering — селективное лазерное спекание) [7] и прямое лазерное выращивание. К примеру, компанией Federal-Mogul (США) была подана патентная заявка, согласно которой литая (либо ковкая) головка поршня посредством сварки трением соединяется с тронком, изготовленным по DMLS-технологии [8].

Главным преимуществом технологий послойного выращивания металлических изделий является возможность производства деталей сложной формы с внутренними полостями. В частности, в бобышках под поршневой палец могла бы быть размещена решетчатая структура с высокой жесткостью и малым весом [9]. Кроме того, при

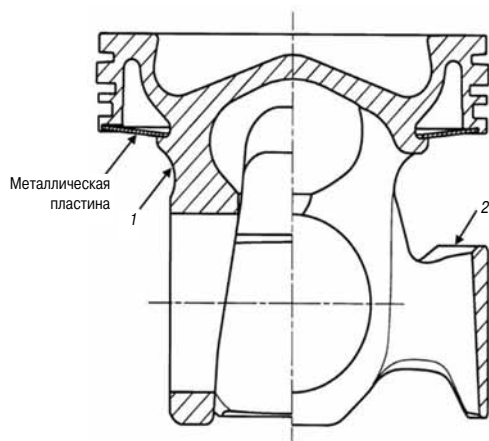


Рис. 1. Конструкция кованого стального поршня фирмы Mahle [5]

проектировании деталей, выращенных лазерным плавлением (спеканием) порошка, технологические особенности производства могут практически не приниматься во внимание, что позволяет конструкторам сосредоточиваться на функциональных свойствах изделия. Данное обстоятельство дает толчок развитию алгоритмов оптимизации конструкций, одними из которых являются алгоритмы ТО.

Обзор методов ТО. Оптимизация конструкции бывает трех видов: оптимизация размеров, формы и топологии (структуры) [10]. В первом случае имеет место лишь изменение размеров конструкции, во втором — как размеров, так и формы определенных элементов (например, внутренних отверстий), в третьем же наблюдается полное изменение структуры проектируемой области (рис. 2).

В зависимости от рассматриваемого объекта выделяют два типа ТО: дискретная для составных конструкций и непрерывная для сплошных изделий (рис. 3). Дискретная оптимизация заключается в определении оптимального количества структурных элементов, их наилучшего расположения (взаимной ориентации) и соединения друг с другом. Непрерывная оптимизация состоит в поиске наиболее рациональной формы внешних и внутренних границ, а также необходимого числа полостей с учетом заданных целевых функций [11]. Поскольку базовые детали двигателя в основном представляют собой цельные конструкции, то для их оптимизации следует применять алгоритмы непрерывной ТО.

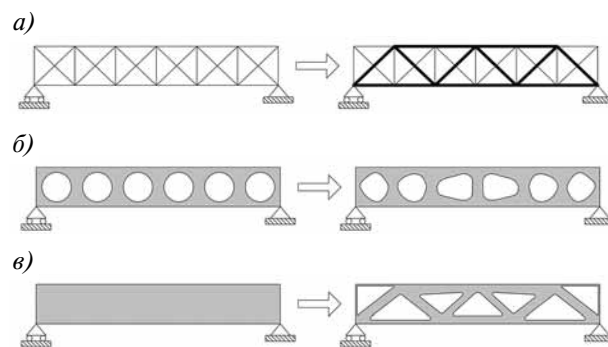


Рис. 2. Виды оптимизации конструкции [10]:

а — оптимизация размеров; б — оптимизация формы; в — топологическая оптимизация

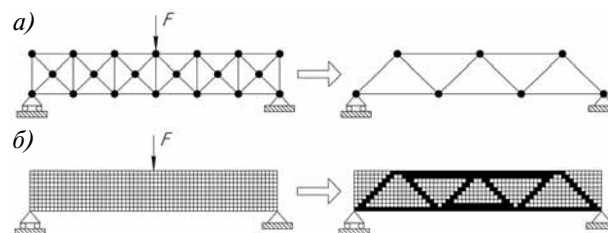


Рис. 3. Дискретная (а) и непрерывная (б) топологическая оптимизация шарнирно опертой балки [12]

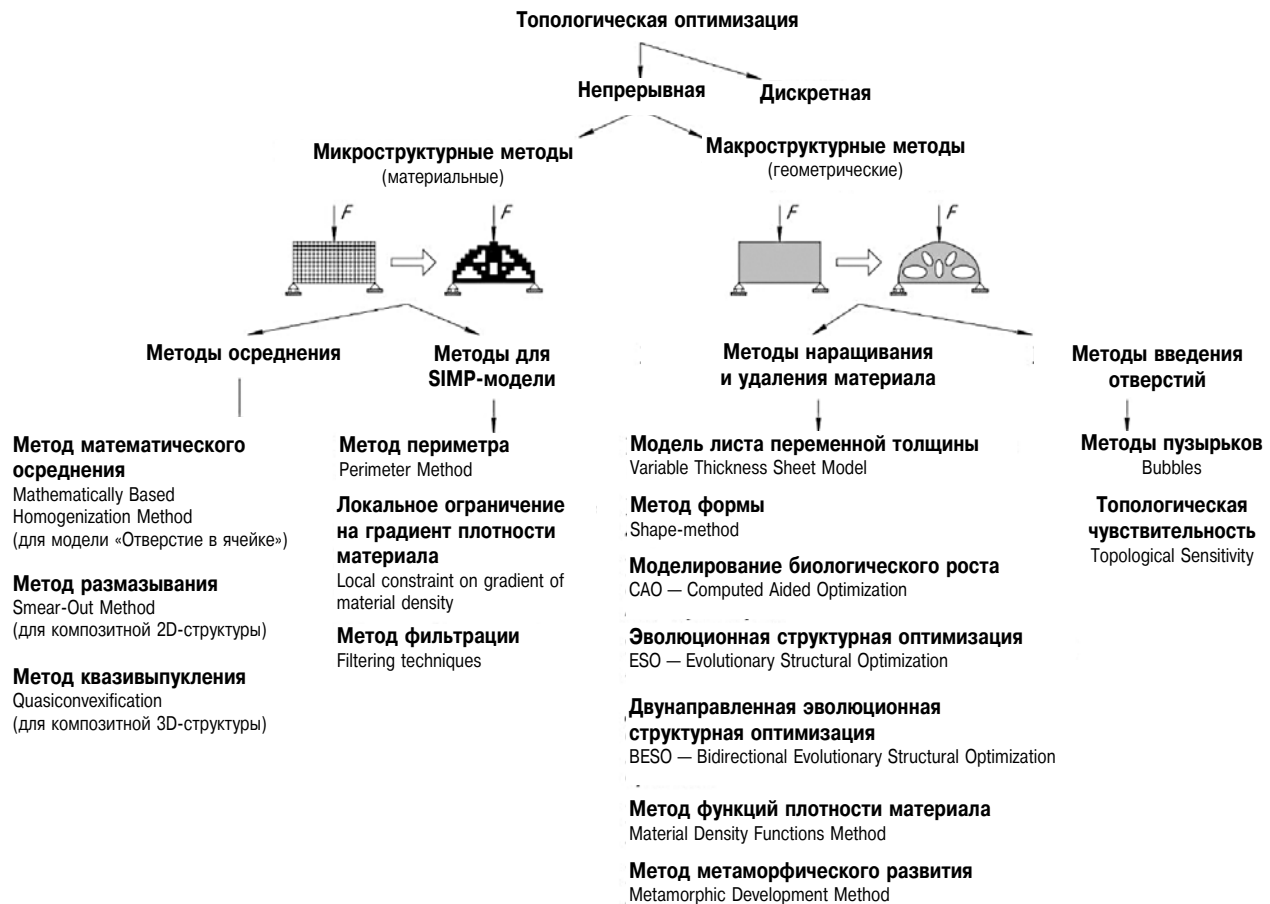


Рис. 4. Классификация методов ТО [11]

Методы непрерывной ТО делятся на микроструктурные (материальные) и макроструктурные (геометрические) (рис. 4). При использовании микроструктурных методов целью оптимизации является нахождение такой структуры, которая давала бы оптимальное значение целевой функции с учетом заданного количества материала. Предполагается, что оптимизированная конструкция заключена в исходных границах детали, то есть в процессе оптимизации происходит только удаление материала из ее объема без изменения внешних границ. Чаще всего используется фиксированная структурированная сетка конечных элементов (КЭ), свойства которых отражают взаимосвязь между жесткостью и плотностью материала. Конструктивным параметром оптимизации выступает относительная плотность КЭ, за счет чего определяется, должен ли каждый элемент содержать материал или нет. Результатом ТО является грубое описание внешних и внутренних границ детали, которое служит основой для последующей оптимизации ее формы [11].

В рамках описанного выше «микроподхода» к оптимизации вводятся специальные модели материала: «отверстие в ячейке», композитные

структуры и SIMP-модель. Эффективные механические свойства первых двух структур определяются методами математического осреднения (Mathematically Based Homogenization Method), размазывания (Smear-Out Method) и квазивыпукления (Quasiconvexification). Модель твердой изотропной микроструктуры со штрафным фактором (SIMP — Solid Isotropic Microstructure with Penalty) реализуется с помощью метода периметра (Perimeter Method), метода наложения локального ограничения на градиент плотности материала (Local constraint on gradient of material density) и метода фильтрации (Filtering techniques).

В макроструктурных методах твердые материалы рассматриваются исключительно как сплошные, не имеющие каких-либо пустот. При этом ТО выполняется в сочетании с оптимизацией формы и сетка КЭ не является фиксированной, а перестраивается при изменении границ проектируемой области. В рамках данного подхода топология твердого тела может быть изменена двумя способами: наращивания/удаления материала или включения в конструкцию отверстий. Согласно первому способу оптимальная структура представляет собой подмножество допустимой области, которое можно получить,

добавляя или удаляя материал из проектной зоны. К развитию этого направления относятся модель листа переменной толщины (Variable Thickness Sheet Model), метод формы (Shape-method), моделирование биологического роста (CAO — Computed Aided Optimization/SKO — Soft Kill Option), эволюционная структурная оптимизация (ESO — Evolutionary Structural Optimization), двунаправленная эволюционная структурная оптимизация (BESO — Bidirectional Evolutionary Structural Optimization), методы функций плотности материала (Material Density Functions Method) и метаморфического развития (Metamorphic Development Method). Второй способ предполагает итерационное размещение отверстий («пузырей») в определенных точках расчетной области, при этом на каждой итерации отверстия и переменные границы непрерывного тела одновременно подвергаются процедуре оптимизации формы. Данный способ представлен методами пузырьков (Bubbles) и топологической чувствительности (Topological Sensitivity) [11].

Из описанных выше методов широкое распространение получила SIMP-модель, или метод переменной плотности (Variable Density Approach). Данная модель предполагает изменение относительной плотности сплошного материала от 0 (ненужный объем) до 1 (необходимый объем), что в физической интерпретации эквивалентно материалу с различной степенью пористости в менее и более нагруженных зонах детали. Между параметрами жесткости и плотности материала принимается степенная зависимость [10]:

$$E_{ijkl}(x) = \rho(x)^p \cdot E_{ijkl}^0, \quad (1)$$

где $E_{ijkl}(x)$ и E_{ijkl}^0 — матричные формы записи фиктивного тензора упругости и тензора упругости исходного материала соответственно ($i, j, k, l = 1, 2, 3$); $\rho(x)$ — функция плотности материала; p — штрафной фактор, $p > 1$.

Функция плотности материала в (1) имеет следующий вид:

$$\rho(x) = x \cdot \rho^0, \quad (2)$$

где x — относительная плотность КЭ, $0 < x \leq 1$; ρ^0 — фактическая плотность материала.

Значение штрафного фактора определяет склонность относительной плотности принимать одно из своих предельных значений [11]. На рис. 5 приведена зависимость модуля Юнга от плотности материала с коэффициентом Пуассона $\nu = 1/3$ при значении штрафного фактора $p = 3$.

Процедура оптимизации сводится к минимизации целевой функции (массы, объема, энергии деформации) при условии выполнения заданных ограничений (например, перемещений контрольных точек детали), при этом параметром оптимизации является плотность КЭ. Результат

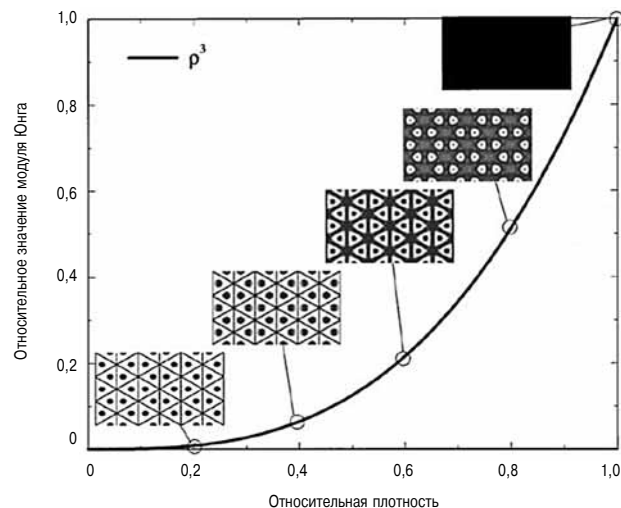


Рис. 5. Пористые микроструктуры, реализующие свойства SIMP-модели [11]

данной процедуры — поле относительной плотности материала со значениями от 0 до 1, при визуализации которого задается нижняя граница плотности. Зоны со значениями плотности ниже этой границы не отображаются, следовательно, они считаются неэффективными и подлежат удалению.

В настоящий момент алгоритмы ТО реализованы во многих коммерческих программах, таких как OptiStruct (Altair), Tosca (DS Simulia), MSC-Nastran (MSC Software), Genesis (VR&D), Creo (PTC), PLM Software (Siemens), Inspire (SolidThinking) [12] и ANSYS Mechanical. Это способствует их быстрому внедрению в различные области науки и техники, в том числе и в двигателестроение. Например, в [13] метод переменной плотности был применен для оптимизации поршня с плоским днищем. В поршне было выделено три области (огневое днище, юбка и область между ними), которые оптимизировались независимо друг от друга. Для расчета первой зоны прикладывались силовые и тепловые граничные условия (ГУ), а для двух остальных — только силовые ГУ, в результате масса поршня уменьшилась на 12,5 %. Аналогичное исследование было проведено в [14], где оптимизируемой областью была выбрана зона бобышек под поршневой палец. Были установлены нижние и верхние пределы для значений перемещений узлов по горизонтальной и вертикальной образующей боковой поверхности поршня, а также всех узлов в отверстии под поршневой палец. После оптимизации удалось достичь уменьшения массы поршня на 26 %. В [15] при ТО стального поршня четырехтактного мотоциклетного двигателя в качестве ограничения задавалась требуемая жесткость поверхности днища поршня и опорной поверхности юбки. Авторами проводились три

процедуры ТО поршня, соответствующие трем расчетным случаям: нагружению от максимального давления сгорания (рис. 6, а), от сил инерции в верхней мертвой точке (ВМТ) (рис. 6, б) и от боковой силы (рис. 6, в). Новая твердотельная модель (рис. 6, г) поршня была построена за счет объединения полученных независимо друг от друга результатов.

На кафедре Э2 «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана был разработан альтернативный метод ТО, основанный на расчете усталостной прочности деталей. Метод реализован на языке APDL (ANSYS Parametric Design Language) [16], который встроен в программный комплекс ANSYS. Данный алгоритм можно отнести к группе микроструктурных методов непрерывной ТО, так как в его основе лежит принцип «включения/выключения» КЭ, составляющих объем детали. «Выключение» КЭ происходит за счет обнуления его матрицы жесткости. Блок-схема алгоритма представлена на рис. 7.

Правило, по которому элемент может быть «выключен», базируется на расчете механической

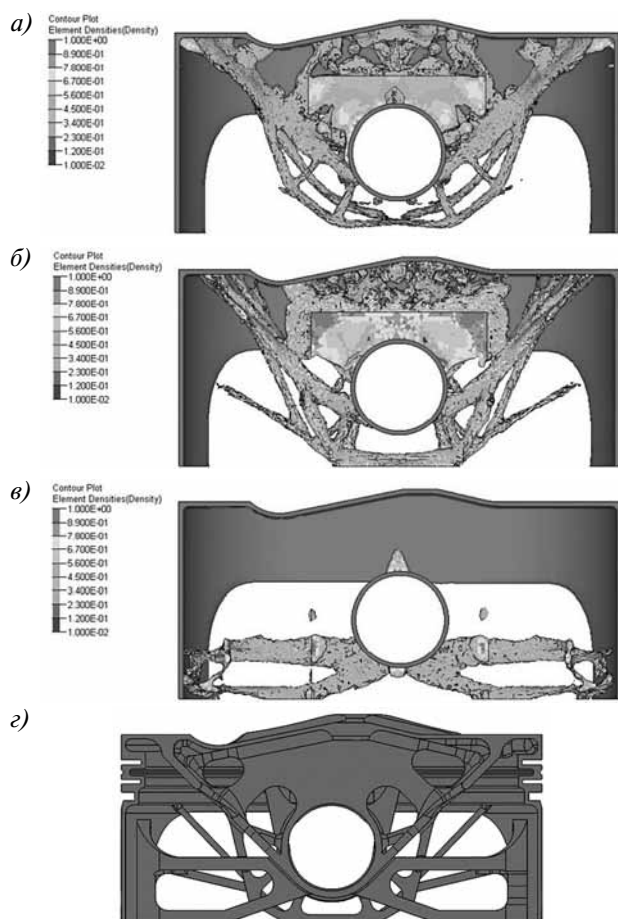


Рис. 6. Структура стального поршня с относительной плотностью выше 0,4 [15]:

а) — случай максимального давления сгорания; б) — случай продувки; в) — случай действия боковой силы; г) — твердотельная модель поршня после интерпретации результатов

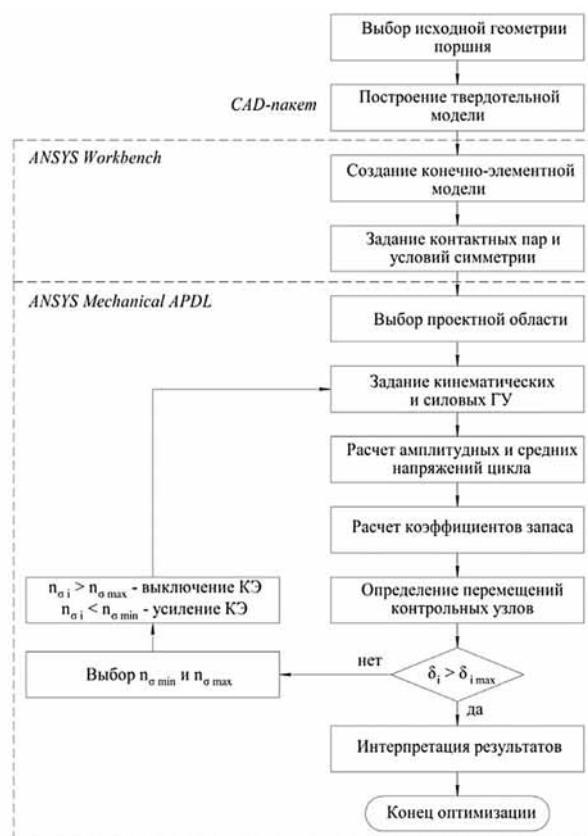


Рис. 7. Блок-схема алгоритма

выносливости материала. Для каждого КЭ определяется коэффициент запаса циклической прочности $n_{\sigma i}$, после чего рассчитываются перемещения контрольных узлов δ_i . Если перемещения не превышают допустимые значения $\delta_{i \max}$, происходит выключение КЭ с $n_{\sigma i} > n_{\sigma \max}$ и усиление КЭ посредством включения соседних элементов с $n_{\sigma i} < n_{\sigma \min}$. В процессе оптимизации значение $n_{\sigma \max}$ постепенно снижается, а величина $n_{\sigma \min}$ приравнивается к минимально допустимому коэффициенту запаса, за счет чего достигается плавное переформирование геометрии поршня.

Таким образом, в данном алгоритме целевой функцией является масса детали, конструктивным ограничением выступает жесткость заданных элементов конструкции, а параметром оптимизации — коэффициент запаса КЭ.

С помощью описанного выше метода была оптимизирована крышка цилиндра среднеоборотного дизельного двигателя [17], а также получена и запатентована конструкция его поршня [18].

Оптимизация стального поршня. В данной работе была поставлена цель установить наиболее рациональную конструкцию стального поршня высокофорсированного дизеля с диаметром цилиндра 130 мм. Двигатели данной размерности в шестицилиндровом рядном исполнении часто устанавливаются на грузовые автомобили, для

которых характерны высокие нагрузки в течение длительного времени.

Важно подчеркнуть, что при применении алгоритма для оптимизации поршня исключается из рассмотрения его тепловое состояние и принимается во внимание только механическое нагружение. Иными словами, делается попытка получить наиболее оптимальную конструкцию с точки зрения восприятия нагрузки от давления газов, боковой силы и сил инерции.

Поскольку алгоритм не предусматривает добавление КЭ, исходная твердотельная модель была построена исходя из максимально возможных размеров поршня. Для получения наиболее адекватных деформаций расчет производился в сборе с поршневым пальцем и шатуном. Также был предусмотрен зазор в соединении этих деталей и заданы контактные пары. Для уменьшения времени вычислений рассчитывалась не вся сборка шатунно-поршневой группы, а лишь ее четвертая часть с приложенными условиями симметрии (рис. 8).

Материалом поршня была выбрана жаропрочная сталь 20Х3МВФ, которая является релаксационностойкой и широко применяется для изготовления головок поршней форсированных дизелей.

Конечно-элементная модель (КЭМ) поршня была сгенерирована преимущественно из 8-узловых шестигранных элементов, при этом общее количество КЭ составило 244 тысячи, а их средний размер — 1 мм. Элементы, принадлежащие узлам огневого днища поршня, его боковой поверхности и отверстия в бобышке, а также все КЭ поршневого пальца и шатуна,

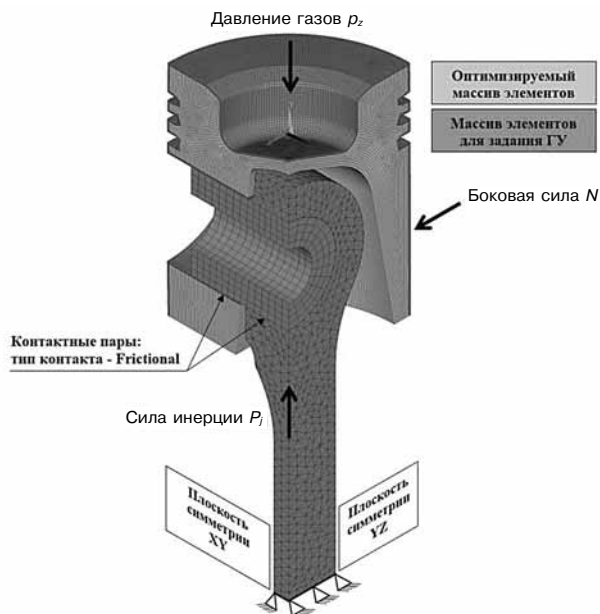


Рис. 8. КЭМ сборки шатунно-поршневой группы и граничные условия для расчета

были выделены в отдельный массив, который не подвергался оптимизации, а служил для задания ГУ.

Для расчета коэффициента запаса использовались две расчетные схемы, соответствующие режиму номинальной мощности. В первом случае рассматривался такт рабочего хода, когда на поршень действуют сила давления горячих газов и силы инерции. Для того чтобы расчетная схема была наиболее консервативной, давление рабочего тела было принято равным максимальному давлению сгорания $p_z = 30$ МПа. Кроме того, была добавлена боковая сила N , рассчитанная исходя из максимального угла отклонения шатуна $\beta_{\max}$. Второй расчетный случай соответствовал такту газообмена, при котором существенной нагрузкой на поршень являются лишь силы инерции (табл. 1).

В первом приближении можно принять, что поршень подвержен только многоциклового усталости, возникающей из-за действия на него высокочастотного механического нагружения от сил давления газов, боковой силы и сил инерции. В этом случае для оценки ресурса детали применяется коэффициент запаса усталостной прочности, который определяется как отношение предела выносливости материала к амплитуде напряжений, скорректированной с учетом асимметрии цикла и реальных условий работы детали [19, 20]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{m\sigma}\epsilon_{ps}}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m}, \quad (3)$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала при симметричном цикле; k_{σ} — эффективный коэффициент концентрации напряжений; $\epsilon_{m\sigma}$ — масштабный фактор; ϵ_{ps} — коэффициент влияния состояния поверхностного слоя; ψ_{σ} — коэффициент влияния асимметрии цикла; σ_a и σ_m — амплитудное и среднее значение напряжений за цикл соответственно.

Поскольку расчет методом конечных элементов позволяет получить локальные значения напряжений, эффективный коэффициент концентрации напряжений k_{σ} в (3) был принят равным 1. В связи с тем что разброс значений шероховатости на различных поверхностях поршня достаточно велик и отсутствуют данные о влиянии реальной рабочей среды (топливовоздушной смеси, ма-

Таблица 1

Расчетные нагрузки на поршень

Расчетный случай	p_z , МПа	N , кН	Ускорение в ВМТ, м/с ²
Такт рабочего хода	30	107	4000
Такт газообмена	—	—	4000

сляного тумана) на процесс зарождения трещины, правильно рассчитать фактор влияния состояния поверхностного слоя $\epsilon_{п\sigma}$ не представляется возможным; принимаем $\epsilon_{п\sigma} = 1$. Кроме того, кажется необоснованным выбор масштабного фактора в зависимости от характерного размера детали, так как предсказать, будут ли толщины стального поршня меньше или больше диаметра стандартного образца для испытаний на выносливость, достаточно сложно ($\epsilon_{м\sigma} = 1$).

Коэффициент влияния асимметрии цикла и предел усталостной прочности стали 20Х3МВФ определяются на основании ГОСТ 25.504–82:

$$\Psi\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 870 = 0,194 \approx 0,2; \quad (4)$$

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001 \cdot \sigma_B) \cdot \sigma_B = (0,55 - 0,0001 \cdot 870) \cdot 870 = 403 \text{ МПа}, \quad (5)$$

где σ_B — предел прочности.

С учетом вышеприведенных выкладок и принятых допущений формула (3) для расчета коэффициента запаса циклической прочности принимает следующий вид:

$$n_\sigma = \frac{403}{\sigma_a + 0,2\sigma_m}. \quad (6)$$

Поскольку напряженное состояние КЭ в поршне многоосное, амплитудные напряжения σ_a рассчитываются в соответствии с энергетической теорией Мизеса [21]:

$$\sigma_a = \frac{1}{\sqrt{2}} \times \quad (7)$$

$$\times \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + (\sigma_{ya} - \sigma_{za})^2 + (\sigma_{za} - \sigma_{xa})^2 + 6(\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{xza}^2)},$$

где σ_{xa} , σ_{ya} , σ_{za} и τ_{xya} , τ_{yza} , τ_{xza} — нормальные и касательные компоненты амплитудного напряжения соответственно.

Средние напряжения цикла σ_m определяются как:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad (8)$$

где $\sigma_{\max}$ и $\sigma_{\min}$ — наибольшее и наименьшее значения максимального главного напряжения соответственно.

Максимально допустимые перемещения узлов боковой поверхности поршня и отверстия под поршневой палец были получены из расчета напряженно-деформированного состояния поршня того же типоразмера.

В программном комплексе ANSYS Mechanical APDL для оптимизации структуры поршня было выполнено 10 итераций, после которых была достигнута минимально возможная жесткость его конструкции. Распределение коэффициентов запаса усталостной прочности в полученной модели приведено на рис. 9.

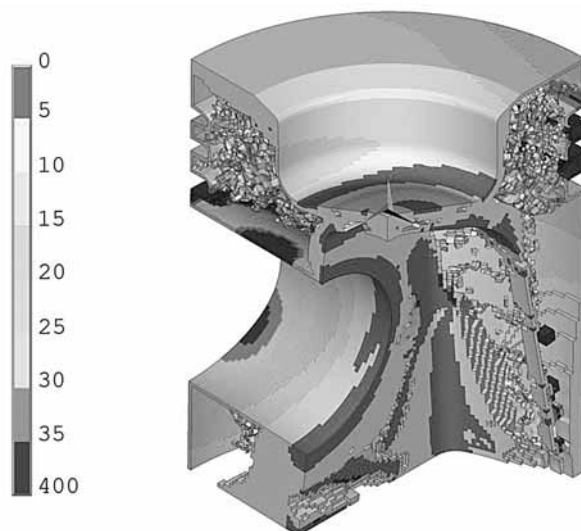


Рис. 9. Распределение коэффициентов запаса усталостной прочности по структуре поршня

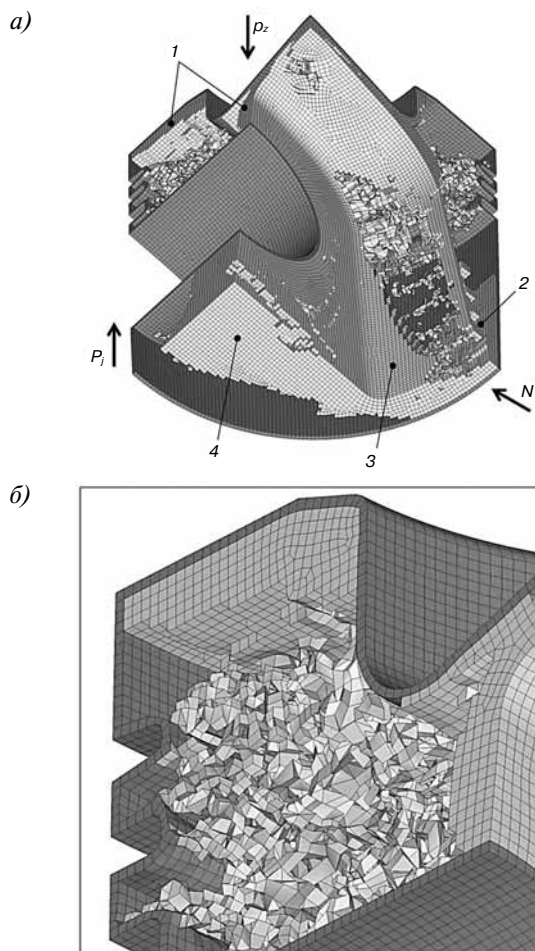


Рис. 10. Силовые элементы поршня (а) и решетчатая структура под его огневом днищем (б)

Основная доля нагрузки от давления газов в оптимизированном поршне воспринимается зонами 1, поддерживающими огневое днище поршня (рис. 10, а). Утолщенная часть юбки 2

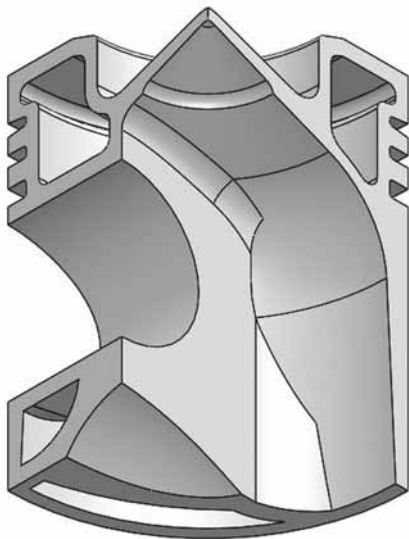


Рис. 11. Твёрдотельная модель оптимизированного поршня

воспринимает боковую силу и через перемышку 3 передает усилие на ребро 4. Нижняя часть ребра 4 несет нагрузку от инерционных сил. Как видно из рис. 10, б, в зоне галереи охлаждения под огневым днищем поршня формируется решетчатая структура. На основе полученного

массива КЭ была построена твердотельная модель поршня (рис. 11), которая в 2 раза легче исходной геометрии.

Необходимо отметить, что результаты данной оптимизации дают качественную картину напряженности конструкции поршня и не могут служить для окончательного выбора его геометрии. Для создания адекватного количественного критерия оптимизации данный расчет должен быть дополнен тепловым нагружением от контакта с рабочим телом, картерными газами, охлаждающим маслом и гильзой цилиндра.

Выводы. Современная тенденция перехода на более прочные стальные поршни требует разработки более легких конструкций, получение которых активно ведется методами ТО. Изготовление таких сложных конструкций с тонкостенными, пористыми и решетчатыми структурами становится возможным благодаря аддитивным технологиям производства.

Предлагаемый в работе метод ТО, основанный на расчете усталостной прочности деталей, был успешно применен к стальному поршню. Полученные результаты позволили модифицировать его базовую модель исходя из условий минимальной массы и ограничений по жесткости.

Литература

1. Barnes S.J., Lades K. The Evolution of Aluminium Based Piston Alloys for Direct Injection Diesel Engines // SAE Technical Paper Series. 2002. № 2002-01-0493. P. 1–7.
2. KS Mono-Block Steel Pistons for Commercial Truck Applications // Официальный сайт компании Rheinmetall Automotive AG. URL: <https://www.rheinmetall-automotive.com/en/brands/kolbenschmidt/small-bore-pistons/pistons-for-commercial-vehicle-engines/brochures/>.
3. Rudnev V., Loveless D., Ribeiro C., Boomis J. Unleashing a Superior Induction-Heating Design with Computer Modeling // Industrial Heating. 2009. Vol. 76. Issue 8. P. 43–47.
4. Gabriel D., Hettich T. TopWeld® Steel Piston for High Speed Diesel Engines // SAE Technical Paper Series. 2015. № 2015-01-1723. P. 1–5.
5. Kemnitz P., Maier O., Klein K. Monotherm, a New Forged Steel Piston Design for Highly Loaded Diesel Engines // SAE Technical Paper Series. 2000. № 2000-01-0924. P. 1–9.
6. Pistons and Engine Testing. MAHLE GmbH, ed., MTZ, 2012.
7. ASTM Standard F2792, Standard Terminology for Additive Manufacturing Technologies. 2013. URL: <http://www.astm.org/Standards/F2792.htm>.
8. Заявка на патент: US 2014/0299091 A1. Piston Made Using Additive Manufacturing Techniques: — Federal-Mogul. — 0299091; Заявл. 04.04.14; Опубл. 09.10.14 (Поршень, изготовленный с применением аддитивных технологий).
9. Copeland C., Reyes Belmonte M., Drummond H., Hopkins G., Schmieder A., Bredda S.W., Akehurst S. Improving Heat Transfer and Reducing Mass in a Gasoline Piston Using Additive Manufacturing // SAE Technical Paper Series. 2015. № 2015-01-0505. P. 1–9.
10. Bendsoe M.P., Sigmund O. Topology Optimization: Theory, Methods and Applications. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003. 370 p.
11. Eschenauer H., Olhoff N. Topology Optimization of Continuum Structures: A Review // ASME Applied Mechanics Reviews. 2001. Vol. 54, №. 4. P. 331–390.
12. Saadlaoui Y., Milan J.-L., Rossi J.-M., Chabrand P. Topology Optimization and Additive Manufacturing: Comparison of Conception Methods Using Industrial Codes // Journal of Manufacturing Systems. 2017. Vol. 43. P. 178–186.
13. Zhao J., Du F., Yao W. Structural Analysis and Topology Optimization of a Bent-Bar-Frame Piston Based on the Variable Density Approach // Proceedings of the ASME 2014 Dynamic Systems and Control Conference. 2014. P. 1–7.
14. Du F., Tao Z. Study on Lightweight of the Engine Piston Based on Topology Optimization // Advanced Materials Research. 2011. Vols. 201–203. P. 1308–1311.
15. Barbieria S.G., Giacomini M., Mangeruga V., Mantovani S.A Design Strategy Based on Topology Optimization Techniques for an Additive Manufactured High Performance Engine Piston // Procedia Manufacturing. 2017. Vol. 11. P. 641–649.
16. Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications. Release 12.0. ANSYS Inc. 2009. 1190 p.
17. Мяков Л.Л., Маластовский Н.С., Дьякова Л.Н., Блинов А.С. Исследование напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра высокофорсированного дизеля // Известия высших учебных заведений. — М. : Машиностроение, 2015. № 2 (659). — С. 42–52.
18. Патент на полезную модель № 159516 РФ. Поршень среднеоборотного дизельного двигателя внутреннего сгорания / Н.С. Маластовский, Л.Л. Мяков, И.В. Оболонный, В.И. Панин, Е.Е. Стрижов. Опубл. 10.02.2016, Бюл. № 4. — 2 с.
19. Гусев А.С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. — М. : Машиностроение, 1989. 248 с.
20. Козаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. — М. : Машиностроение, 1977. 232 с.
21. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести: учебник для вузов / Н.Н. Малинин. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1975. — 398 с.

БИНАРНЫЙ РАБОЧИЙ ЦИКЛ — НОВОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ В ДВС

Ю.Г. Плескачевский, инж., А.В. Шерстнёв, к.т.н, с.н.с., ст. преп.
ВИ(ВМП) ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия им. адмирала. Н.Г. Кузнецова»
П.В. Дружинин, д.т.н., профессор,
ВИ(ИТ) ВА МТО

Приведена конструктивная схема поршневого ДВС для реализации бинарного рабочего цикла, осуществляемого в двух изолированных камерах (камере сгорания и камере нагнетания), разделенных свободным поршнем. Разделение рабочего объема двигателя на две изолированные камеры повышает качество смесеобразования и снижает пиковые нагрузки на детали КШМ за счет сжатия части воздушного заряда между основным и свободным поршнями. Полный цикловой заряд воздуха осуществляет функции окислителя (в камере сгорания) и упругого звена (в камере нагнетания) при передаче давления газов на детали коленчатого вала двигателя.

Решение вопросов экономии энергоносителей, улучшения эксплуатационных характеристик и обеспечение защиты окружающей среды, были и остаются актуальными задачами развития ДВС [1]. В этой связи особый интерес представляют технические решения, характеризующие конструктивные и эксплуатационные возможности двигателя нового типа — бинарного ДВС (БДВС). Данную статью следует рассматривать как знакомство с особенностями конструктивного исполнения и функционирования двигателя, расширения функциональных возможностей двигателей, представленных в патентах РФ [2–4] и др.

В основу концепции бинарного цикла положено расширение функционального использования воздуха в рабочих процессах поршневых ДВС как компонента, выполняющего следующие функции:

- воздух, необходимый для окисления топлива;
- воздух, как упругая среда при передаче давления газов на вал двигателя;
- воздух, совершающий полезную работу без участия в химических процессах.

На рис. 1 представлены варианты конструктивных схем БДВС, отличающихся вариантами подачи воздуха в камеру сгорания. Новыми элементами здесь являются

автономный поршень (АП) и упор. Назначение АП — разделение рабочего объема цилиндра на камеры сгорания (КС) и нагнетания (КН). В процессе работы камеры изолированы и кратковременно сообщаются только для подачи воздуха из КН в КС. В отличие от основного поршня (ОП), АП не связан с элементами КШМ и перемещается вдоль оси цилиндра под действием разности давлений в камерах, но не дальше упора, ограничивающего перемещения АП на такте сжатия. Остальные конструктивные элементы по назначению и устройству мало отличаются от аналогичных элементов традиционных ДВС и подробных комментариев не требуют.

«Внутренняя» подача воздуха осуществляется по специальным каналам в самом АП, открывающихся при определенных условиях внутри рабочего объема цилиндра. Для варианта «внешней» подачи воздух в КС направляется по магистрали с клапаном 5, расположенным вне рабочего объема цилиндра. Левые фрагменты рисунка соответствуют такту сжатия и поступлению циркуляционной порции воздуха (ЦПВ) в КС, а правые — поступлению ЦПВ в КН, которое может совпадать с одновременным выпуском продуктов сгорания из КС при открытых клапанах 7. Поршень 3, являясь кинематическим звеном криво-

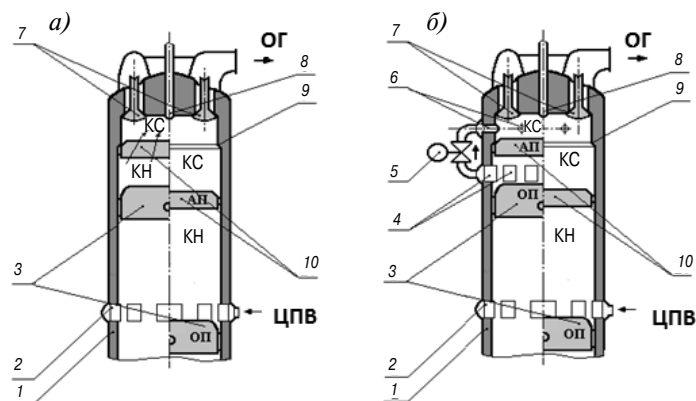


Рис. 1. Конструктивная схема бинарного ДВС:

а — вариант внутренней подачи воздуха;

б — вариант внешней подачи воздуха;

1 — корпус цилиндра двигателя; 2 — окна впуска ЦПВ; 3 — ОП; 4 — окна подачи воздуха в КС; 5 — клапан сообщения/разобщения КН и КС; 6 — каналы подачи воздуха в КС; 7 — клапана выпуска ОГ; 8 — устройство (форсунка) подачи топлива в КС; 9 — упор; 10 — АП

шипно-шатунного механизма, обеспечивает чередование тактов сжатия/расширения и передает силу давления газов непосредственно на вал двигателя. Поэтому в БДВС он назван основным поршнем — (ОП). Автономный поршень — 10 является новым элементом конструкции. Он разделяет рабочий объем цилиндра на КН и КС, не имеет кинематической связи с коленчатым валом и перемещается в цилиндре под действием разности давлений между камерами, т. е. является подвижной газонепроницаемой перегородкой.

Рабочий процесс организован следующим образом. Поступление воздуха в рабочий объем цилиндра двигателя осуществляется только в КН через окна 2 при нахождении ОП 3 в нижней мертвой точке (НМТ). На такте сжатия, после перекрытия поршнем 10 окон 2, движение ОП, являющегося «движущей» силой, вызывает «согласованное» с ним перемещение АП. При этом параметры рабочего тела в КН (воздух) и продукты сгорания сжимаются приблизительно с одинаковой интенсивностью (политропа сжатия), т. е. процессы сжатия согласованы. В процессе такта сжатия часть воздуха из КН поступает в КС, а часть — остается в КН и участие в сгорании топлива не принимает. Для подачи воздуха в КС, необходимо в цилиндре создать определенные условия. Для этого достаточно, чтобы давление в КН ($p_{\text{кн}}$) превысило давление в КС ($p_{\text{кс}}$) на заданную величину $\Delta p_{\text{п}}$, т. е. $\Delta p(\varphi) = (p_{\text{кн}} - p_{\text{кс}})_{\varphi} \geq \Delta p_{\text{п}}$. Для этой цели служит упор 9, который ограничивает перемещение АП на такте сжатия до прихода ОП в ВМТ. В простейшем случае упором может служить коническое сужение внутреннего диаметра на некоторой высоте гильзы цилиндра, как показано на рис. 1. От положения упора 9, зависят основные расходные характеристики рабочего процесса и режимные возможности БДВС. После впрыска топлива и завершения рабочего хода, из КС в окружающую среду удаляют отработавшие газы (ОГ) при открытии клапанов 7.

Независимо от выбранного варианта подачи воздуха в КС основной задачей АП является изоляция на большей части хода ОП камер друг от друга. Механизм выполнения основной задачи АП можно представить следующим образом. На рис. 2 изображена верхняя часть цилиндра в районе упора, при этом на АП действуют давления со стороны КН и КС, $p_{\text{кн}}$ и $p_{\text{кс}}$ соответственно. Давления со стороны камер представляют собой равномерно распределенные нагрузки. Под действием этих нагрузок основным видом движения будет плоскопараллельное перемещение АП. При таком движении действия боковых составляющих сил рабочего давления $p(\varphi)$, переменных по модулю и направлению, практически исключается.

Таким образом, можно считать, что перемещение АП вдоль оси цилиндра зависит только от перепада давлений между камерами $\Delta p = (p_{\text{кн}} - p_{\text{кс}})$. Фрагменты а и б рис. 2 представляют положение поршней до и после «посадки» АП на упор на такте сжатия. Для примера, представленного на рис. 2–4, принято: если $p_{\text{кс}} < p_{\text{кн}}$, то АП либо перемещается в сторону крышки цилиндра, либо прижимается к упору; если $p_{\text{кс}} \geq p_{\text{кн}}$, то АП, отслеживая повышение давления в КС, перемещается в сторону НМТ — сгорание и последующий такт расширения. На такте сжатия, до посадки АП на упор, движение ОП вызывает «согласованное» с ним перемещение АП (практически «отслеживая» перемещение ОП). При этом параметры рабочего тела в КН (воздух) и параметры рабочего тела в КС (смесь ПС и топлива) сжимаются с одинаковой интенсивностью, определяемой показателем политропы сжатия. После посадки АП на упор давление в КС не меняется, а вследствие продолжающегося такта сжатия давление в КН продолжает расти. Когда перепад давления между камерами КН достигает заданного значения $\Delta p_{\text{п}}$, начинается подача воздуха в КС. Величина $\Delta p_{\text{п}}$ определяется из условия поступления в КС заданного количества воздуха ($L_{\text{шпв}}$) за отведенный период. При этом в КН остается часть воздуха, масса которого не меняется до момента поступления в КН новой порции воздуха и определяется, как «наполнение» КН — $L_{\text{кн}}$.

Для варианта «внешней» подачи масса воздуха из КН в КС регулируется клапаном 5 (см. рис. 1). В этом варианте перекрывается весь технически необходимый диапазон возможных режимов подачи воздуха.

При реализации «внутренней» подачи ЦПВ существуют определенные ограничения, поскольку изменение подачи воздуха происходит автоматически, за счет предварительной настройки некоторых элементов АП.

Для осуществления воздухообмена посредством сообщения или разобщения камер можно применять разные устройства, реагирующие на перепад давления между камерами. Один из возможных конструктивных вариантов устройства

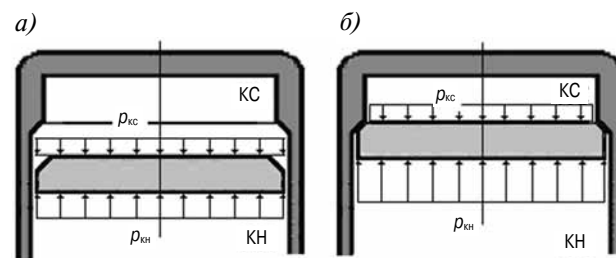


Рис. 2. Схема работы АП:

а — положение АП до «посадки» на упор; б — АП на упоре

АП и механизм сообщения/разобщения камер приведен на рис. 3–4. Более подробные объяснения представлены в [4].

Во внутренней полости корпуса АП 3 установлена шайба, как показано на рис. 3. АП 3 перемещается вдоль оси 1 цилиндра двигателя. Левая часть рисунка соответствует свободному перемещению АП, а правая часть — фиксированному положению АП на упоре 7. Корпус АП со стороны КН имеет полку 2 с концентрическим отверстием диаметром D_0 , а шайба диаметром $D_{ш}$ перфорирована сквозными отверстиями 5 и прижимается к этой полке. При этом центральная (сплошная) часть шайбы 6 полностью перекрывает концентрическое отверстие, т. е. $(D_{пш} - D_0) > 0$. В таком положении доступ воздуха из КН к отверстиям шайбы, по зазору между полкой и шайбой, перекрыт.

Случай, представленный на правой части рис. 3, соответствует эпюре, изображенной на фрагменте а рис. 4. Здесь: $p_{кн}$ и $p_{кс}$ — давления в камерах; $F_{кн}$ и $F_{кс}$ — результирующие силы, действующие на противоположные поверхности АП; $F_{уп}$ — сила со стороны упругого элемента 4 (рис. 3), дополнительно прижимающая шайбу к полке 2 корпуса АП 3. Таким образом, условие разобщения камер — $(p_{кн} - p_{кс}) \geq \Delta p_p$. В этом случае корпус АП и шайба представляют единое целое и перемещаются вместе, обеспечивая разобщение камер, а Δp_p — заданный перепад давлений для подачи воздуха в КС.

На такте сжатия и положения АП на упоре (правая часть рис. 3 и фрагмент б рис. 4), давление со стороны КС постоянно растет. При из-

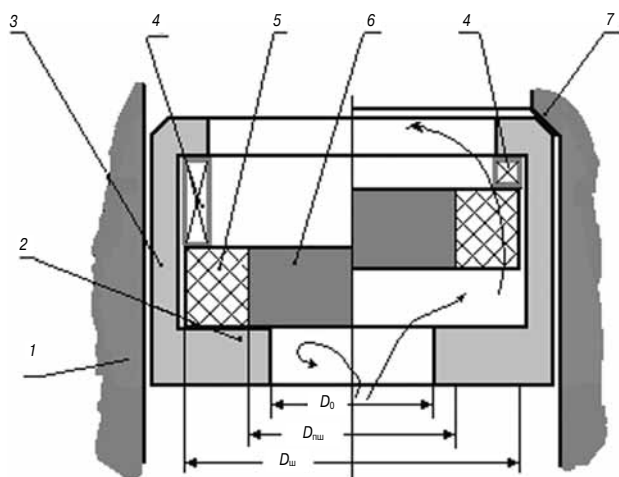


Рис. 3. Работа АП для варианта «внутренней» подачи воздуха:

1 — корпус цилиндра двигателя; 2 — полка со стороны КН; 3 — корпус АП; 4 — упругий элемент; 5 — перфорированная часть шайбы; 6 — сплошная часть шайбы; 7 — упор; $D_{ш}$, $D_{пш}$ — диаметры общей и сплошной частей внутренней шайбы; D_0 — диаметр центрального отверстия полки корпуса АП со стороны КН

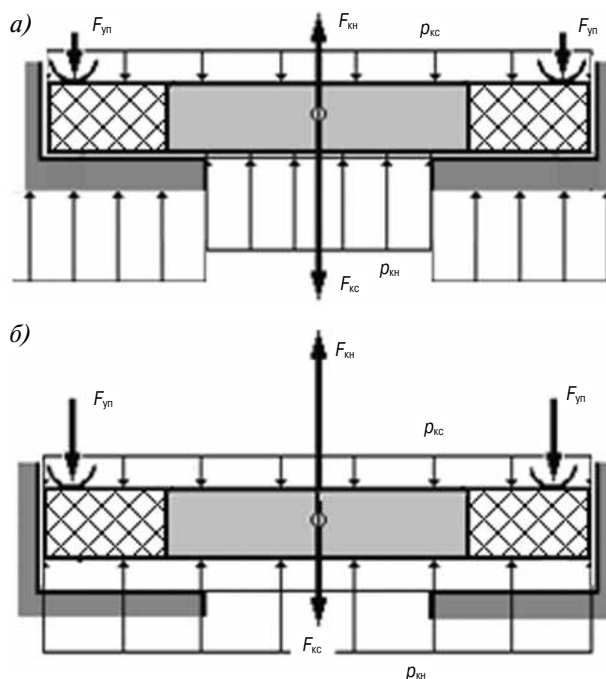


Рис. 4. Режимы работы АП для варианта внутренней подачи воздуха (Патент РФ [3]):

а — режим «разобщения» камер; б — режим «сообщения» камер; $F_{кн}$, $F_{кс}$, $F_{уп}$ — силы, действующие со стороны КН, КС и упругого элемента; $p_{кн}$, $p_{кс}$ — давление в КН и КС

менении условия, т. е. при $\Delta p(\varphi) = (p_{кн} - p_{кс})\varphi \geq \Delta p_p$, сила $F_{кн}$ становится больше силы, прижимающей шайбу к полке 2 ($(F_{кн} - F_{кс}) > 0$) и шайба «всплывает», открывая доступ воздуха из КН к сквозным отверстиям шайбы по зазору между полкой и шайбой. С поступлением воздуха, давление в КС повышается и наступает момент, когда $(F_{кс} - F_{кн}) > 0$, шайба «садится» на место и опять перекрывает доступ воздуха к сквозным отверстиям перфорированной части шайбы — камеры разобщены.

Если для варианта «внешней» подачи, АП всегда обеспечивает разделение камер, то для варианта «внутренней» подачи, изоляция камер возможна только в случае, когда корпус и шайба представляют единое целое.

Режимы рабочего процесса БДВС в основном осуществляются при «согласованном» перемещении поршней. Пошаговая схема, представленная на рис. 5, демонстрирует механизм взаимодействия поршней при их перемещении [4]. Каждый шаг разбит на три условных квазиэтапа, разделенных вертикалями и обозначенных 1, 2 и 3 (нижняя часть рисунка).

Перед очередным шагом (исходное положение, 1-й этап) ОП и АП обозначены пунктирными линиями, объем КН — V_0 , давление в КН и КС равны ($p_{кн} = p_{кс} = p_0$), т. е. перепада давлений между камерами не возникает. В этот момент, если считать АП невесомым, АП неподвижен и находится во «взвешенном» состоянии.

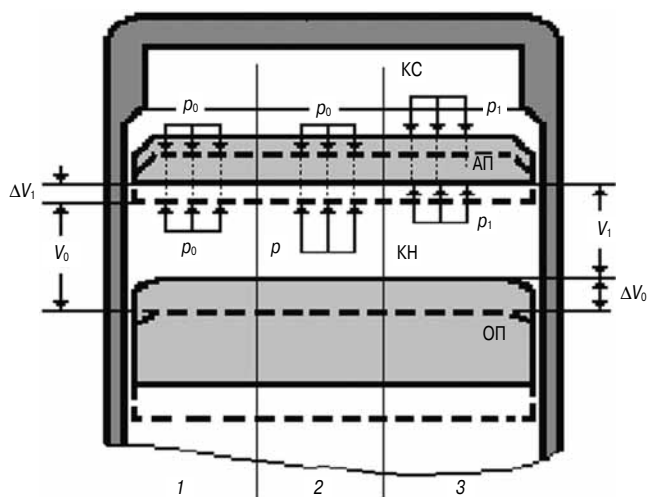


Рис. 5. Режим «согласованного» перемещения поршней:

V_0 , V_1 — объемы КН, начальный; ΔV_0 , ΔV_1 — изменения объемов КН и КС соответственно после первого шага АП; p_0 , p_1 — давление в цилиндре, до и после очередного шага АП

В результате перемещения ОП в новое положение (из положения отмеченного пунктирными в положение отмеченное сплошными линиями), объем КН уменьшается на ΔV_0 , давление в КН повышается до $p > p_0$ (этап 2). Под действием возникшей разности давлений АП перемещается в направлении крышки цилиндра, сжимая воздух в КС. Давление в КС повышается и, после выравнивания давлений между камерами, за счет перемещения АП $p_{\text{кн}} = p_{\text{кс}} = p_1$, АП занимает новое положение (этап 3, сплошные линии) при новом давлении ($p_1 > p_0$) и уменьшенном объеме КС на $\Delta V_1 < \Delta V_0$. При этом все текущие параметры и условно «взвешенное» состояние АП сохраняются до очередного шага ОП.

Как следует из представленной схемы взаимодействия поршней, на такте сжатия в режиме «согласованного» перемещения, ОП является «движущей» силой, определяющей динамику взаимодействия поршней и кинематику перемещения АП в соответствии со схемой на рис. 5.

На такте расширения «движущей» силой, определяющая динамику взаимодействия поршней становится давление в КС. Причем влияние давления рабочего тела в КС на АП сохраняется до момента выравнивания давления в обеих камерах, после чего процесс расширения будет проходить согласованно.

При «согласованном» перемещении поршней, на каждом шаге такта сжатия и такта расширения, перемещение ОП вызывает соответствующее перемещение АП ($\Delta V_{\text{кн}} = \Delta V_0$) ($\Delta V_{\text{кс}} = \Delta V_1$). Представленная конструктивная особенность характеризует способность демпфирования бросков

давления (штатных или не штатных), особенно в процессе сгорания.

Важнейшим аспектом рабочей схемы нового двигателя является то, что продукты сгорания топлива локализованы в КС, а передача энергии на ОП, т. е. на выходной вал двигателя, осуществляется посредством сжатия воздуха, заполняющего КН. Таким образом, рабочие тела в разных камерах, изолированных между собой, совершают полезную работу в рамках общего динамического процесса расширения, что и определяет предложенный термин — бинарный ДВС.

Наличие двух изолированных камер, в термодинамике такого цикла, предоставляет возможность локализовать процессы на «чистые» для воздуха КН (L_n) и «грязные» для продуктов сгорания в КС ($L_{\text{шв}} \cdot \beta + M_r$)

Кроме того, исключается попадание «грязных» и горячих компонентов КС в картер двигателя, поскольку между КС и картером находится промежуточная «чистая» КН.

Отмеченная конструктивная особенность уменьшает (исключает) негативные проявления повышенной скорости нарастания давления dp/dt , снижает «жесткость» работы и детонационную зависимость двигателя от применяемого топлива.

Выводы

1. Представлен альтернативный вариант существующим (традиционным) конструкциям поршневых ДВС.

2. Отмечается улучшение некоторых параметров, таких как «жесткость» работы, детонационная зависимость двигателя от применяемых видов (сортов) топлив.

3. Реализация предложенных технических решений возможна, поскольку базируется на освоенных технологиях, применяемых в отечественном двигателестроении.

Литература

- Орлов А.В., Пуятинский В.А., Дружинин П.В., Лукин В.В. Улучшение технико-экономических показателей автономных систем электроснабжения путем применения дизель-генераторных установок с переменной частотой вращения // Двигателестроение. — 1980. — № 1. — С. 29–30.
- Ю.Г Плескачевский, Патент РФ № 2146007; F 02B 3/04. 2510; 27.02.2000.
- Ю.Г Плескачевский, Патент РФ № 2349774; F 02B 75/28; 20.03.2009.
- Ю.Г Плескачевский, Патент РФ № 2407901; F02B 75/28 27;12.2010
- НИР «Исследование работоспособности и оценка эффективности бинарного ДВС», шифр «Бинар»; ВМПИ ВУНЦ ВМФ Военно-морская академия им. Н.Г. Кузнецова; 2014.

УДК 621.433: 621.515: 629.351 (470.56)

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПАО КАМАЗ ПРИМЕНЕНИЕМ МОДЕРНИЗИРОВАННЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ТКР 7С-6

*Р.К. Галиев, к.т.н. директор,
завод запасных частей и комплектующих ПАО КамАЗ
Г.Г. Гаффаров вед. инж., А.Г. Гаффаров, к.т.н. вед. инж.,
завод двигателей ПАО КамАЗ
С.Ю. Коваленко, к.т.н., ст. преподаватель
ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет»*

Представлены результаты экспериментальных исследований, направленных на обеспечение надежности автомобильных газовых двигателей ПАО КамАЗ. На основе анализа эксплуатационной надежности выявлены причины отказов импортных турбокомпрессоров S200G фирмы «Schwitzer». По программе импортозамещения на двигатели установлены отечественные ТКР 7С-6 с выполнением необходимых конструктивных доработок для адаптации к работе на газовых двигателях. Стендовые и ходовые испытания показали эффективность и надежность применения отечественных турбокомпрессоров с модульными подшипниками и дополнительной очисткой смазочного масла.

Одним из новых стратегических направлений расширения номенклатуры продукции, производимой ПАО КамАЗ, является производство автомобилей, автобусов и другой передвижной и стационарной техники с газовыми двигателями. Учитывая, что производственный потенциал ПАО КамАЗ позволяет выпускать до 10 тысяч газовых двигателей в год для различной спецтехники, основным покупателем которой является ООО «Газпром», для компании крайне важно сохранять и развивать лидирующие позиции на рынке газомоторной техники как Российской Федерации, так и за рубежом.

Вместе с тем, при проведении анализа эксплуатационной надежности газовых двигателей производства ПАО КамАЗ по данным отчета отдела анализа качества и рекламации Завода двигателей за 2015 г. было получено от потребителей газомоторной техники ПАО КамАЗ 187 рекламационных претензий к газовым двигателям. По мере увеличения выпуска газомоторной техники ПАО КамАЗ увеличивается количество рекламационных претензий от эксплуатационников. Детальное исследование содержания рекламаций показало, что вследствие повышенной термонапряженности



деталей и узлов происходят частые выходы из строя турбокомпрессоров S200G фирмы «Schwitzer», вследствие чего наблюдается снижение мощности двигателя на всех частотах вращения, нестабильная работа, а также недопустимо высокий расход двигателем моторного масла — до 4 литров на 1000 км пробега у грузовых автомобилей, до 5 литров на 1000 км пробега у пассажирских автобусов НефАЗ, что превышает нормативный расход более чем в 4 раза.

Разборка турбокомпрессоров S200G фирмы «Schwitzer» и осмотр деталей позволили получить следующие результаты.

➤ Извлечение роторов из корпусов подшипников оказалось возможным только с применением молотка вследствие чрезмерной закоксованности корпусов подшипников и роторов в зоне установки уплотнительных колец на турбинной ступени. Причем продукты закоксовывания, спрессованные между корпусом подшипников и ротором, исключали возможность свободного

вращения ротора. Уплотнительные кольца были лишены доступа масла, в узле вращения имело место торможение и перегрев.

➤ Ступицы колеса турбины и валы роторов имеют признаки сильного термического прижога из-за нарушения режима смазки моторным маслом.

➤ Валы роторов в местах сопряжения с внутренними поверхностями плавающих втулок изношены вследствие работы в режиме сухого трения.

➤ Внутренние поверхности корпусов подшипников, в которых вращаются плавающие втулки, изношены вследствие режима сухого трения.

Инженерной группой Завода двигателей ПАО КамАЗ систематически проводятся обследования и осмотры турбокомпрессоров S200G фирмы «Schwitzer» газовых двигателей, возвращенных на завод для восстановительного ремонта. У всех обследованных турбокомпрессоров выше перечисленные дефекты идентичны. Такие турбокомпрессоры подлежат только утилизации.

Анализ показателей рабочего процесса газового двигателя, а также результаты их стендовых испытаний на Заводе Двигателей ПАО КамАЗ показали, что для снижения температуры газов перед турбиной и улучшения процессов газообмена в цилиндрах необходима установка более производительного турбокомпрессора. Снижение температуры рабочего цикла приведет к снижению температуры отработавших газов, и, как следствие, исключит выход из строя свечей зажигания, оплавление поршней, сот каталитического нейтрализатора, снизит температуру моторного масла и его расход на угар.

В рамках действующей в РФ программы импортозамещения ПАО КамАЗ было освоено производство турбокомпрессоров ТКР 7С-6, отличающихся большей производительностью по сравнению с турбокомпрессорами S200G фирмы «Schwitzer» и значительно меньшей стоимостью.

Сравнительный тепловой расчет основных показателей работы газового двигателя с турбокомпрессорами S200G фирмы «Schwitzer» и ТКР 7С-6 показал, что использование ТКР 7С-6 вследствие его большей производительности позволит снизить температуру остаточных газов до 60 °С и, возможно, более. В данном случае это существенно [2]. Для подтверждения выдвинутых предположений и результатов расчета были проведены стендовые испытания в лаборатории испытаний двигателей на заводе двигателей ПАО КамАЗ в г. Набережные Челны на обкаточно-тормозном стенде AVL с гидротормозом фирмы «Schenck» в соответствии с требованиями ГОСТ 14846–81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний» (рис. 1).



Рис. 1. Газовый двигатель КамАЗ 820.62-300 на испытательном стенде

Вместе с тем испытания газовых двигателей с серийными турбокомпрессорами ТКР 7С-6 показали, что они также не обеспечивают должного уровня надежности газовых двигателей. Анализ результатов испытаний позволил установить причины выхода из строя серийных турбокомпрессоров ТКР 7С-6:

1) высокая теплонапряженность подшипниковых узлов [4];

2) интенсивный износ внутренних поверхностей корпуса подшипников в местах вращения плавающих втулок. Твердость корпуса подшипников в этих местах составляет 19 HRC, хотя в рекомендациях по проектированию подшипников скольжения твердость этих поверхностей должна составлять не менее 58–64 HRC [1]. В результате из-за разрушения подшипниковых узлов и корпусных деталей все серийные турбокомпрессоры ТКР 7С-6 были утилизированы, так как проблема их ремонтпригодности не решена;

3) попадание посторонних механических примесей в подшипниковые узлы;

4) недостаточное проходное сечение отверстия, подающего масло на поверхность трения упорного подшипника. По конструкторской документации диаметр отверстия составляет 1,2 мм вместо требуемых 1,7–1,8 мм [3];

5) унос масла из турбокомпрессора в окружающую среду происходит по причинам: *а* — отсутствия дренажа корпуса подшипников; *б* — газодинамическое разрежение в зазоре между тыльной стороной колеса компрессора и крышкой корпуса компрессора при работе двигателя на холостом ходу и на переходных режимах. По пункту *а* специалистами завода двигателей проведены лабораторные исследования, по пункту *б* ведутся работы по исключению этого дефекта.

Было предложено адаптировать ТКР 7С-6 к газовому двигателю КамАЗ путем усовершенствования подшипникового узла турбоком-

прессора, а именно — применением модульного подшипника, представляющего собой функционально завершённый сборочный узел, оформленный конструктивно как самостоятельный продукт, с улучшенной прокачиваемостью масла через подшипниковый узел и с его эффективным охлаждением.

На рис. 2 приведена конструкция модульного подшипника [5]. Корпус подшипника 1 изготавливается из конструкционной стали, подвергается физико-термической обработке — цементации, нитроцементации, закалке, азотированию и др. и имеет твердость 58–64 HRC. Подшипникообразующие поверхности подвергаются притирке для получения высоких классов чистоты и для снижения трения. На рис. 3 приведен фотоснимок корпусов и плавающих втулок модульных подшипников.

Для исключения попадания посторонних механических примесей в подшипниковые узлы турбокомпрессора между переходником и корпусом подшипников установлен сетчатый фильтр масла с малыми размерами ячеек. Схема установки сетчатого фильтра приведена на рис. 4. На рис. 5 представлена фотография переходника с сетчатым фильтром (а) и фильтр с задержанными посторонними частицами после проведения испытаний (б). Эскиз турбокомпрессора ТРК 7С-6 с установленным модульным подшипником и переходником с сетчатым фильтром представлен на рис. 6.

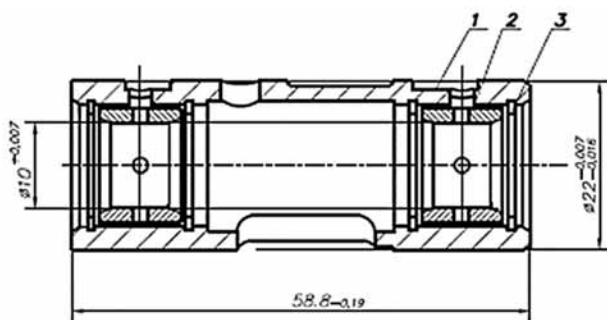


Рис. 2. Модульный подшипник турбокомпрессоров ТРК 7С-6:

1 — корпус подшипника; 2 — плавающая втулка; 3 — стопорное кольцо

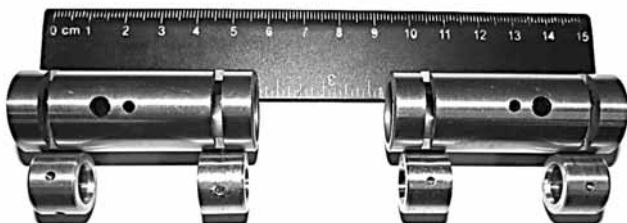


Рис. 3. Фотоснимок корпусов и плавающих втулок модульных подшипников

В 2015–2016 гг. были изготовлены 16 единиц опытных турбокомпрессоров ТРК 7С-6 с модульными подшипниками и выпускными коллекторами

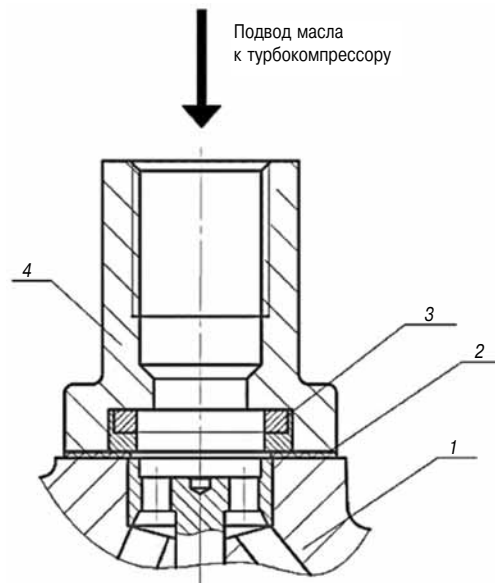


Рис. 4. Схема установки сетчатого фильтра:

1 — корпус подшипника; 2 — прокладка; 3 — сетчатый фильтр; 4 — переходник

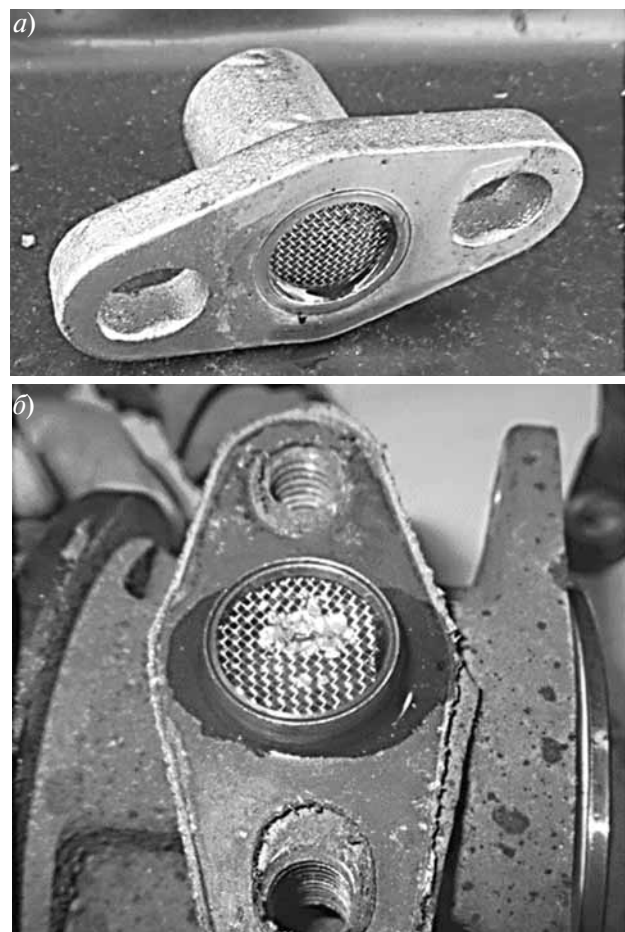


Рис. 5. Переходник подвода масла к турбокомпрессору с сетчатым фильтром (а) и посторонними частицами на фильтре после испытаний (б)

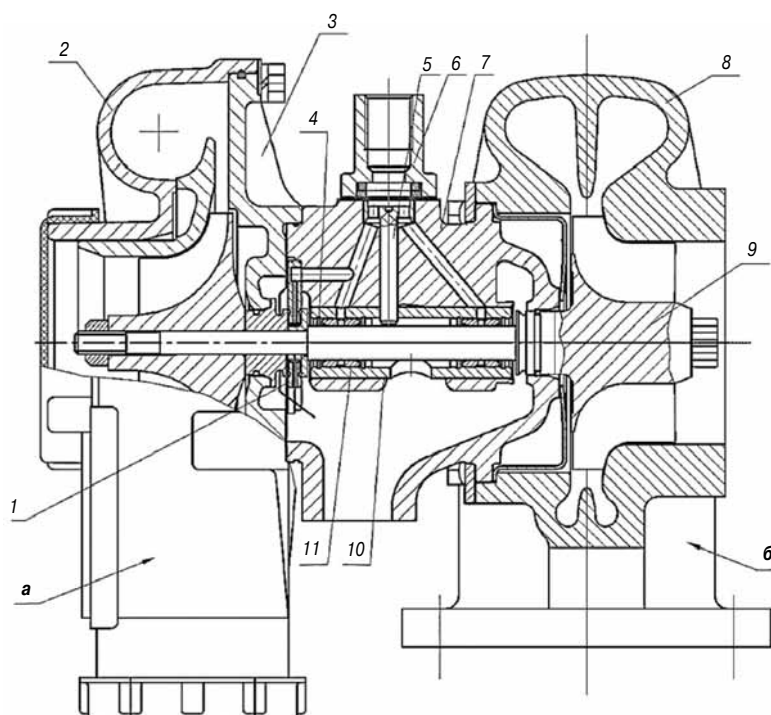


Рис. 6. Турбокомпрессор ТКР 7С-6 с модульным подшипником:

a — компрессорная ступень; *б* — турбинная ступень; 7 — корпус подшипников; 9 — ротор с колесом компрессора; 3 — крышка; 10 — модульный подшипник; 4 — стопорное кольцо; 2 — корпус компрессора; 8 — корпус турбины; 11 — плавающая втулка; 1 — упорный подшипник; 5 — фиксатор модульного подшипника; 6 — маслоподводящий переходник с сетчатым фильтром

рами производства ПАО КамАЗ для комплектации 8-ми газовых двигателей газомоторной техники, эксплуатирующейся в ООО «Газпром Добыча Оренбург» в Оренбурге вместо импортных турбокомпрессоров S200G и импортных выпускных коллекторов.

Для оценки работоспособности предложенных технических решений были предварительно проведены стендовые сравнительные испытания газовых двигателей с модернизированными и серийными турбокомпрессорами ТКР 7С-6. В процессе испытаний фиксировались следующие показатели работы турбокомпрессоров: p_{mk} — перепад давления (разрежение) воздуха на мерном коллекторе входа в компрессорную ступень; t_m — температура масла перед подшипниковым узлом; $A_{\Sigma(g)}$ — суммарное виброускорение корпуса компрессора; t_{T1} — температура газов перед турбиной; t_{T2} — температура газов за турбиной; p_{T1} — статическое давление газов перед турбиной; p_{k2} — статическое давление газов за колесом компрессора. Результаты сравнительных испытаний представлены в таблице. За основные сравнительные параметры приняты t_{T1} и t_{T2} . Снижение t_{T1} и t_{T2} в опытном турбокомпрессоре с модульными подшипниками означает улучшение их технико-экономических параметров по срав-

нению с технико-экономическими параметрами серийных турбокомпрессоров ТКР 7С-6.

Результаты стендовых испытаний показали:

а) давление наддува $p_{изб} = 1,08–1,09$ кгс/см² серийный турбокомпрессор развивает при значении температуры газа 530–540 °С на входе в колесо турбины;

б) давление наддува 1,08–1,09 кгс/см² турбокомпрессор ТКР 7С-6 с модульным подшипником развивает при значении температуры газа 452–453 °С на входе в колесо турбины, т. е. на 11 % ниже, чем у серийных турбокомпрессоров ТКР 7С-6.

Это означает, что модернизация серийных турбокомпрессоров ТКР 7С-6 обеспечивает значительное повышение КПД и надежность их работы.

На сегодняшний день модернизированные турбокомпрессоры, как и сами газовые двигатели, проходят контрольные эксплуатационные испытания. Через каждые 2 месяца совместно с инженерами и руководством ООО «Орен-

транс-КамАЗ», Оренбург, оформляются информационные бюллетени о пробегах и других эксплуатационных параметрах подконтрольных газовых двигателей.

Эксплуатационные пробеги двигателей с модернизированными турбокомпрессорами ТКР 7С-6 на 24.01.2018 г. составляли 92 000–220 000 км и продолжают работать без замечаний. Сетчатые фильтры, установленные на входе в корпус подшипников турбокомпрессоров, показывают хорошую эффективность по исключению попадания посторонних примесей в подшипниковые узлы турбокомпрессоров.

Результаты сравнительных испытаний газовых двигателей с модернизированными и серийными турбокомпрессорами ТКР 7С-6

Турбокомпрессор	p_{mk}	t_m	$A_{\Sigma(g)}$	t_{T1}	t_{T2}	p_{T1}	p_{k2}
ТКР 7С-6 серийные							
№ 857475	240	70	4	540	430	1,00	1,09
№ 857529	240	—	3	530	430	1,00	1,09
ТКР 7С-6 с модульными подшипниками							
№ 858363	250	70	3	453	348	1,00	1,09
№ 858366	240	—	2,5	452	433	1,00	1,09

Таким образом, по результатам работы можно сделать следующие выводы:

- применение модульного подшипника и дополнительной очистки масла, поступающего в турбокомпрессор, способствуют увеличению срока его службы;
- обеспечивается ремонтпригодность турбокомпрессора (серийные турбокомпрессоры ТКР 7С-6 не подлежат ремонту, работают до отказа и утилизируются) плановой или профилактической заменой модульных подшипников и, при необходимости, других мелких деталей;
- турбокомпрессоры с модульными подшипниками можно обслуживать и ремонтировать в условиях неспециализированных предприятий;
- плавающие втулки модульного подшипника и вал ротора испытывают меньшую термонапряженность, так как от корпуса подшипников отделены корпусом модульного подшипника;
- установка сетчатого фильтра на входе масла в подшипниковые узлы турбокомпрессора исключает заклинивание плавающих втулок и вала ротора, их механические повреждения от посторонних механических примесей, а также исключает разрушение упорного подшипника из-за заклинивания маслоподводящего отверстия посторонними механическими частицами;
- для улучшения условий смазки диаметр маслоподводящего канала пяты упорного подшипника увеличен до 1,7 мм (у упорной пяты серийного подшипника диаметр маслоподводящего канала составляет 1,2 мм);
- так как твердость вала ротора и корпуса модульного подшипника повышены до 58–64 HRC, плавающие втулки можно изготовить из металлокерамических материалов вместо бронзовых сплавов, что увеличит сроки службы плавающих втулок (опытные испытания проходят в ООО «Газпром Добыча Оренбург», Оренбург);
- стендовыми и эксплуатационными испытаниями на заводе двигателей ПАО КамАЗ под-

тверждено улучшение технико-экономических параметров и повышение надежности газовых двигателей с турбокомпрессорами ТКР 7С-6 с модульными подшипниками по сравнению с показателями двигателей с турбокомпрессорами S200G;

- получены улучшенные технико-экономические параметры за счет повышения твердости и класса чистоты обработки подшипникообразующих поверхностей корпуса модульного подшипника;
- укомплектование газовых двигателей турбокомпрессорами производства ПАО КамАЗ взамен импортных позволяет компании получить ощутимый экономический эффект вследствие значительной разницы в стоимости отечественных и зарубежных узлов и деталей.

Литература

1. Трение, изнашивание и смазка: справочник: в 2 кн. / под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. — М. : Машиностроение, 1978–1979. Кн. 2, 1979. — 358 с.
2. *Ваншейдт В.А.* Дизели. Справочник / В.А. Ваншейдт, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. — Л. : Машиностроение (Ленинградское отделение), 1977 — 480 с.
3. *Tuney H.* Подшипники скольжения. Расчет. Проектирование. Смазка / Н. Типей, В.Н. Константиnescу, Ал. Ника, Ольга Биц. — Издательство Академии Румынской Народной Республики. Бухарест, 1964.
4. *Воскресенский В.А.* Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): справочник / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. — М. : Машиностроение, 1980. — 224 с.
5. Патент RU№ 2629825. МПК F16C 17/18 F16C 33/10 F04D 29/046 F04D 29/063. Подшипниковый узел турбокомпрессора / Г.Г. Гаффаров, А.Г. Гаффаров, Р.К. Галиев, Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко, В.И. Волостнов, П.В. Волостнов (РФ). — № 2016121353. — Заявлено 30.05.2016. — Решение о выдаче патента от 04.09.2017 г. — Оpubл. 04.09.2017 г., Бюл. № 25.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ НА НИЗКИХ НАГРУЗКАХ ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМЫ НАДДУВА

Г.Е. Циплёткин, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н.,
ООО «Турбоком»

Рассмотрены основные направления улучшения топливной экономичности дизелей на долевых режимах работы за счет оптимизации систем наддува. Приведены примеры оптимизации систем наддува, реализованные в современных конструкциях лидеров мирового двигателестроения. К основным методам оптимизации относятся применение регулируемых (в том числе гибридных) турбокомпрессоров, перепуск отработавших газов и воздуха, системы двухступенчатого регистрового наддува и утилизации тепла отработавших газов.

Введение

В связи с поисками путей снижения эксплуатационных расходов, в первую очередь расходов на топливо, и повышения конструктивного индекса энергетической эффективности EEDI (параметра контроля эмиссии CO₂) в морском судоходстве прослеживается тенденция оптимизации работы двигателя на частичных нагрузках.

Перечень мероприятий по улучшению топливной экономичности двигателя на частичных нагрузках сформулированы в работе [1]:

- оптимизация характеристик двигателя и системы наддува;
- использование турбокомпрессора (ТК) с регулируемой турбиной (поворотные лопатки соплового аппарата или дискретное изменение пропускной способности турбины — регулирующее устройство включено или отключено);
- применение регистровой системы наддува (два турбокомпрессора разных размеров);
- перепуск газа или воздуха;
- использование гибридного турбокомпрессора с электрогенератором или турбогидравлической системой;
- применение двухступенчатой системы наддува;
- утилизация отходящего тепла.

Каждая фирма, выбирая способы решения проблемы, как правило, не ограничивается одним мероприятием. Ниже приводится обзор материалов, представленных различными фирмами на конгрессе CIMAC 2016, и принятые решения по оптимизации работы двигателя на долевых режимах.

1. Mitsubishi Heavy Industries Marine Machinery & Engine Co., LTD. (MHI-MME)

1.1. Турбокомпрессор с регулируемой турбиной

Фирма «Mitsubishi» разработала турбокомпрессор MET-VTI с регулируемым входом в турбину для повышения давления наддува на долевых режимах до 65 %-ной нагрузки для двигателя UEC50LSH-Eco, соответствующего по выбросам NO_x требованиям IMO Tier III в сочетании с электронным управлением системой впрыска и EGR/SCR [2, 3]. Конструкция турбокомпрессора представлена на рис. 1.1, а его общий вид на рис. 1.2. Сопловой аппарат (СА) турбины разделен по радиусу перегородкой на две части. Нижняя часть СА с меньшей пропускной способностью имеет свой газоприемный корпус (ГПК), газ к которому подводится по трубе

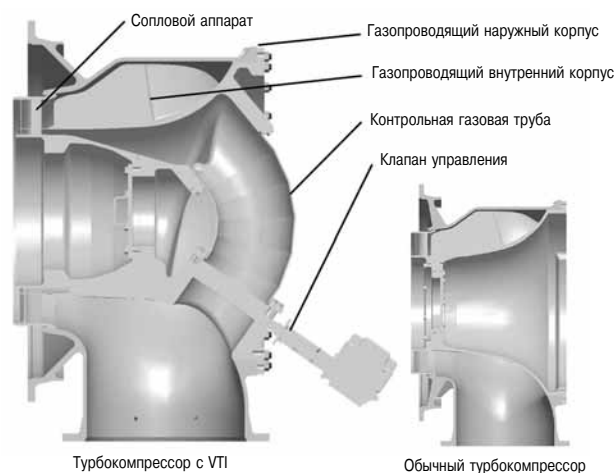


Рис. 1.1. Поперечное сечение газоприемного корпуса турбокомпрессора MET-VTI



Рис. 1.2. Турбокомпрессор MET-VTI (общий вид)

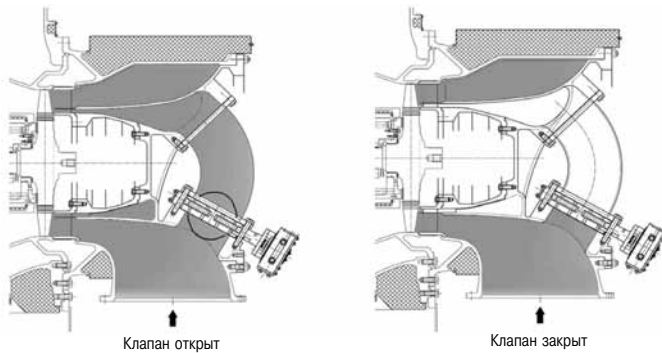


Рис. 1.3. Распределение потока газа в турбокомпрессоре MET-VTI

с клапаном. При нагрузке ниже 65 % клапан закрыт, при более высокой — открыт, распределение потоков газа показано на рис. 1.3.

Результаты испытаний турбокомпрессора MET71MB на стенде показали, что КПД турбокомпрессора с VTI практически не отличается от обычного ТК, в то время как использование VTI байпаса газа не приводит к снижению КПД компрессора и расхода воздуха (рис. 1.4).

Снижение удельного расхода топлива с турбокомпрессором VTI достигает 4 г/кВт·ч при на-

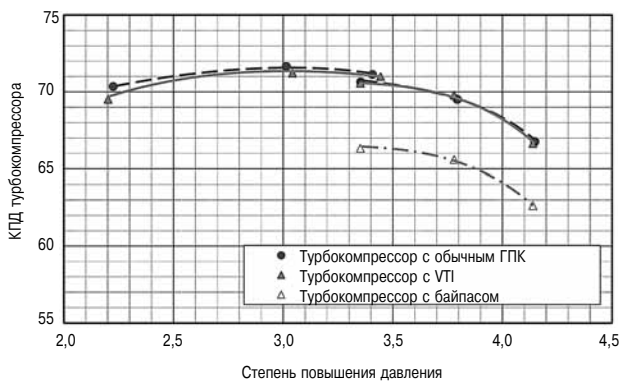


Рис. 1.4. Сопоставление КПД обычного турбокомпрессора с ТК, оборудованного VTI, и эквивалентным байпасом

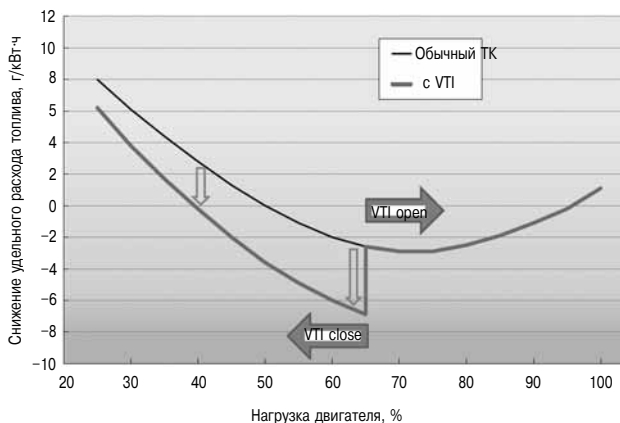


Рис. 1.5. Снижение удельного расхода топлива при использовании турбокомпрессора с VTI

грузке 65 % и 3 г/кВт·ч при нагрузке 40 % (рис. 1.5). Открытие/закрытие клапана переключения осуществляется при нагрузке 65 %, что устанавливается в качестве стандарта для улучшения потребительских свойств двигателя.

Первое упоминание и доклад о применении турбокомпрессора MET66MA-VII с VTI фирма «Mitsubishi» сделала на конгрессе CIMAC 2013 [1, 4] с подробным описанием конструкции и анализом полученных результатов.

1.2. Настройка турбокомпрессора на низкие нагрузки.

К одному из наиболее важных вопросов для повышения эффективности работы дизеля на низких нагрузках относится расширение характеристики компрессора по диапазону расходов. Для достижения этой цели фирма «Mitsubishi» выполнила профилирование новых проточных частей с увеличенной пропускной способностью и уменьшенным числом лопаток (рис. 1.6).

Исходное колесо компрессора имело по 11 полных и укороченных лопаток, новое — по 9 лопаток. Исходный профиль лопатки диффузора описан двумя дугами, новый выполнен в виде крыла с укороченной хордой, что увеличивает проходное сечение на входе. Число лопаток не указано, но оно примерно в два раза меньше исходного, и лопатки образуют на входе косой срез межлопаточного канала диффузора. Из сопоставления характеристик компрессоров (рис. 1.7) видно, что диапазон расхода увеличен на 17 % при степени повышения давления 3,6 с повышением КПД компрессора на 1 %.

Зона оптимального КПД сместилась в зону более высоких расходов, в то время как при настройке на низкие нагрузки ее предпочтительно

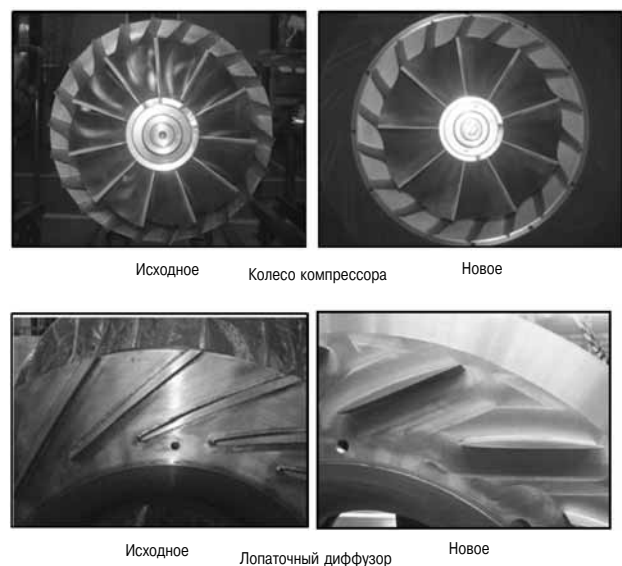


Рис. 1.6. Изменение профиля колес компрессора и лопаточного диффузора

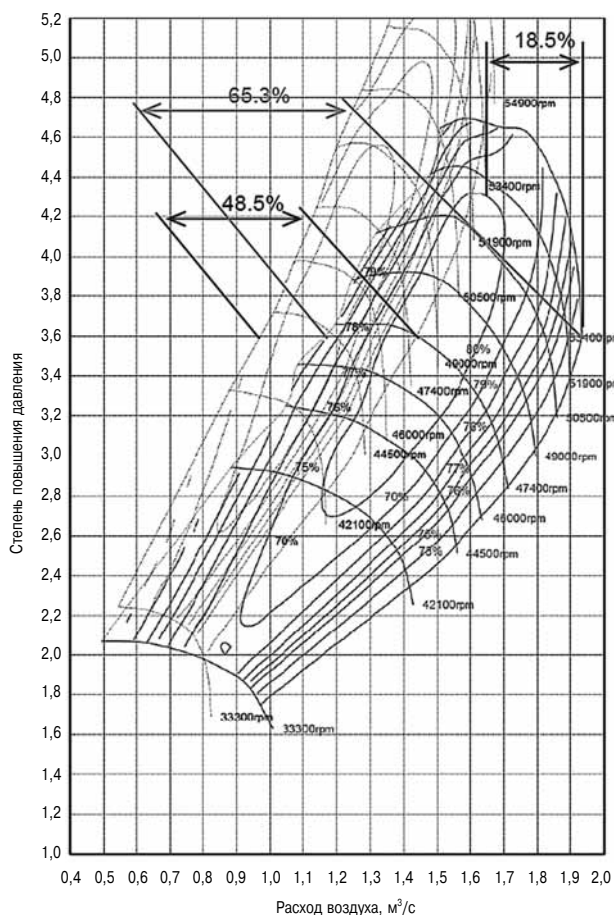


Рис. 1.7. Сопоставление характеристик компрессоров исходного и модернизированного

сместить в сторону снижения расходов. Результаты исследования позволяют выполнить аналогичные конструктивные изменения на турбокомпрессоре меньшего размера, что обеспечит настройку проточной части компрессора на нужную рабочую точку.

Аналогичные конструктивные изменения на компрессорах с большими расходами воздуха дали очень скромное расширение диапазона — всего на 8 % (рис. 1.8). Внесенные изменения на колесах больших размеров дали небольшое увеличение эффективного проходного сечения.

Представленные результаты исследования являются продолжением ранее выполненных фирмой работ [5]. Испытания компрессора с малым числом лопаток диффузора (рис. 1.9) показали возможность существенного расширения диапазона расходов, но со снижением максимального КПД на 1 %. Причем диапазон характеристики ТК по расходу воздуха лопаточным диффузором (ЛД) при $\pi_k = 3,0-3,5$ шире, чем у ТК с безлопаточным диффузором (рис. 1.10).

ЛД с малым числом лопаток, которые не образуют межлопаточный канал, практически близок к безлопаточному диффузору, поэтому КПД компрессора с ним будет ниже. Увеличение чи-

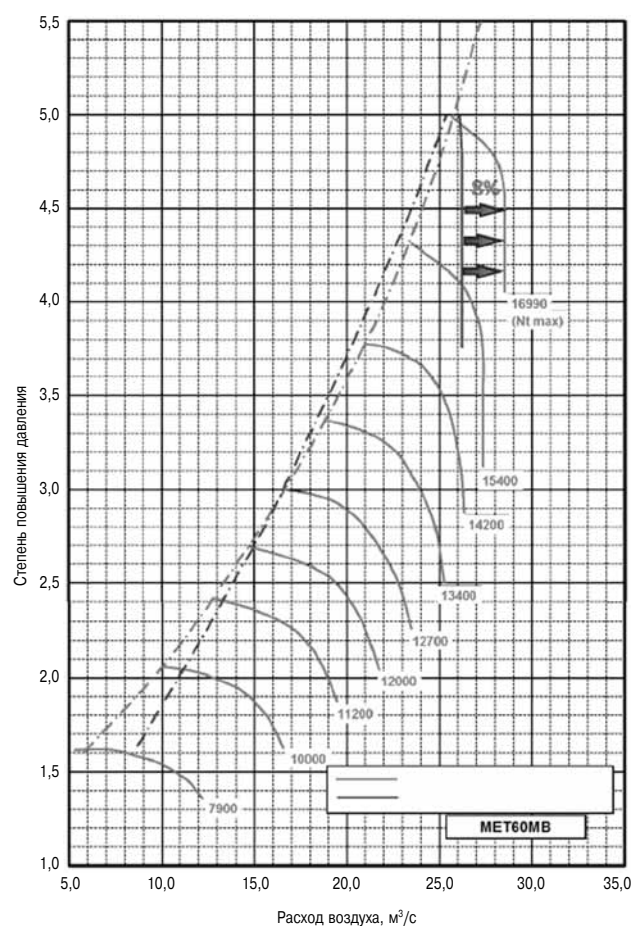


Рис. 1.8. Сопоставление характеристик компрессоров исходного и модернизированного на большие расходы воздуха



Рис. 1.9. Лопаточный диффузор с малым числом лопаток

сла лопаток и формирование косого среза, даже без создания заметного межлопаточного канала, позволили фирме повысить КПД и расширить диапазон характеристики по расходу.

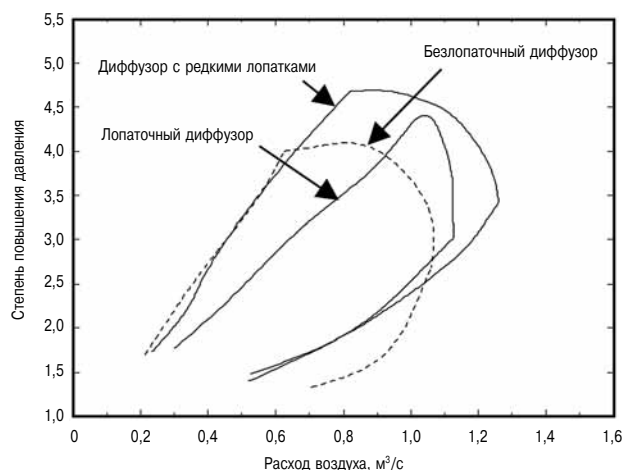


Рис. 1.10. Сопоставление характеристик компрессоров с различными диффузорами: Безлопаточный, лопаточный и с малым числом лопаток

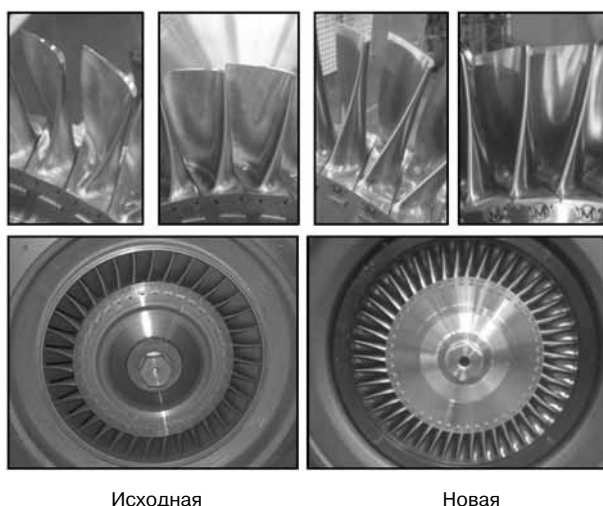


Рис. 1.11. Сопоставление профилей лопаток турбины исходной и новой

Повышение КПД турбины в зоне работы двигателя с низкой нагрузкой было обеспечено за счет оптимизации профиля и увеличения количества лопаток турбины (рис. 1.11).

В ходе проведенных испытаний было достигнуто увеличение КПД турбины на 2 % при степени расширения давления в турбине от 1,5 до 2,0.

1.3. Снижение механических потерь в турбокомпрессоре

При работе малооборотных дизелей на частичных нагрузках со вспомогательной воздухоподкачкой снижение механических потерь является эффективным средством повышения КПД турбокомпрессора. При низких степенях повышения давления, как правило, механические потери в подшипниках скольжения больше, чем шарикоподшипников, поэтому фирма МНІ-ММЕ уделяет большое внимание сокращению этих потерь.

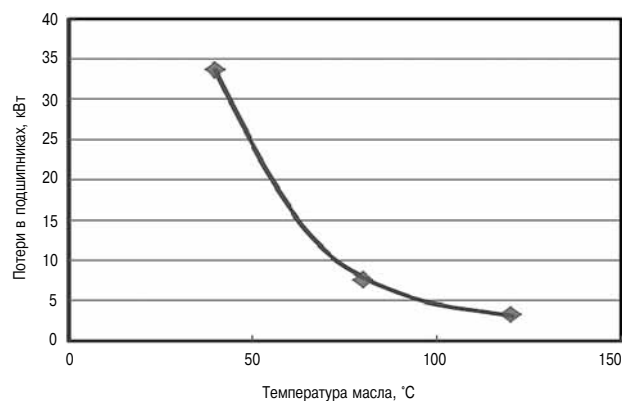


Рис. 1.12. Изменение мощности потерь в подшипниках ТК МЕТ83МВ в зависимости от температуры масла на входе

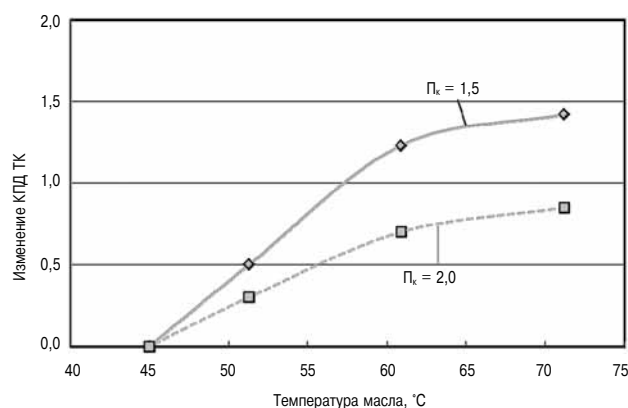


Рис. 1.13. Повышение КПД ТК в зависимости от температуры масла на входе

В существующих конструкциях масло подается в ТК при температуре около 40 °C. Если температуру масла повысить до 50 °C, то вязкость масла снизится, и потери в подшипниках могут уменьшиться (рис. 1.12).

При испытаниях с температурой масла на уровне 70 °C КПД турбокомпрессора увеличился на 1,4 % при степени повышения давления компрессора 1,5 (рис. 1.13). При температуре масла выше 70 °C не наблюдалось дальнейшего увеличения КПД турбокомпрессора.

Так как температура подшипника повышается с увеличением нагрузки дизеля, то работа на высоких нагрузках с высокой температурой масла может привести к аварии ТК. Поэтому фирма МНІ-ММЕ разработала систему смазки с регулируемой температурой подачи масла, в которой обеспечивается его охлаждение при достижении заданной предельной температуры. Кроме того, для обеспечения надежности системы введен механизм сигнала тревоги (рис. 1.14).

Применение этой системы на ТК МЕТ83МВ позволило снизить мощность потерь в подшипниках при работе на частичной нагрузке на 30 кВт, с соответствующим уменьшением потре-

бляемой энергии вспомогательной воздушной дувкой.

Газовые двигатели фирмы МНН находят все более широкое применение, в том числе для комбинированного производства тепла и электроэнергии, и перекрывают большой диапазон выходных мощностей.

Фирма «Mitsubishi» разработала четырехтактный газовый двигатель KU30GSI-Plus (ЧН30/38) в 12- и 18-цилиндровом V-образном исполнении и диапазоном перекрываемых мощностей от 3,7 до 5,8 МВт. КПД двигателя с выходом на электрогенератор 49,5 %, а полный КПД установки с учетом утилизации отходящего тепла — 85,5 % [6].

Для оптимизации цикла Миллера был использован турбокомпрессор MET42MB (рис. 1.15), имеющий высокий КПД и степень повышения давления до 5,0. Повышение КПД специально

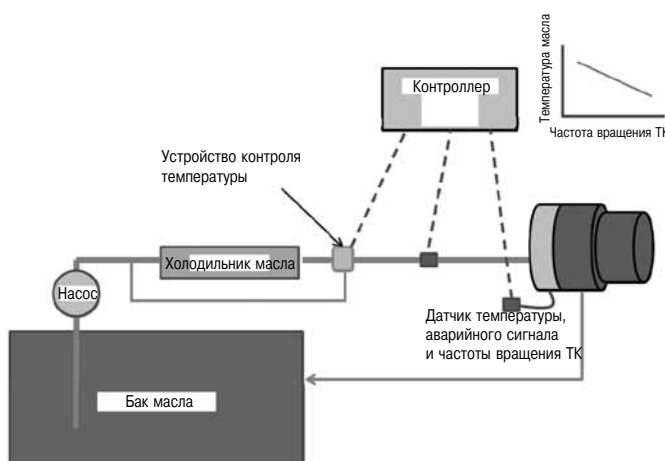


Рис. 1.14. Система смазки с регулируемой температурой подачи масла

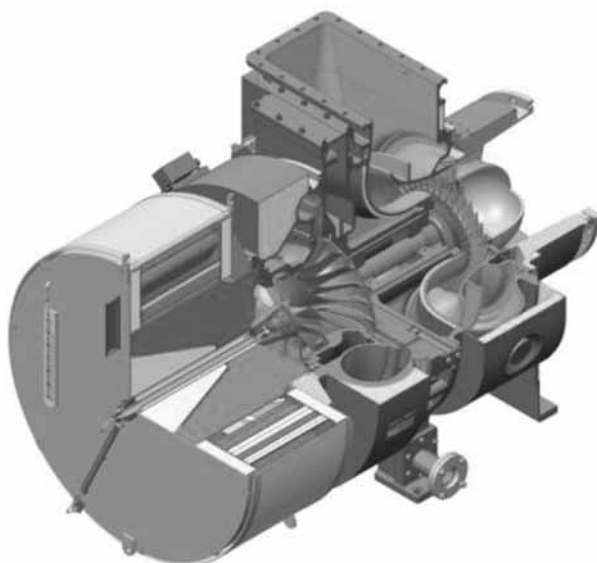


Рис. 1.15. Турбокомпрессор MET42MB

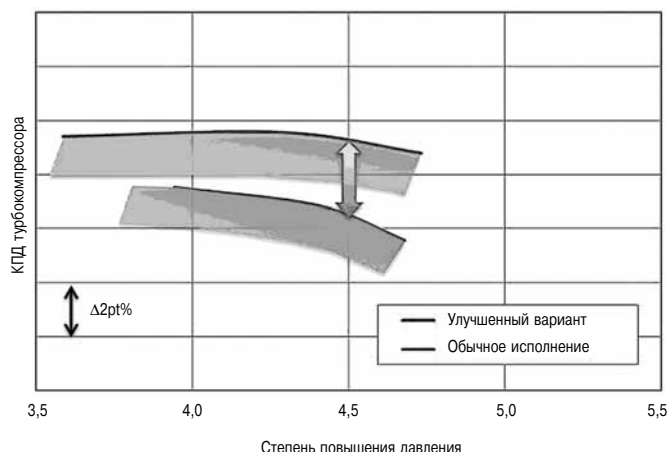


Рис. 1.16. Изменение КПД турбокомпрессоров в зависимости от настроек

настроенного турбокомпрессора составляет примерно 2 % во всем диапазоне работы двигателя (рис. 1.16).

1.4. Гибридный турбокомпрессор

В 2007 фирма «Mitsubishi» разработала гибридный турбокомпрессор MET42MAG [1, 7] с электрогенератором выходной мощностью 250 кВт для 4-тактных газовых двигателей мощностью от 3500 до 5200 кВт. Генератор может выполнять функции мотора (рис. 1.17), что позволяет поддерживать коэффициент избытка воздуха в узких пределах для исключения детонации при форсировке по среднему эффективному давлению.

На основе этой конструкции фирма спроектировала гибридный ТК MET83MAG мощностью 750 кВт при 9500 об/мин для установки на двухтактный малооборотный двигатель 7S65ME-S сухогруза [7].

Первый двигатель серии UE с гибридным турбокомпрессором был введен в эксплуатацию в марте 2015 года (см. рис. 1.17) [3]. При изме-

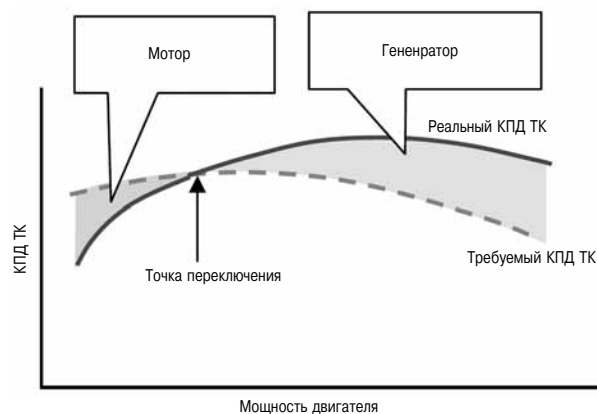


Рис. 1.17. Гибридный турбокомпрессор MET42MAG в функции мотора и генератора



Рис. 1.18. Гибридный ТК на двигателе UEC60LSE-Eco-A2

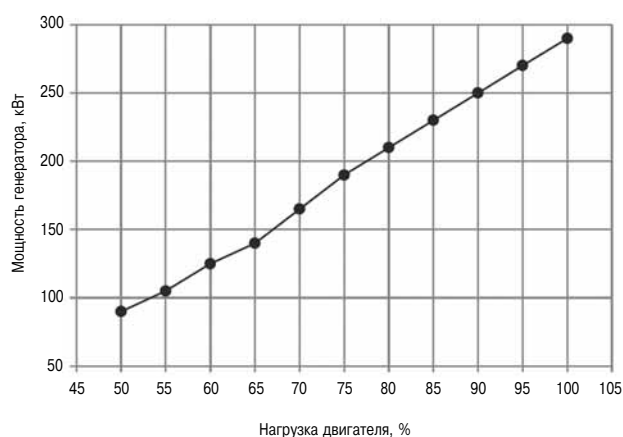


Рис. 1.19. Мощность гибридного ТК в зависимости от нагрузки двигателя

нении нагрузки от 50 до 100 % дополнительная мощность в виде электроэнергии составляет от 90 до 290 кВт (рис. 1.18).

2. Mitsui Engineering & Shipbuilding Co. Ltd.

Для обслуживания турбокомпаундных систем (ТКС) с электрогенераторами необходимо вспомогательное оборудование в виде преобразователей частоты и пультов управления. Для размещения этого оборудования требуется много места. По оценке фирмы «Mitsui» ТКС с электрогенератором может быть установлена только на больших судах. Кроме того, на многих судах не требуется большого количества электроэнергии, поэтому для них срок окупаемости в случае применения ТКС становится очень длинным.

Для замены электрогенераторов фирма «Mitsui» разработала турбогидравлическую систему (ТГС) [8]. Эта система способна преобразовывать энергию отработавших газов в форму механической мощности. В ТГС мощность, полученная гидравлическим насосом, передается гидравли-

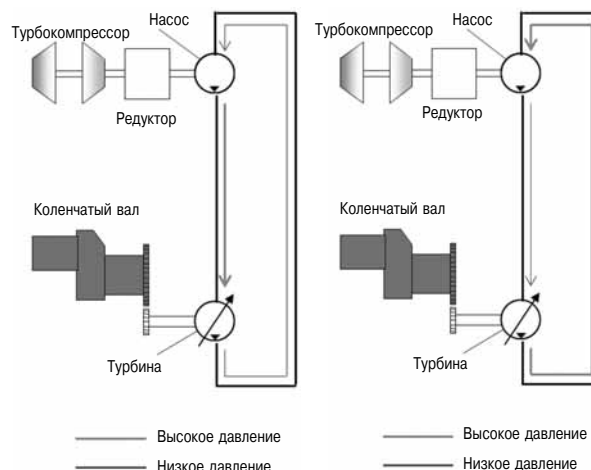


Рис. 2.1. Турбогидравлический контур передачи мощности с вала турбокомпрессора на коленчатый вал

Рис. 2.2. Турбогидравлический контур передачи мощности с коленчатого вала на вал турбокомпрессора

ческой турбине (рис. 2.1 и 2.2), соединенной с коленчатым валом

Применение ТГС для большого среднеоборотного газового двигателя типа MD36G (размерности ЧН36/48) совместно с другими технологиями обеспечила КПД двигателя выше 50 %. Установка ТГС показана на рис. 2.3 и 2.4.

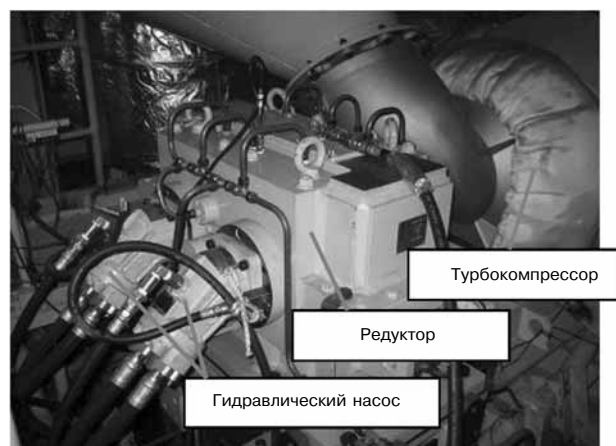


Рис. 2.3. Гидравлический насос на турбокомпрессоре



Рис. 2.4. Гидравлическая турбина на коленчатом валу

Вклад ТГС в повышение КПД двигателя составляет 3,4 %, что эквивалентно передаче на колесчатый вал 105 кВт дополнительной мощности. Ранее аналогичная ТКС была установлена на малооборотном судовом дизеле [9].

3. Hyundai Heavy Industries

Фирма «Hyundai Heavy Industries» поставляет четырехтактные СОД HiMSEN для буровых судов и платформ буровых установок. Шесть–восемь дизелей, установленных на судне, обеспечивают электрической энергией динамическую систему позиционирования, удерживающую судно в заданном положении при выполнении буровых работ. Двигатели в составе этой системы работают с частым изменением нагрузки от 10 до 50 % и должны быстро запускаться и выходить на рабочий режим в случае необходимости.

Для улучшения топливной экономичности и снижения выбросов NO_x на частичных нагрузках фирма использует цикл Миллера с изменяемым углом закрытия впускного клапана и настройку ТК на частичную нагрузку с уменьшением площади соплового аппарата и сброса воздуха из ресивера наддувочного воздуха при нагрузке выше 85 % [10]. Моделирование работы такой установки было выполнено на СОД размерности 16СН32/40 со средним эффективным давлением 26 бар при 720 об/мин. Давление наддува на номинальной мощности поддерживалось на уровне 5 бар с ограничением максимального давления сгорания 200 бар.

В диапазоне нагрузок от 25 до 85 % получено снижение удельного расхода топлива приблизительно 2,5 г/кВт·ч (рис. 3.1) при одновременном снижении выбросов NO_x на 0,3 г/кВт·ч по сравнению с обычным дизелем той же размерности.

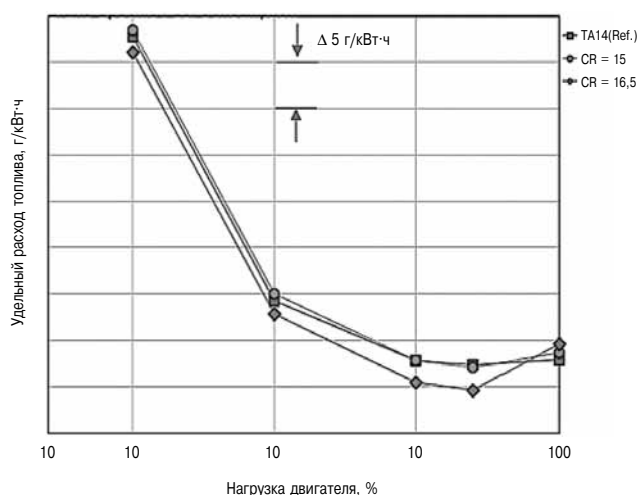


Рис. 3.1. Снижение удельного расхода топлива в зависимости от нагрузки двигателя HiMSEN

4. YANMAR CO., LTD.

Фирма YANMAR использовала двухступенчатую систему наддува (ДСН) для оптимизации работы двигателя на частичных нагрузках [11]. Результаты исследований представлены на диаграмме рис. 4.1 (в координатах расход топлива g_e , г/кВт·ч — выбросы NO_x , г/кВт·ч) для 50 %-ной нагрузки двигателя, работающего по генераторной характеристике. Из рис. 4.1 видно, что на двигателе с ДСН и глубоким циклом Миллера достигается снижение удельного расхода топлива на 8 г/кВт·ч при обеспечении требований по выбросам NO_x IMO Tier II.

Наличие электронной системы управления впрыском топлива (EUP) совместно с ДСН обеспечивает снижение g_e до 5 г/кВт·ч при работе в зоне контроля выбросов (ECA), а вне зоны ECA снижение g_e достигает 10 г/кВт·ч.

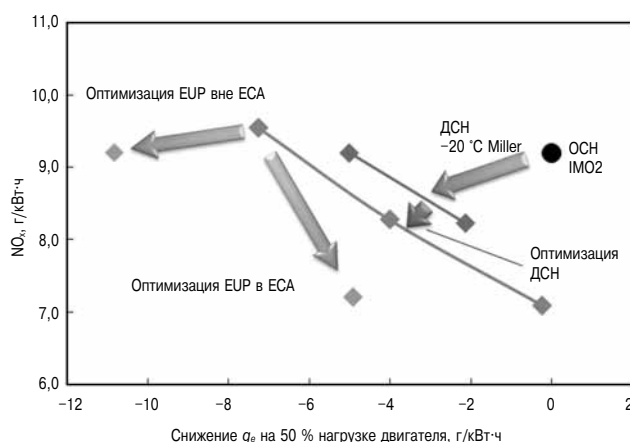


Рис. 4.1. Соотношение между снижением удельного расхода топлива и эмиссии NO_x

5. ABB Turbo Systems & IHI Corporation

Фирма ABB совместно с IHI Corporation разработала ряд ТК с радиальной турбиной для вспомогательных дизелей судовых установок мощностью менее 2MW, соответствующих требованиям по выбросам NO_x IMO Tier II без какой-либо дополнительной обработки отработанных газов. Требования IMO Tier III могут быть выполнены в сочетании с SCR (селективное каталитическое восстановление) или альтернативными технологиями [12, 13]. Новый ряд турбокомпрессоров состоит из трех типоразмеров, охватывающих диапазон расходов воздуха от 0,6 м³/с до 3,5 м³/с. Степень повышения давления изменяется в диапазоне от 3,5 (самая низкая) до 5,2–5,4 в зависимости от типоразмера (рис. 5.1). Вспомогательные двигатели большую часть времени работают с нагрузкой 30–70 % от номинальной, поэтому настройка проточных частей ТК выполнена на эти режимы (рис. 5.2).

Таблица 6.1

Основные параметры двигателя M46DF

Параметры	Размерность	Дизель	Газовый
Вариант		Дизель	Газовый
Эмиссия		IMO II	IMO III
Мощность	кВт/цил	965	965
Частота вращения	Об/мин	500/514	500/514
p_{me}	бар	22,8/22,2	22,8/22,2
КПД	%	46,3	49,0
Диаметр	мм	460	460
Ход	мм	610	610

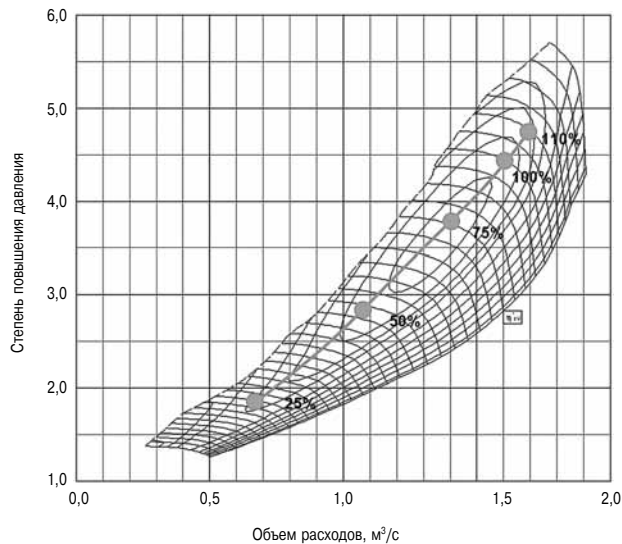


Рис. 5.1. Характеристика компрессора с настройкой на частичные режимы двигателя

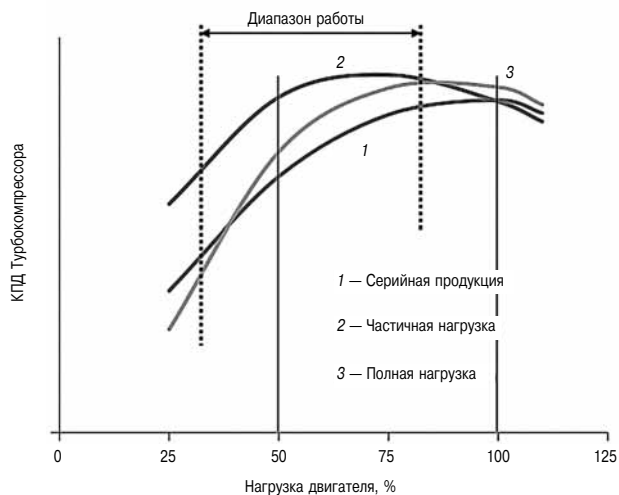


Рис. 5.2. КПД турбокомпрессора при настройке на частичную или полную нагрузку

6. Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG

Для увеличения эффективности с одновременным снижением выбросов NO_x фирма Caterpillar предлагает в цикл утилизации отходящего тепла включить для выработки электроэнергии паровую турбину с циклом Ренкина (Organic Rankine Cycle — ORC), которая является одним из потребителей пара [14]. Исследования выполнены на базе судового двухтопливного двигателя M46DF в дизельном и газовом варианте. Основные параметры двигателя приведены в табл. 6.1.

В настоящее время энергия отработавших газов (ОГ) при установке котла-утилизатора используется главным образом для теплоснабжения, хозяйственных и технологических целей. Причем в ряде случаев имеется возможность дополнительной выработки пара за счет

отходящего тепла, который может быть преобразован в электроэнергию в цикле ORC.

Цикл ORC работает по тому же самому принципу, как и обычный паровой цикл (рис. 6.1).

На основе анализа термодинамики и процесса утилизации в качестве теплоносителя используется фторуглеродная жидкость R245fa, точка кипения которой ниже температуры окружающей среды ($15,3^\circ\text{C}$). Адиабатический напор для нее значительно ниже, чем для пара, поэтому можно использовать одноступенчатую турбину.

Модуль ORC — отдельный агрегат с номинальной электрической мощностью 309 кВт и КПД 13,9 %. По результатам анализа профиля нагрузки двигателя для эффективного использования модуля ORC он был спроектирован на нагрузку двигателя 65 %. Его мощность и вклад в повышение КПД установки в зависимости от нагрузки двигателя приведены в табл. 6.2 для дизеля и газового двигателя.

Из данных таблицы следует, что вклад модуля ORC в повышение КПД составляет от 4 % на

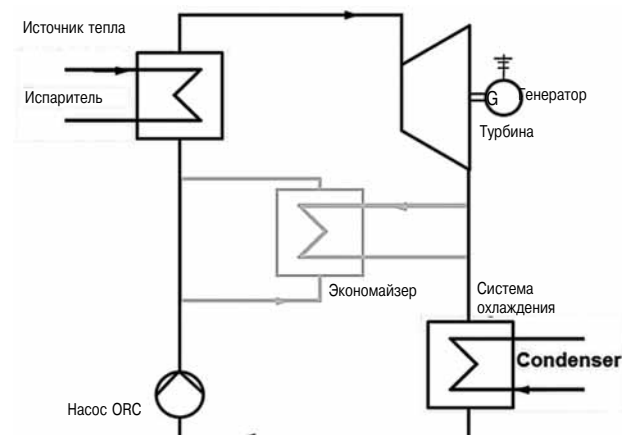


Рис. 6.1. Схема цикла Ренкина

Таблица 6.2

Повышение КПД установки при использовании модуля ORC

Газовый двигатель					
Нагрузка, %	Мощность, кВт	Энергия пара, кВт	КПД ORC, %	Мощность ORC, кВт	Повышение КПД
100	7720	2766	13,9	309	4,0
85	6562	2599	13,9	309	4,7
75	5790	2419	13,9	309	5,3
50	3860	1923	13,3	256	6,6
25	1930	1156	11,6	134	7,0
15	1158	841	10,9	92	8,0
Дизель					
Нагрузка, %	Мощность, кВт	Энергия пара, кВт	КПД ORC, %	Мощность ORC, кВт	Повышение КПД
100	7720	2624	13,9	309	4,0
85	6562	2188	13,9	304	4,6
75	5790	1992	13,9	268	4,6
50	3860	1732	13,3	223	5,8
25	1930	1154	11,6	135	7,0
15	1158	759	10,8	82	7,1

номинальной мощности и возрастает до 7–8 % при снижении нагрузки.

Представленные данные относятся к одному двигателю с учетом того, что каждый двигатель на многомоторном судне работает приблизительно 4000 ч/год. Эффективность использования модуля ORC снижается, а срок его окупаемости увеличивается. Поэтому модуль ORC встраивается в

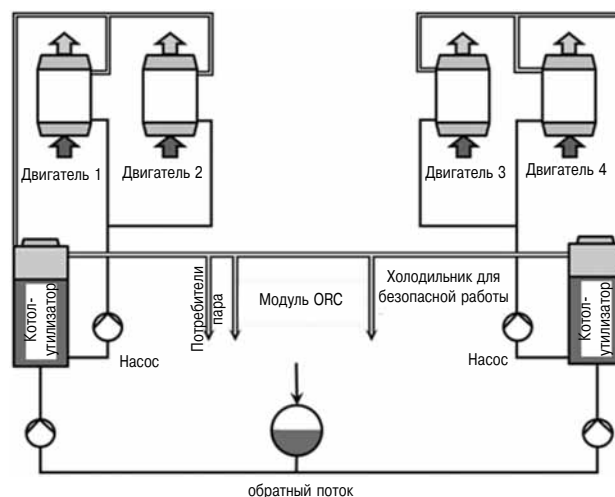


Рис. 6.2. Модуль ORC, встроенный в паровую систему судна

штатную паровую систему судна, что делает его работу независимой от времени работы отдельного двигателя и обеспечивает выработку электроэнергии, как только избыточный пар доступен (рис. 6.2).

Изучение характеристических профилей нагрузки многомоторного судна позволило сократить срок окупаемости модуля ORC до 2–4 лет. На период окупаемости влияет средняя мощность ORC и стоимость используемого топлива.

Литература

1. Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности за счет оптимизации систем наддува. Двигателестроение. — 2013, № 2, 3, 4.
2. Koichi S., Yasuhiro W., Yoshihisa O., Yoshikazu I. New Generation Development for Mitsubishi Turbochargers. № 076, CIMAC 2016, Helsenky.
3. Imanaka K., Matsuda C., Aota A., Edo K. The Latest Technologies of Mitsubishi UEC Engine. №149, CIMAC 2016, Helsenky.
4. Ono Y. Solutions for better engine performance at low load by Mitsubishi turbochargers. №15, CIMAC 2013, Shanghai.
5. Ibaraki S., Ogita H., Yamada T. Development of a Wide Operating Range Turbocharger Compressor with a Low Solidity Vaned Diffuser. Paper № 166, CIMAC 2007, Vienna.
6. Yoshizumi H., Esaki M., Suzuki H., Ishida M., Namekawa S., Andou J. Improvement of power generation efficiency and heat recovery of cooling energy in Mitsubishi KU30GSI gas engine for better heat and power utilization. № 189, CIMAC 2016, Helsenky.
7. Teshima T., Kimura M., Shiraishi K., Ono Y. Development of New Turbocharger Technology for Energy

Efficient and Low Emission Diesel Power Plant. №204, CIMAC 2010, Bergen.

8. Mayuzumi K., Kondo M., Oka T., Kato H., Takemoto H. Latest development of Large Gas Engine (MD36G). № 86, CIMAC 2016, Helsenky.

- 9 N. Sakairi, et al., Development of Turbo Hydraulic System on Large Marine Diesel Engine. № 146, CIMAC 2013, Shanghai.

10. Park T., Kim K., Cho S., Kim S. HiMSEN Engine's Solution for Engine Starting and Low Load Operation. № 190, CIMAC 2016, Helsenky.

11. Fukui Y., Hamaoka S., Takahata Y., Tremuli P. Development of Low Fuel Consumption Technology for Medium Speed Diesel Engines. № 148, CIMAC 2016, Helsenky.

12. Schlienger J., Nakano K. Radial Turbocharger for small bore Marine Auxiliary Engines. №194, CIMAC 2016, Helsinki.

13. Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И., Коженков А.А. Турбокомпрессоры фирмы ABB Turbo Systems с радиальной турбиной. Двигателестроение. — 2016, № 4.

14. M. Sturm, A. Banck. Waste heat recovery solution for marine applications. № 199, CIMAC 2016, Helsinki.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВУХТАКТНЫХ ДВУХТОПЛИВНЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ДЛЯ КРУПНОТОННАЖНЫХ МОРСКИХ СУДОВ

А.С. Пунда, к.т.н., профессор, Ю.Г. Гурьев, инженер
Государственный университет морского и речного флота
имени адмирала С.О. Макарова

Рассмотрен принцип действия двухтактных двухтопливных двигателей, обеспечивающих при работе по циклу Отто на природном газе низкого давления требование стандарта IMO Tier III по выбросу NO_x . Выполнен сравнительный анализ рабочих процессов двигателя при работе на жидком углеводородном топливе и газе. Методом моделирования показано изменение энергоэкономических показателей двухтопливного двигателя 6X72DF фирмы «Winterthur Gas and Diesel Ltd.» при работе по винтовой характеристике.

В январе 2016 г. начали действовать нормы выброса оксидов азота (NO_x) для дизелей новых судов по стандарту IMO Tier III в зонах контроля (NECA-побережье США и Карибский бассейн). С января 2021 г. эти же требования должны выполняться для Балтийского и Северного морей, включая проливы [1].

В настоящее время имеется три приемлемых технологии обеспечения IMO Tier III:

- селективная каталитическая очистка (SCR);
- рециркуляция отработавших газов (EGR);
- применение двухтопливных двигателей (жидкое углеводородное топливо/природный газ низкого давления).

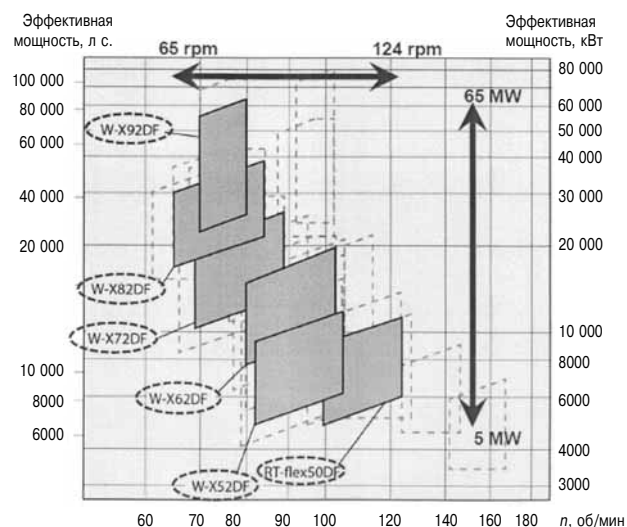


Рис. 1. Мощностной ряд двухтопливных дизелей X-DF



Двухтопливные четырехтактные двигатели получили широкое распространение не только на газовозах СПГ, но и на морских судах других типов. При работе на газе по циклу Отто обеспечивается выброс NO_x по требованиям IMO Tier III, кроме того снижается на 99 % эмиссия оксидов серы (SO_x) и твердых частиц.

Отмеченное выше стало стимулом к созданию мощных малооборотных двухтопливных дизелей. В течение 2012–2016 гг. такие двигатели были созданы фирмой «Winterthur Gas and Diesel Ltd.» (WinGD) [2, 3]. Мощностной ряд двигателей охватывает диапазон 5–65 MW при диаметре цилиндров 50–92 см (рис. 1).

Двигатели разработаны на основе предшествующей серии двухтактных дизелей «Вартсилья-Зульцер» RT-flex с аккумуляторной топливной системой (Common Rail) и электронным управлением.

Российская судоходная компания «Совкомфлот» заказала строительство четырех танкеров «Афрамакс» (дедвейт 114 000 т) в Южной Корее. На этих судах в качестве главных двигателей будут устанавливаться дизели W-X62DF. В дальнейшем на российском судостроительном заводе «Звезда» будут построены еще шесть таких танкеров. Предполагается, что они будут работать в Балтийском и Северном морях, т. е. постоянно находиться в зоне контроля выбросов оксидов азота и серы.

Принцип действия двигателей XDF

Работа на жидком топливе осуществляется по дизельному циклу. Топливо (мазут) подается двумя главными форсунками, установленными

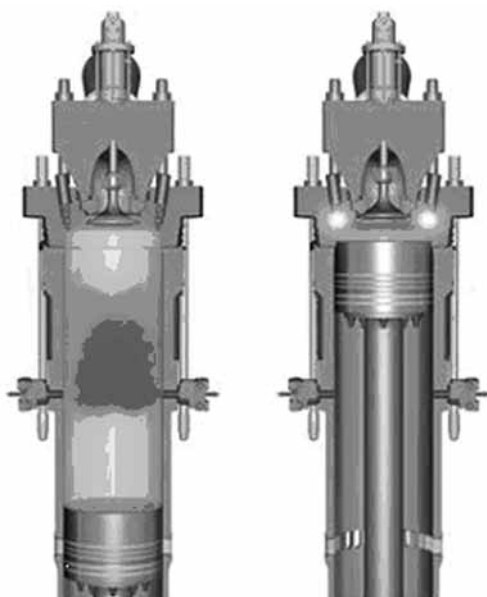


Рис. 2. Принцип работы двухтактного двухтопливного двигателя на газе:
подача газа (слева);
сгорание газозвушной смеси (справа)

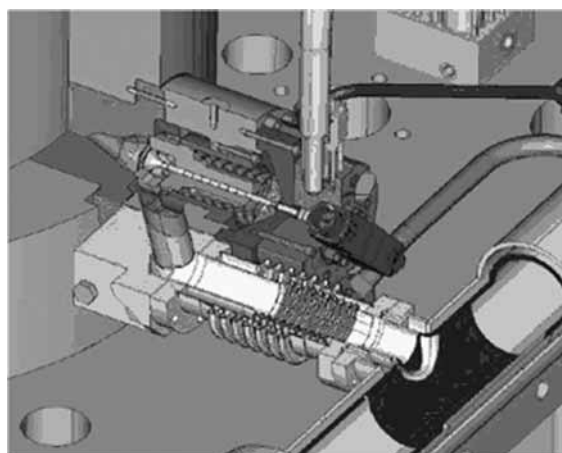


Рис. 3. Клапан подачи газа

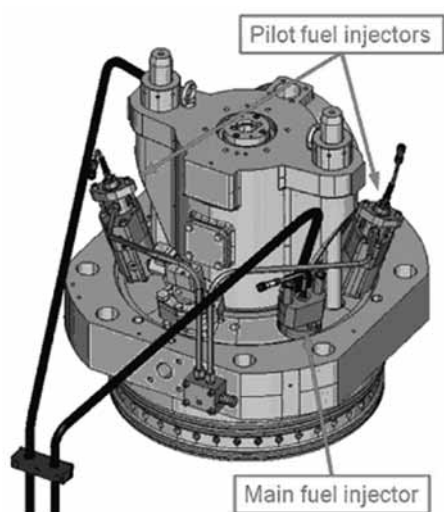


Рис. 4. Установка форсунок на крышке цилиндра

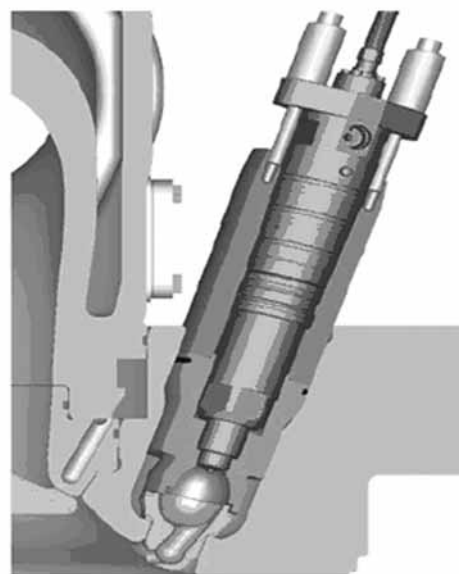


Рис. 5. Форсунка пилотного топлива с предкамерой

на крышке цилиндра (рис. 4) в конце сжатия. При переходе на газ необходимое его количество подается двумя клапанами (рис. 2 и 3), установленными в цилиндговую втулку выше продувочных окон. Момент подачи газа исключает его утечку в выпускной тракт. После закрытия выпускного клапана до ВМТ поршня происходит сжатие газозвушной смеси. «Бедная» смесь ($\alpha \approx 2,5$) не самовоспламеняется. Для ее воспламенения

Таблица 1

Основные параметры двигателя 6X72DF

Параметры	Значение
Диаметр цилиндра, м	0,72
Ход поршня, м	3,086
Число цилиндров	6
Номинальная эффективная мощность, кВт	19 350
Номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин	89
Номинальное среднее эффективное давление, бар	17,3
Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	180,0
> при работе на жидком топливе ($Q_n = 39\,720$ кДж/кг)	148,0
> при работе на газе ($Q_n = 50\,000$ кДж/кг)	
Удельный расход запального топлива, г/кВт·ч	0,8
Удельный расход энергии, кДж/кВт·ч	7149
2 турбокомпрессора	ABB A270-L
Удельный средневзвешенный выброс NO_x , г/кВт·ч (испытательный цикл E3):	
> при работе на жидком топливе	12,0
> при работе на газе	0,8

в крышке цилиндра установлены две малые форсунки дизельного топлива с предкамерами (рис. 4 и 5). Запальное топливо (1 % от общей подачи) воспламеняется и поджигает смесь. Таким образом реализуется цикл Отто. Предкамера обеспечивает надежное воспламенение в широком диапазоне нагрузок.

Работа на различных нагрузочно-скоростных режимах

Результаты стендовых испытаний рассматриваемого класса двигателей для шестицилиндрового дизеля 6X72DF приводятся в работе [3]. Основные параметры двигателя приведены в табл. 1.

Двигатель 6X72DF дефорсирован по среднему эффективному давлению и мощности на 20 % по сравнению с 6X72-B (не двухтопливный). Это связано с тем, что максимальное давление сгорания при работе на газе существенно выше (см. далее). Кроме того, необходимо поддерживать высокий коэффициент избытка воздуха.

Для нормальной работы двигателя на газе необходимо поддерживать соотношение воздух/топливо (коэффициент избытка воздуха — α) в узком диапазоне (рис. 6). Диапазон значений α между линиями 1 и 2 соответствует «рабочему окну», где сгорание гомогенной газозооушной смеси протекает нормально.

Большие α приводят к нестабильному сгоранию и пропуску вспышек. При малых α начинается детонационное сгорание. Положение линии 2 зависит от метанового числа топлива (МЧ), при его уменьшении рабочее окно сужается (линия 2 смещается вверх). При изменении нагрузки система автоматики поддерживает α примерно постоянным (линия 3). Для этого на больших нагрузках осуществляется переключеение отработавших

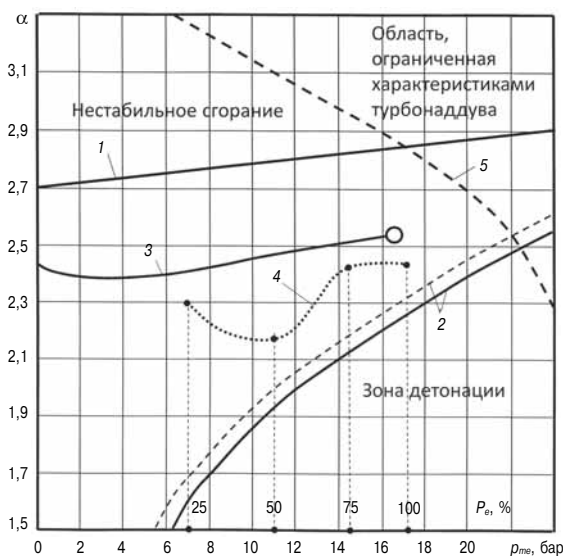


Рис. 6. Регулирование состава воздушно-газовой смеси при различных нагрузках

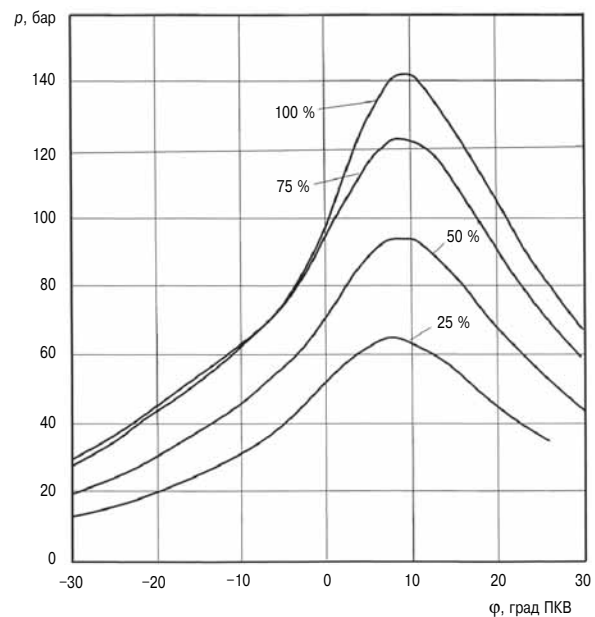


Рис. 7. Индикаторные диаграммы дизеля 6X72DF при работе на режимах винтовой характеристики

газов помимо турбин, а на малых — изменяется угол закрытия выпускного клапана. Расчеты показывают (см. табл. 2), что без регулирования α на режимах малой мощности снижается и может приблизиться к зоне детонации (линия 4 на рис. 6).

На рис. 7 приведены экспериментальные индикаторные диаграммы при работе на газе для четырех режимов теоретической винтовой характеристики (здесь и далее экспериментальные данные из работ [2, 3]).

На всех режимах максимальное давление сгорания при работе на газе существенно выше, чем на жидком топливе. Последнее иллюстрируется рис. 8 (режим 75 % мощности). При работе на

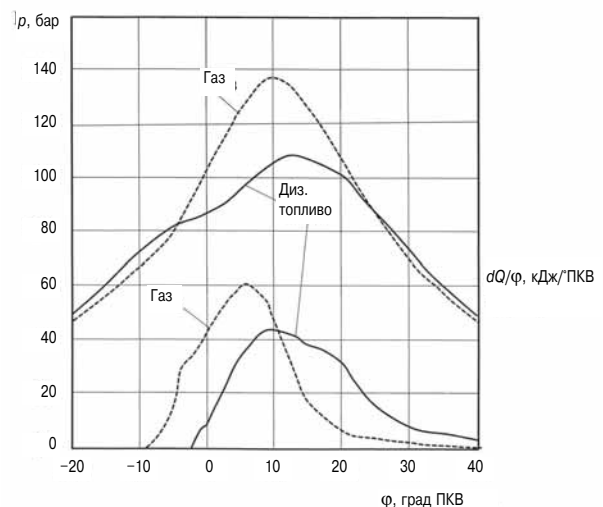


Рис. 8. Сравнение индикаторных диаграмм и кривых тепловыделения дизеля 6X72DF при 75 % мощности

жидком топливе сгорание начинается вблизи ВМТ, его продолжительность определяется продолжительностью впрыска. При работе на газе воспламенение газовой смеси осуществляется за 9 градусов до ВМТ, и происходит «неконтролируемое» сгорание. Скорость тепловыделения выше примерно на 25 %, а продолжительность сгорания меньше. Оба фактора определяют увеличение максимального давления и КПД при переходе на газ.

Испытания показали, что при работе на газе колебания $p_{\max}$ от цикла к циклу составляют 3–4 %, при работе на дизельном топливе — 1–1,5 %. Цикловая нестабильность по среднему индикаторному давлению для обоих сортов топлива практически одинакова — 1–1,5 %.

При испытаниях использовался природный газ с МЧ = 80, однако двигатель устойчиво работает при МЧ до 67 и при мощности менее 5 % от номинальной.

Расчетное исследование рабочих процессов

Для решения ряда задач по совершенствованию технических характеристик судовых дизелей в эксплуатации используются математические модели рабочих процессов. Разработанные авторами программы численного моделирования (ЧМ) двухтактных малооборотных дизелей [4] были успешно использованы для разработки методов контроля и диагностики рабочих процессов в цилиндрах, системах воздухообеспечения и ряда других задач. В связи с этим представляет интерес оценить возможность использования математических моделей для двухтопливных двигателей и, главным образом, возможность настройки математической модели сгорания топлива для ЧМ при работе на газе по циклу Отто.

С этой целью было выполнено расчетное исследование рабочих процессов двухтопливного двигателя 6X72DF, суть которого заключается в следующем.

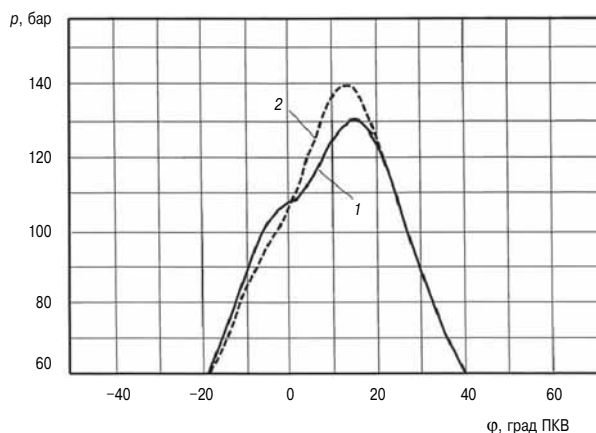


Рис. 9. Расчетные индикаторные диаграммы дизеля 6X72DF при 100 % мощности:
1 — дизельное топливо; 2 — метан

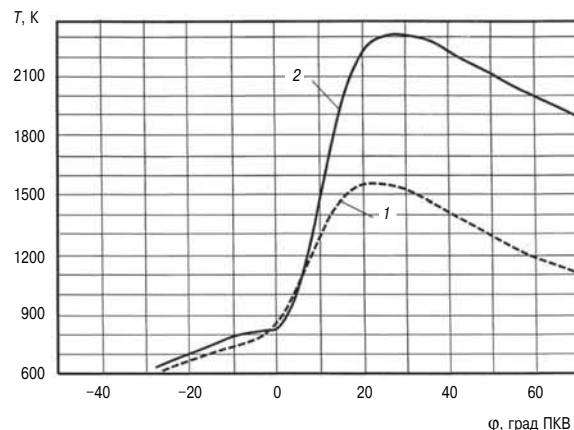


Рис. 10. Расчетная среднемассовая температура газов в цилиндре дизеля 6X72DF при 100 % мощности:
1 — метан; 2 — дизельное топливо (средняя условная температура в факеле при $\alpha = 1,1$)

Расчет индикаторных параметров осуществляется методом численного моделирования рабочего процесса в одном цилиндре [5]. По данным, приведенным в работе [3], была настроена модель сгорания для жидкого топлива и газа. В расчетах принималось МЧ = 100 % (чистый метан, $C = 0,75$ и $H = 0,25$). Такое допущение возможно, так как содержание метана в природном газе, добываемом в России, составляет 98 % (МЧ = 92). Североморский газ — 90,5 (МЧ = 73) [7]. В качестве жидкого топлива принималось дизельное топливо среднего состава: $C = 0,87$; $H = 0,126$; $O = 0,004$.

На рис. 9 и 10 показаны расчетные индикаторные диаграммы, полученные методом ЧМ и соответствующие среднемассовые температуры газов в цилиндре. Поскольку в дизельном цикле топливо горит в факеле при α , близком к 1, температура в зоне горения значительно выше, чем среднемассовая (кривая 2 на рис. 10). Температура газов при работе на метане меньше на 750 К, что объясняет более чем десятикратное снижение образования NO_x .

Расчет удельного выброса NO_x при ЧМ производится по эмпирической формуле, полученной при обработке экспериментальных данных фирмой «Вярсил» [6]:

$$\frac{d(e_{NO_x})}{d\varphi} = A_{NO_x} \cdot p \cdot \frac{1}{n} \cdot \frac{\alpha-1}{\alpha} \cdot \exp\left[-\frac{7550}{T}\right],$$

где e_{NO_x} — удельный выброс оксидов азота, г/(кВт·ч); φ — угол поворота коленчатого вала; p , T — текущие давление и температура газов в цилиндре; n — частота вращения коленчатого вала; α — коэффициент избытка воздуха при сгорании; A_{NO_x} — эмпирический коэффициент.

Эмпирический коэффициент в формуле подбирался таким образом, чтобы расчетный удель-

ный средневзвешенный выброс NO_x соответствовал его экспериментальным значениям. Расчет скорости образования оксидов азота и ее интегрирование осуществляется от момента самовоспламенения топлива до окончания его сгорания.

Индикаторная мощность двигателя определяется умножением цилиндровой мощности на число цилиндров (6). Эффективные энергетические показатели определяются умножением соответствующих индикаторных показателей на механический КПД. Его значение принималось на основе подобия по данным для близких по параметрам малооборотных дизелей с изобарным

наддувом. Давление наддува, определяющее воздушный заряд и коэффициент избытка воздуха, определялось для режима 100 %-ной мощности из условия $\alpha = 2,5$. Величина p_s на остальных режимах для дизельного топлива принималась по данным других двигателей этого класса (нерегулируемый наддув). Для метана p_s корректировалось таким образом, чтобы получить примерно постоянное значение α (см. рис. 6).

Изменение P_e и p_{me} определялось по законам кубической и квадратичной парабол соответственно. Величина цикловой подачи задавалась с учетом низшей теплоты сгорания топлива (дизельное 42 700, метан 50 000 кДж/кг) и обеспе-

Таблица 2

Изменение показателей двигателя 6X72DF при работе по теоретической винтовой характеристике

Наименование параметра, размерность	Обозначение	Режимы							
		100 %		75 %		50 %		25 %	
		ж. т.	газ	ж. т.	газ	ж. т.	газ	ж. т.	газ
Эффективная мощность, кВт	P_e	19 363	19 167	14 229	14 207	9800	9756	4873	4960
Частота вращения, об/мин	n	89		81		71		56	
Среднее эффективное давление, бар	p_{me}	17,32	17,15	14,0	14,0	11,0	10,95	6,93	7,05
Индикаторная мощность, кВт	P_i	20 820	20 610	15 534	15 510	11 010	10 962	5801	5904
Среднее индикаторное давление, бар	p_{mi}	18,62	18,44	15,27	15,25	12,34	12,3	8,25	8,39
Давление в прод. ресивере, бар	p_s	4,0	3,9	3,3	3,2	2,4	2,5	1,7	1,75
Цикловая подача топлива, г/цикл	$g_{ц}$	108	88,4	89	72,9	73	60	49	42
Механический КПД	η_m	0,93		0,916		0,89		0,84	
Давление в точке НВС, бар	$p_{НВС}$	105,3	95,0	86,9	80,0	63,2	62,5	44,8	42,7
Максимальное давление сгорания, бар	p_{max}	130,5	144,0	107,3	122,4	87,9	96,4	66,8	68,0
Максимальная температура цикла, К	T_{max}	1591	1563	1611	1600	1743	1743	1751	1656
Коэффициент избытка воздуха	α	2,45	2,5245	2,46	2,5	2,18	2,34	2,3	2,38
Удельный индик. расх. топлива, г/кВт·ч	b_i	169,6	141,0	170,4	141,0	173	144,0	173,7	147,7
Индикаторный КПД	η_i	0,491	0,51	0,488	0,51	0,481	0,50	0,479	0,487
Удельный эфф. расх. топлива, г/кВт·ч	b_e	182,4	152	186	154	194,4	161,8	206,8	175,8
Эффективный КПД	η_e	0,457	0,474	0,447	0,467	0,428	0,445	0,402	0,41
Удельный выброс NO_x , г/кВт·ч	e_{NO_x}	12,57	0,778	11,41	0,844	13,36	0,778	11,9	0,701
Удельный средневзвешенный выброс NO_x по стандартному испытательному циклу ЕЗ, г/кВт·ч	$e^{\text{ср}}_{\text{NO}_x}$	Жидкое топливо — 12,0				Газ — 0,8			

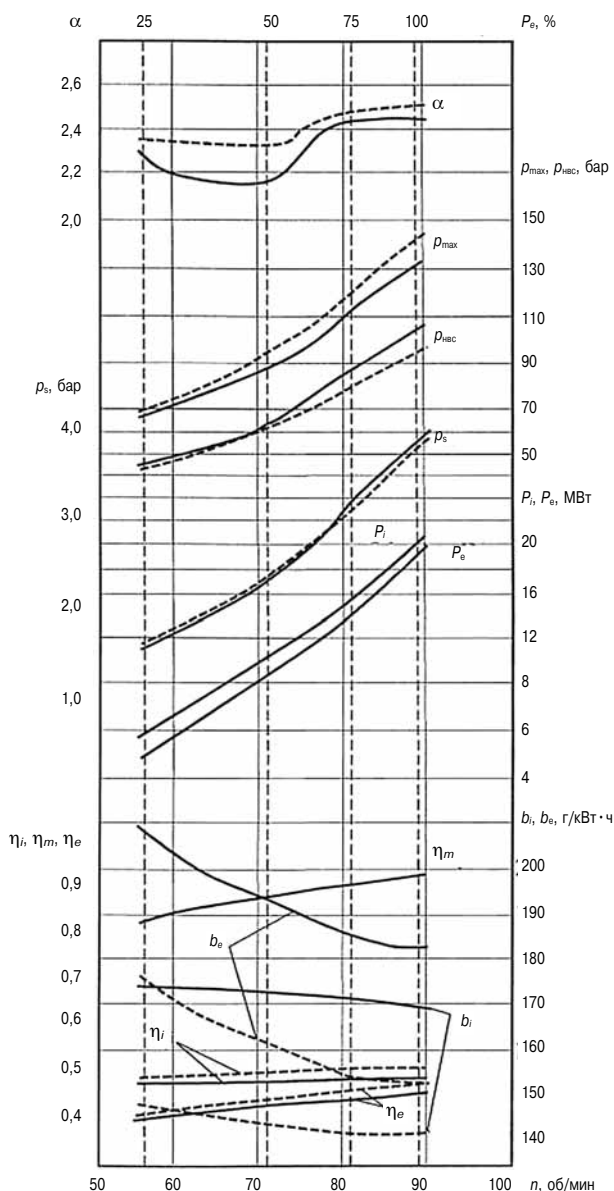


Рис. 11. Изменение показателей двигателя 6X72DF при работе по теоретической винтовой характеристике

чения одинаковых значений мощностей для разных топлив на каждом из режимов работы.

Изменение показателей дизеля 6X72DF при работе на четырех режимах винтовой характеристики приведено в табл. 2 и на рис. 11, из которых видно, что индикаторный и эффективный КПД при работе на газе на всех режимах больше, чем при работе на дизельном топливе. Это объясняется тем, что благодаря ранней подаче

запального топлива и более высокой скорости сгорания метана $p_{\max}$ существенно больше чем в дизельном цикле.

Удельные расходы топлива отличаются весьма существенно: при работе на метане g_e на 30 г/кВт·ч меньше. Это объясняется более высокими КПД и Q_H . Следует также отметить, что дефорсировка по нагрузке и мощности двухтопливного варианта двигателя и настройка системы турбонаддува на обеспечение больших избытков воздуха привела к увеличению удельного эффективного расхода топлива до 180 г/кВт·ч. Аналогичный двигатель 6X72-B имеет мощность 23 520 кВт (6X72DF — 19 350 кВт) и $g_e = 167$ г/кВт·ч.

В целом отклонения расчетных показателей рабочих процессов рассматриваемого дизеля от их экспериментальных значений на режимах теоретической винтовой характеристики не превышают 3 %, что подтверждает возможность использования математических моделей для моделирования двухтопливных двухтактных дизелей.

Более точная настройка математической модели будет выполнена по экспериментальным данным, полученным на головном судне «Афрамекс».

Литература

1. Международная Конвенция по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ 73/78). — СПб. : АО «ЦНИИМФ», 2017. — Кн. III. — 412 с.
2. Marcel Ott. X-DF low-pressure dual-fuel engine technology. WinGD low-speed engines. Licensees Conference 2015. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.wingd.com/en/media/papers/?page=2>.
3. Marcel Ott, Ingemar Nylund, Roland Alder, Takayuki Hirose, Yoshiyuki Umemoto Takeshi Yamada. The 2-stroke Low-Pressure Dual-Fuel Technology: From Concept to Reality. 2016 [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.wingd.com/en/media/papers/the-two-stroke-low-pressure-df-technology-from-concept-to-reality-cimac/>
4. Возницкий И. В., Пунда А. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания: — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : МОРКНИГА, 2010. Т. II — 382 с.
5. Пунда А. С. Численное моделирование индикаторного процесса судовых дизелей: учеб. пособие / СПб. : Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2016. — 46 с.
6. Stefan Gros. Marine emission legislation./ Wartsila Diesel Group. Marine News. — № 1. — 1994. — Р. 37–43.
7. Расчет метанового числа газового топлива. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://studfiles.net/>

ВЛИЯНИЕ ДОБАВОК СВОБОДНОГО ВОДОРОДА НА ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

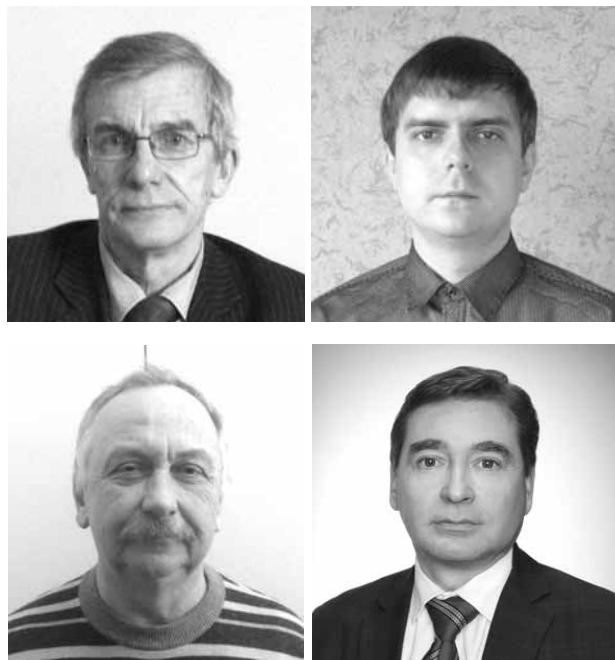
Е.А. Федянов, д.т.н., проф., Ю.В. Левин, к.т.н.,
С.Н. Шумский, к.т.н., Е.А. Захаров, к.т.н.,
Волгоградский государственный технический университет

Представлены результаты экспериментальных исследований влияния добавок свободного водорода к основному углеводородному топливу на экологические характеристики роторного двигателя Ванкеля ВАЗ-311.

В связи со сложностью хранения на борту транспортных средств достаточного количества водорода как основного топлива представляет интерес применение небольших добавок водорода к углеводородным топливам для повышения скорости и полноты сгорания. Роторно-поршневой двигатель, выполненный по схеме Ванкеля, более приспособлен для использования водорода, чем традиционные поршневые двигатели, из-за меньшей вероятности преждевременного воспламенения и обратной вспышки. Для двигателя этого типа повышение скорости распространения пламени за счет добавок свободного водорода может способствовать уменьшению свойственного им выброса продуктов неполного сгорания топлива.

Экспериментальные результаты показывают, что добавка 5 % водорода по массе позволяет улучшить экологические показатели роторного двигателя Ванкеля на режимах частичных нагрузок и холостого хода.

Роторно-поршневые двигатели (РПД) Ванкеля имеют лучшие показатели по уравновешенности и металлоемкости по сравнению с поршневыми двигателями внутреннего сгорания и, как следствие, обладают большей удельной мощностью, что позволяет рассматривать данный тип двигателя в качестве силовой установки для легкомоторной авиации [1, 2], маломерных судов и наземных транспортных средств [3–6]. Однако РПД Ванкеля обладают несколько большим расходом топлива и повышенным содержанием несгоревших углеводородов (C_xH_y) в отработавших газах. Причиной указанных недостатков является неполное сгорание топливовоздушной смеси вблизи задней по ходу вращения вершины ротора в результате направленного движения заряда, обусловленного вращением ротора [2, 6]. Как показывают исследования [6–10], в том числе проведенные



авторами [11–15], уменьшить недогорание топливовоздушной смеси у задней вершины ротора в РПД Ванкеля можно за счет использования добавок свободного водорода к основному топливу.

Двигатель Ванкеля в большей мере, чем поршневой двигатель, приспособлен к работе на водороде. В силу того, что процессы впуска и сжатия в РПД происходят в зоне статора с так называемой «холодной» стенкой, а свечи зажигания расположены в специальных предкамерах, исключается вероятность преждевременного воспламенения топливовоздушной смеси с добавками водорода.

Экспериментальные исследования по влиянию добавок водорода на экологические показатели были выполнены на односекционном РПД Ванкеля ВАЗ-311 с приведенным рабочим объемом 649 см³ и степенью сжатия 9,3. Испытания проводились на режимах холостого хода и частичных нагрузках с частотой вращения эксцентрикового вала 2000 об/мин. При этом углы опережения зажигания на обеих свечах устанавливались оптимальными для режима работы

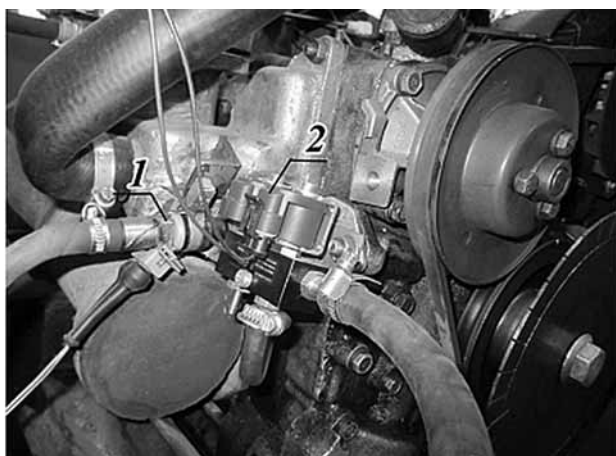


Рис. 1. Внешний вид установки форсунок:
1 — бензиновая форсунка; 2 — водородная форсунка

РПД с бензовоздушной смесью и не изменялись при использовании добавки водорода. Угол опережения зажигания для лидирующей свечи зажигания «L» составлял 26° по углу поворота эксцентрикового вала (ПЭВ) до ВМТ, для дожигающей свечи «Т» — 30° ПЭВ до ВМТ.

В качестве основного топлива использовался бензин, подаваемый через форсунку. Ось бензиновой форсунки направлена на боковое впускное окно в статоре РПД. Дополнительная газовая форсунка для подачи водорода смонтирована в непосредственной близости от впускного коллектора РПД Ванкеля (рис. 1) и соединена с водородным жиклером, установленным в стенке впускного патрубка, коротким гибким шлангом. Ось водородного жиклера направлена в сторону впускного окна РПД под острым углом к оси бензиновой форсунки. Система фазированного впрыска топлива позволяла в широких пределах варьировать момент начала и длительность впрыска топлива [14, 15].

Контроль содержания углеводородов СН и оксида углерода СО в отработавших газах РПД осуществлялся с помощью газоанализатора АСКОН-02. Забор проб газов проводился на глубине 300 мм от среза выпускного патрубка штатного глушителя, которым был оснащен двигатель ВАЗ-311 на стенде [15].

Доля режима холостого хода может достигать 35 % от общего времени работы двигателя наземного транспортного средства. Для этого режима характерна повышенная концентрация продуктов неполного сгорания в отработавших газах, что обусловлено низким значением коэффициента наполнения и высоким значением коэффициента остаточных газов. Вышеуказанные факторы также снижают скорость распространения пламени, что способствует неполноте сгорания топливовоздушной смеси. Для РПД, в отличие от поршневых двигателей, ситуация усугубляется

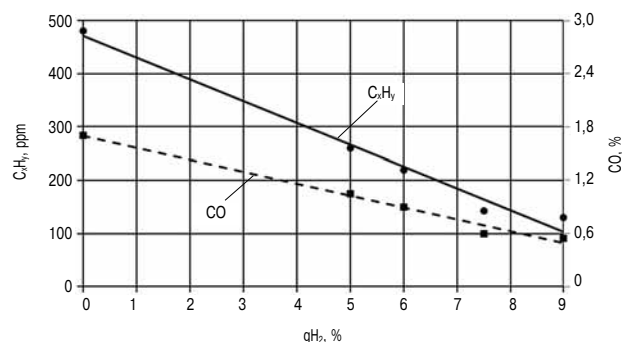


Рис. 2. Влияние массовой добавки водорода на токсичность отработавших газов РПД на холостом ходу

общим повышенным уровнем выбросов несгоревших углеводородов.

На рис. 2 представлены полученные в результате проведенных испытаний зависимости содержания СО и C_xH_y в отработавших газах РПД ВАЗ-311 от величины массовой добавки водорода на режиме холостого хода. Состав бензоводородовоздушной смеси соответствовал стехиометрическому. Однако следует отметить, что без добавок водорода двигатель работал на слегка обогащенной бензовоздушной смеси ($\alpha = 0,95$), так как при больших значениях коэффициента избытка воздуха устойчивость работы нарушалась.

Как видно из рис. 2, добавка 8 % водорода в бензовоздушную смесь приводит к снижению содержания несгоревших углеводородов в три раза, а содержания оксида углерода — в 2,8 раза. Можно отметить, что содержание несгоревших углеводородов в отработавших газах снижается по мере увеличения добавки водорода интенсивнее, чем содержание СО. Это соответствует теоретическому представлению о том, что добавка водорода в первую очередь уменьшает недогорание топливовоздушной смеси в рабочей камере РПД.

Возможность за счет добавок водорода регулировать топливоподачу на режиме холостого хода на стехиометрический состав топливовоздушной смеси позволяет использовать системы с трехкомпонентными нейтрализаторами отработавших газов для дополнительного уменьшения вредных выбросов в окружающую среду.

Проведенные эксперименты показали, что за счет добавок водорода РПД приобретает способность работать на режиме холостого хода даже при некотором обеднении топливовоздушной смеси. На рис. 3 представлены результаты исследования изменения содержания несгоревших углеводородов и оксида углерода в отработавших газах РПД, работавшего на режиме холостого хода с добавками водорода. На графике рядом с экспериментальными точками указаны значения величины добавки водорода (в %), при которых удавалось добиться устойчивой работы двигателя

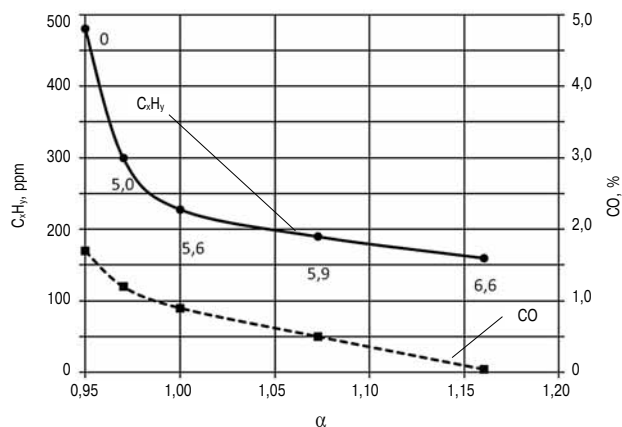


Рис. 3. Зависимость концентрации токсичных веществ от коэффициента избытка воздуха при различных добавках водорода

при соответствующем обеднении смеси. Следует отметить, что обеднение в рассматриваемых экспериментах достигалось лишь за счет уменьшения подачи бензина, в то время как абсолютное значение подачи водорода не менялось — длительность открытия водородной форсунки при всех регулировках по α оставалась неизменной.

Как видно из графика рис. 3, за счет добавок водорода удалось добиться устойчивой работы двигателя при $\alpha = 1,16$. При этом значении коэффициента избытка воздуха содержание несгоревших углеводородов в отработавших газах РПД в три раза меньше, чем при работе только на бензине с $\alpha = 0,95$, а содержание CO составляет всего 0,04 %, в то время как при работе на бензине с $\alpha = 0,95$ в отработавших газах содержалось 1,7 % оксида углерода.

Влияние добавок водорода на выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами на нагрузочных режимах работы РПД оказалось, как и на режиме холостого хода, весьма заметным. На рис. 4 и 5 представлены построенные по результатам экспериментальных исследований зависимости концентраций несгоревших углеводородов и оксида углерода от нагрузочного режима работы РПД при частоте вращения эксцентрикового вала 2000 об/мин. Верхние кривые на рисунках построены по результатам испытаний РПД, работавшего без добавок водорода. Две других кривых на каждом из графиков получены по результатам испытаний РПД с добавкой 3 и 5 % водорода соответственно. При всех нагрузках и различных добавках водорода топливовоздушная смесь была стехиометрической.

Добавка свободного водорода в основную бензовоздушную смесь позволяет снизить содержание в отработавших газах несгоревших углеводородов и оксида углерода во всем исследованном диапазоне нагрузок при $n = 2000$ об/мин. Так, например, на режиме $p_e = 0,2$ МПа кон-

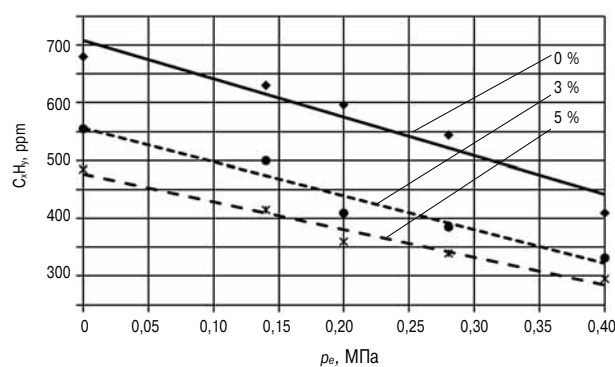


Рис. 4. Зависимость количества несгоревших углеводородов от эффективного давления ($n = 2000$ об/мин, $\alpha = 1$)

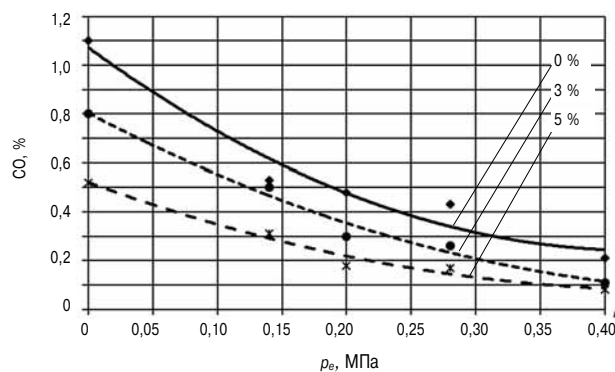


Рис. 5. Зависимость количества оксида углерода CO от нагрузочного режима работы РПД ($n = 2000$ об/мин, $\alpha = 1$)

центрация несгоревших углеводородов при добавке 5 % водорода уменьшается в 1,5 раза, а на режиме $p_e = 0,4$ МПа — в 1,55 раза. Содержание оксида углерода снижается, соответственно, в 2,3 и в 2,7 раза.

В целом проведенные стендовые испытания подтверждают положительное влияние на экологические показатели РПД добавок свободного водорода к основному топливу. Существенное сокращение концентрации несгоревших углеводородов и оксида углерода в отработавших газах на режимах холостого хода и частичных нагрузок свидетельствуют о том, что добавки водорода способствуют повышению полноты сгорания топлива в РПД. Использование добавки водорода позволяет обеспечить устойчивую работу РПД на обедненной топливовоздушной смеси на режиме холостого хода.

Литература

1. Браладзе К.Э. Многотопливные РПД «WANKEL» AG // Международный научный журнал «Воздушный транспорт». — 2013. — С. 14.
2. Boretti A., Jiang S., Scalzo J. A novel wankel engine featuring jet ignition and port or direct injection for faster and more complete combustion especially designed for gaseous fuels. — SAE Technical Paper, 2015. — №. 2015-01-0007.

3. Ribau J. et al. Analysis of four-stroke, Wankel, and microturbine based range extenders for electric vehicles // *Energy Conversion and Management*. — 2012. — Т. 58. — С. 120–133.

4. Chen H et al. Development of Rotary Piston Engine Worldwide // *AASRI International Conference on Industrial Electronics and Applications*. Atlantis Press. — 2015 — С. 180–183.

5. Wakayama N. et al. Development of hydrogen rotary engine vehicle // *16th World Hydrogen Energy Conference* (Lyon, France). — 2006.

6. Amrouche F. et al. An experimental investigation of hydrogen-enriched gasoline in a Wankel rotary engine // *International journal of hydrogen energy*. — 2014. — Т. 39, №. 16. — С. 8525–8534.

7. Fan B. et al. Effects of hydrogen blending mode on combustion process of a rotary engine fueled with natural gas/hydrogen blends // *International Journal of Hydrogen Energy*. — 2016. — Т. 41, №. 6. — С. 4039–4053.

8. Yang J. et al. Numerical investigation of the effects of hydrogen enrichment on combustion and emissions formation processes in a gasoline rotary engine // *Energy Conversion and Management*. — 2017. — Т. 151. — С. 136–146.

9. Su T. et al. Improving the combustion performance of a gasoline rotary engine by hydrogen enrichment at various conditions // *International Journal of Hydrogen Energy*. — 2017.

10. Zambalov S. D., Yakovlev I. A., Skripnyak V. A. Numerical simulation of hydrogen combustion process in rotary engine with laser ignition system // *International journal of hydrogen energy*. — 2017. — Т. 42, №. 27. — С. 17251–17259.

11. Федянов Е. А. и др. Теоретическое исследование процесса сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля с добавками водорода // *Двигателестроение*. — 2014. — №. 4. — С. 16–18.

12. Fedyanov E. A. et al. Modelling of flame propagation in the gasoline fuelled Wankel rotary engine with hydrogen additives // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. — IOP Publishing, 2017. — Т. 177, №. 1. — С. 012076.

13. Федянов Е.А. и др. Способ работы роторно-поршневого двигателя внутреннего сгорания // Пат. 2546933 РФ, МПК F02B53/10. — ВолгГТУ, 2015.

14. Левин, Ю.В. Улучшение топливной экономичности и экологичности роторно-поршневого двигателя за счет добавок свободного водорода к основному топливу: дис. ... канд. техн. наук 05.04.02 / Левин Юрий Васильевич. — Волгоград, 2016. — 128 с.

15. Злотин Г.Н. Особенности рабочего процесса и пути повышения энергетической эффективности роторно-поршневых двигателей Ванкеля: монография / Г. Н. Злотин, Е. А. Федянов // ВолгГТУ. — Волгоград, 2010. — 119 с.

КОНФЕРЕНЦИЯ

Научно-практическая конференция «Современные теплоэнергетические установки — проблемы и перспективы развития»

17 мая 2018 г. на кафедре двигателей и тепловых установок Военного института (инженерно-технического) Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева проведена научно-практическая конференция «Современные теплоэнергетические установки — проблемы и перспективы развития».

Конференция посвящена 115-летию со дня рождения профессора А.Н. Ложкина, основателя кафедры тепловых установок ВИТУ, видного советского ученого-теплоэнергетика, известного своими научными трудами в области парогазовых энергетических циклов и трансформаторов теплоты. По основным результатам научных исследований профессора А.Н. Ложкина с участием ЦКТИ им. И.И. Ползунова в 1960–1970 гг. в СССР построен ряд крупных опытных парогазовых установок, подтвердивших эффективность парогазового цикла.

В настоящее время научные результаты профессора А.В. Ложкина широко используются в современной теплоэнергетике (тепловые насосы, термохимические преобразователи и другие комбинированные энергоустановки).

Вопросы, рассмотренные на конференции

✓ Современное состояние и перспективы модернизации твердотопливных котельных МО РФ в рамках разработки Ведомственной целевой программы модернизации теплового хозяйства объектов МО РФ на период до 2019–2025 гг.

✓ Особенности проектирования теплоэнергоустановок большой мощности.

✓ Проблемы исследования дизельных энергоустановок специальных циклов.

✓ Проблемы прогнозирования надежности и оценка остаточного ресурса технических систем специального назначения.

✓ Перспективы создания и совершенствования когенерационных установок на базе поршневых ДВС.

Перспективы разработки и внедрения в теплоэнергетике водородных турбогенераторных установок.

Участники конференции

Научно-педагогические работники ВИ(ИТ) ВА МТО, Военно-космическая академия им. Можайского, Торгово-промышленная палата СПб, «Петербургский энергетический институт повышения квалификации» Минэнерго России, Государственный Политехнический университет, Саморегулируемая организация Балтийский строительный комплекс. ООО «Контэк-Инжиниринг», ООО «Новый Оборонный Заказ», ООО «ВТР Инжиниринг», НППСО «Грантстрой», НП «Объединение энергетиков», ОАО «ВНИИ-Холодмаш», ЦКТИ, АО «Газпром промгаз», ПАО «Камчатскэнерго», ООО «Компзит-Групп», ООО «Авангард».

Результаты конференции

1. Сформирована позитивная оценка специалистов Ассоциации «Объединение энергетиков Северо-Запада» в части организации, тематики и уровня докладов конференции.

2. Принято решение о совместной организации и проведении научных конференций с Ассоциацией «Объединение энергетиков Северо-Запада» в рамках мероприятий конгрессно-выставочной тематики.

3. Выработано решение об участии кафедры совместно с профессиональным сообществом энергетиков в разработке общегосударственной терминосистемы «Техническое регулирование».

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ В СИСТЕМЕ КОЛЕНВАЛА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ (материалы конгресса CIMAC-2016)

Предлагаемый обзор включает материалы последнего конгресса СИМАК, посвященные совершенствованию подшипников скольжения в системе коленвала поршневого двигателя.

В докладе специалистов японской фирмы «Daidometal Co. Ltd.» рассматриваются вопросы оптимизации химических и физических свойств триметаллического сплава Al-Sn-Si с целью повышения усталостной прочности и ресурса подшипников.

В докладе австрийской фирмы «Miba Bearing Group» анализируются факторы, влияющие на на-

дежность и ресурс подшипников в двигателях транспортных машин, работающих в режим частых пусков и остановов. Отмечается, что современная тенденция к снижению вязкости масла позволяет снизить трение в большинстве типов подшипников, однако при переменных нагрузках повышается вероятность отказов из-за возникновения граничного трения. Это может быть предотвращено за счет применения специальных полимерных покрытий и твердой смазки.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ПОДШИПНИКОВ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ ДЛЯ СРЕДНЕ- И ВЫСОКОБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Akihiro Kose, Eisaku Inoue,
Yuichi Tomita, Takashi Ando,
Daidometal Co. Ltd.*

Введение

Постоянно растущий интерес мировой общественности к проблемам защиты окружающей среды и ужесточение экологического законодательства неизбежно сказывается на технической политике производителей двигателей. В области средне- и высокооборотных дизелей важнейшими направлениями работы считаются снижение расхода топлива и вредных выбросов, в частности, NO_x . Одним из основных способов достижения указанной цели является повышение среднего эффективного давления.

Это, в свою очередь, означает необходимость усиления подшипников коленвала, работающих в условиях высоких механических и тепловых нагрузок.

С другой стороны, сплав для подшипников должен обладать хорошей прилегаемостью (прирабатываемостью) и коррозионной устойчивостью. Следовательно, при создании новых сплавов с повышенной прочностью нужно заботиться о том, чтобы они при этом не теряли указанных выше свойств.

В подшипниках двигателей, о которых идет речь, обычно используется сплав Al-Sn-Si.

Этот сплав обладает достаточно высокими значениями прочности и прилегаемости, хотя эти требования являются до известной степени взаимоисключающими.

Кроме того, сплав Al-Sn0Si является коррозионно-устойчивым.

Фаза рассредоточена по объему основы из алюминиевого сплава, что обеспечивает не только хорошую прирабатываемость, но и достаточно низкий коэффициент трения. Аналогично рассредоточены по объему алюминиевой основы частицы Si, назначение которых — предотвращать схватывание между алюминием и валом и налипание алюминия на вал.

Что касается алюминиевой основы, то именно она обеспечивает прочность подшипника, а мощный поверхностный слой окисла предотвращает коррозию.

При этом наличие в сплаве большого количества олова и кремния снижает прочность алюминиевой основы, поскольку Sn является мягким материалом, а частицам Si свойственна ломкость.

Таким образом, прочность алюминиевой основы обеспечивает прочность всего подшипника, но в то же время она снижает прирабатываемость, а наличие в алюминиевом сплаве большого количества таких материалов, как Cu, Zn и Mg, придающих ему прочность, снижает его коррозионную стойкость.

Поэтому важно создать такой сплав для подшипников средне- и высокооборотных двигателей, который сохранял бы необходимую прочность в условиях высоких температур при минимальном использовании упрочняющих элементов, таких как Cu, Zn и Mg.

Данная работа посвящена созданию алюминиевого сплава Al-Sn-Si для подшипников, содержащего минимум олова и кремния.

Направление работы

Концепция

Типичная микроструктура среза сплава Al–Sn–Si показана на рис. 1. Обычно Sn и Si в сплавах Al–Sn–Si не образуют твердых растворов, а существуют в форме изолированных фаз в алюминиевой матрице. Фаза Sn дает хорошее скольжение и, следовательно, обеспечивает удовлетворительную деформируемость. Однако при высоком содержании олова его частицы могут играть роль концентраторов напряжения, снижая тем самым усталостную прочность материала [1].

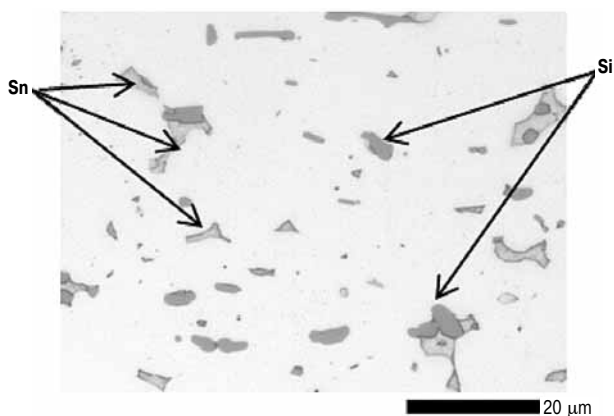


Рис. 1. Типичная микроструктура среза сплава Al–Sn–Si

Поэтому для повышения прочности и деформируемости необходимо обеспечить максимальную дисперсность и равномерность распределения Sn в массе алюминия.

К тому же, чем мягче материал, тем лучше его прилегаемость, поэтому сплав должен быть достаточно мягким. Правда, при этом его усталостная прочность снижается. Чтобы этого не произошло, сплав необходимо упрочнить за счет добавления Si или увеличения твердости алюминиевой основы. Добавление Si увеличивает твердость алюминиевой основы, поскольку частицы Si обладают большей твердостью.

Однако они довольно хрупкие и к тому же могут становиться концентраторами напряжений.

Поэтому необходимо найти разумный компромисс между прочностью и деформируемостью. Настоящая работа посвящена в первую очередь оптимизации количества и дисперсности Sn.

Метод измерения дисперсности

Для определения дисперсности Sn в сплаве использовалась специальная программа распознавания образов.

На рис. 2 показана картина типичного среза сплава (электронное отображение среза в отраженном свете), полученная с помощью сканирующего электронного микроскопа. Относительная яркость отдельных фаз зависит от

атомного числа элемента. Тяжелые элементы, такие как Sn, на экране выглядят белыми. В состав сплава входят, главным образом, Al, Sn и Si, поэтому белые области на фото, очевидно, соответствуют частицам Sn. Анализ микроструктуры материала с помощью распознавания образов обычно сводится к оценке числа и формы изучаемых объектов. Существуют различные методы статистической оценки среднего размера и площади частиц по результатам такого анализа.



Рис. 2. Типичный вид частиц Sn на срезе

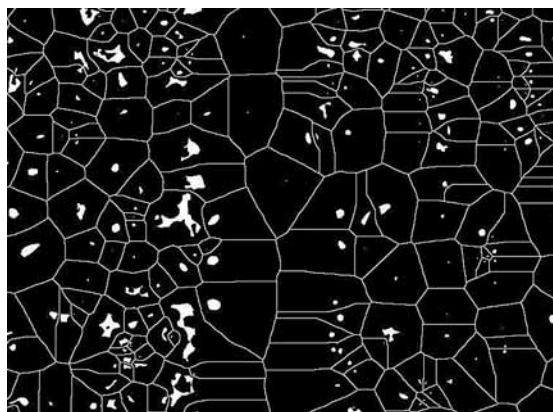


Рис. 3. Наложение диаграммы Вороного на исходное изображение

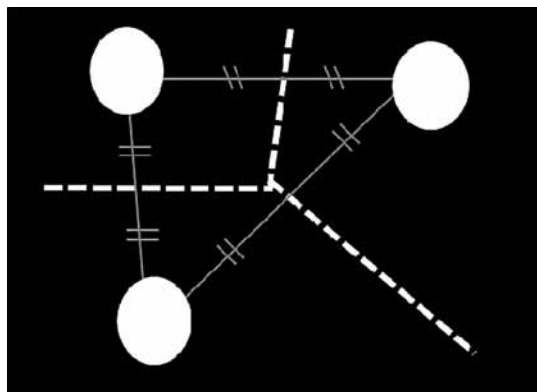


Рис. 4. Разделение ячейки Вороного на области

Таблица 1

Химический состав образцов для испытаний

Материал	Содержание Sn (% массы)
Материал А	6
Материал В	12
Материал С	10

В данном случае дисперсность оценивалась с помощью диаграммы Вороного. Диаграмма Вороного, наложенная на изображение среза, показана на рис. 3.

Диаграмма Вороного — это метод разделения пространства на некоторое число областей. задается ряд точек, расположенных на фазе Sn, и для каждой точки рассчитывается соответствующая область (ячейка Вороного), включающая в себя все участки, расположенные к этой точке ближе, чем к любой другой. В нашем случае каждая ячейка Вороного содержит зерно Sn. Принцип разделение ячейки Вороного на области изображен на рис. 4. В настоящей работе в качестве параметра использовалось соотношение сторон (aspect ratio) ячейки Вороного. Метод определения соотношения сторон показан на рис. 5.

Результаты оценки содержания Sn в алюминии данным методом приведены в табл. 1. На рис. 6

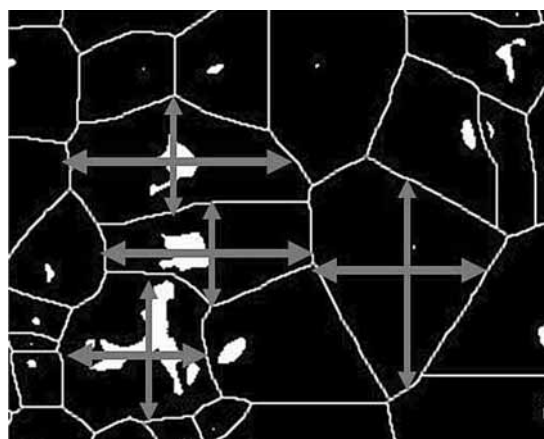


Рис. 5. Определение соотношения сторон ячеек Вороного

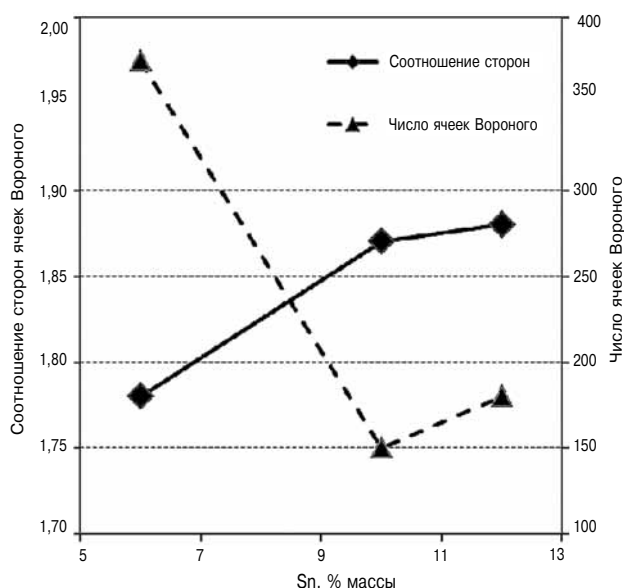


Рис. 6. Соотношение сторон, число ячеек Вороного и содержание Sn — взаимосвязь

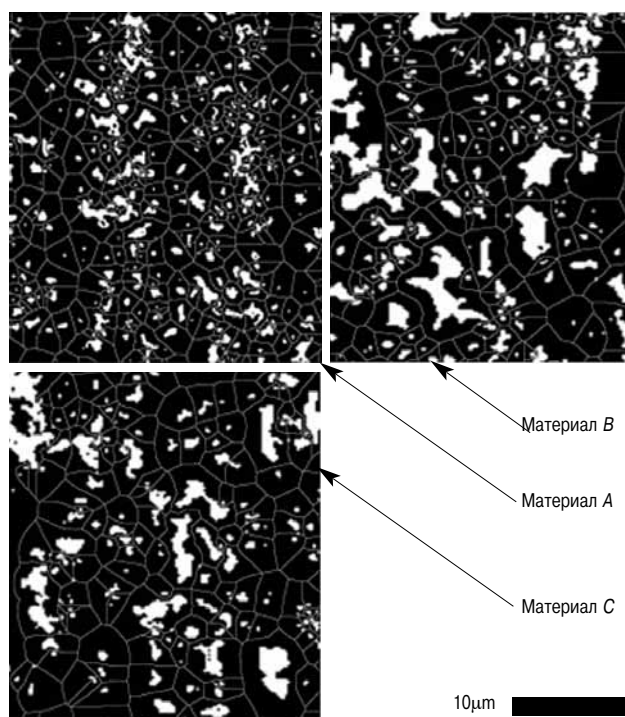


Рис. 7. Вид срезов различных материалов с наложением диаграмм Вороного

показано соответствие соотношения сторон числу ячеек Вороного и содержанию Sn. Число ячеек Вороного в данном случае равно числу частиц Sn.

На рис. 7 показаны примеры наложения диаграмм Вороного для нескольких различных материалов. В материале А частицы Sn мелкодисперсные и распределены равномерно. Но при этом их количество меньше, чем в остальных материалах. В материале В количество частиц Sn больше, чем в материале С.

Сравнение материалов В и С показывает, что по числу частиц Sn материал В превосходит материал С, но соотношение сторон в обоих случаях одинаково. Таким образом, высокая дисперсность и равномерное распределение Sn достигнуто благодаря увеличению числа частиц Sn, несмотря на снижение массового содержания Sn в материале.

Для оценки сравнительной эффективности каждого из материалов они были подвергнуты стендовым испытаниям.

Стендовые испытания

Целью проведения стендовых испытаний упомянутых выше Al—Sn—Si сплавов была оценка

Таблица 2

Химический состав сплавов для подшипников

Материал	Химический состав, % массы			
	Al	Sn	Si	Cu
Материал А	ост.	6	2,5	1,5
Материал В	ост.	12	2,5	1
Материал С	ост.	10	4	1

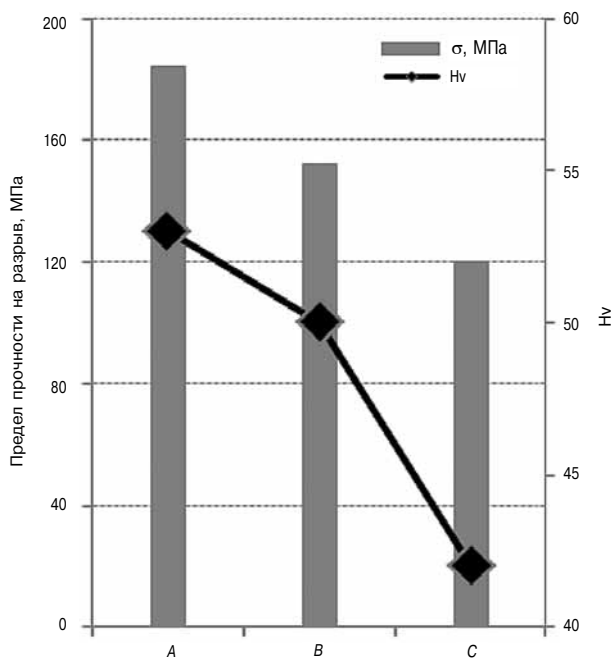


Рис. 8. Механические свойства материалов

их несущей способности, прилегаемости и усталостной прочности.

Химический состав сплавов, отобранных для испытаний, приведен в табл. 2. На рис. 8 приведены характеристики механических свойств указанных сплавов.

При создании материала А ставилась цель повышения усталостной прочности за счет снижения количества Sn и увеличения его дисперсности и равномерности распределения зерен. Усталостная прочность была повышена за счет снижения количества Sn с одновременным увеличением твердости алюминиевой основы. В материале В компромисс между усталостной прочностью и прилегаемостью достигнут за счет увеличения твердости алюминиевой основы с одновременным увеличением количества Sn. Материал С имеет хорошую прилегаемость, однако его усталостная прочность мала. Это — обычный материал.

Испытания на схватывание

Для оценки сопротивляемости исследуемых материалов схватыванию проводились специальные испытания. Схема испытательной машины, режимы и результаты испытаний приведены соответственно на рис. 9, 10, и в табл. 3.

Таблица 3

Условия испытаний на схватывание

Величина	Значение
Размер подшипника, мм	Φ56×W15×T1,5
Скорость скольжения, м/сек	20
Начальная нагрузка, МПа	0
Шаг нагрузки, МПа	5
Длительность шага, мин	10
Смазка	SAE10
Температура масла на входе	100–110
Расход масла, мл/мин	200
Материал вала	JIS S55C
Шероховатость поверхности вала, мкм	Rz<1,0

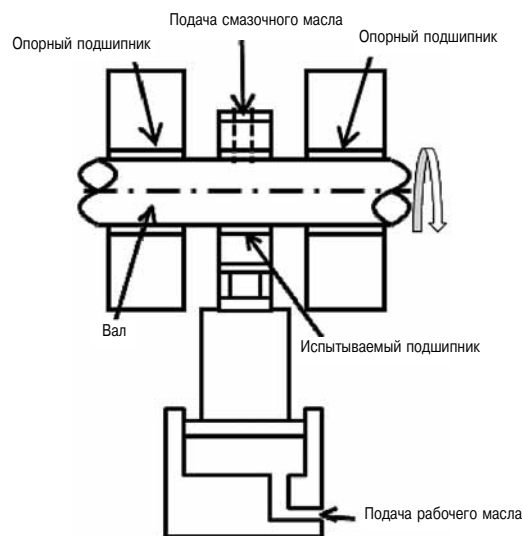


Рис. 9. Схема машины для испытаний на схватывание

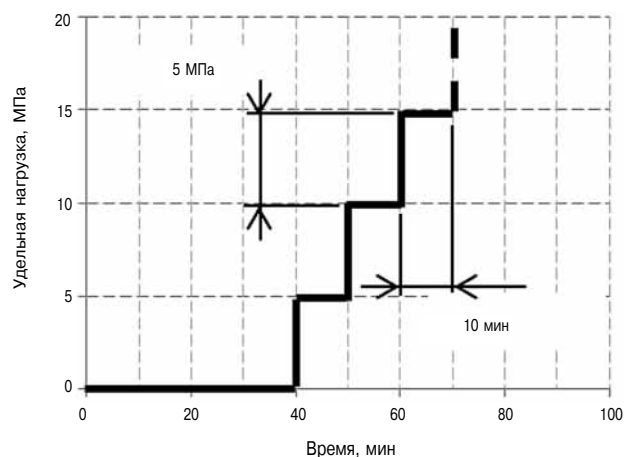


Рис. 10. Нагрузочная диаграмма при испытаниях на схватывание

В ходе испытаний проводилось пошаговое увеличение нагрузки на опорный подшипник, в котором вращается вал с постоянной скоростью. Сопротивляемость схватыванию определялась как максимальная удельная статическая нагрузка, при которой схватывание еще не наступило.

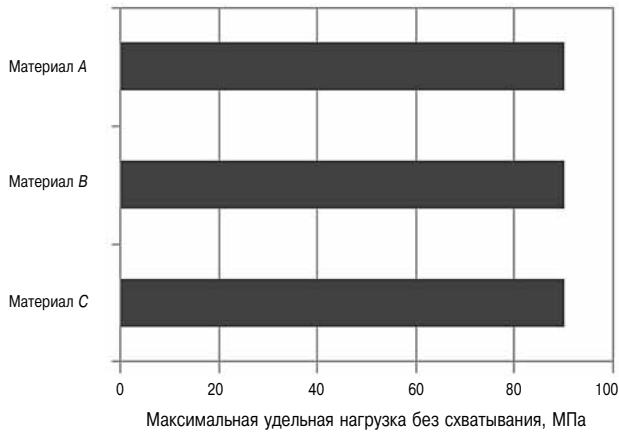


Рис. 11. Результаты испытаний на схватывание

При этом измерялась температура посадочной поверхности подшипника, а начало схватывания определялось как момент времени, когда температура достигала 200 °С, или когда крутящий момент электродвигателя достигал определенного значения. Результаты испытаний показаны на рис. 11.

Испытания на прилегаемость

Испытания проводились с целью определения прилегаемости каждого из материалов, с использованием прокладок, контактирующих с опорной поверхностью. Схема установки подшипника приведена на рис. 12. Условия проведения испытаний соответствуют табл. 3, диаграмма нагружения — рис. 10.

Для этих испытаний использовалась та же испытательная машина, что и для испытаний на схватывание. Между корпусом и подшипником с обеих сторон устанавливались прокладки

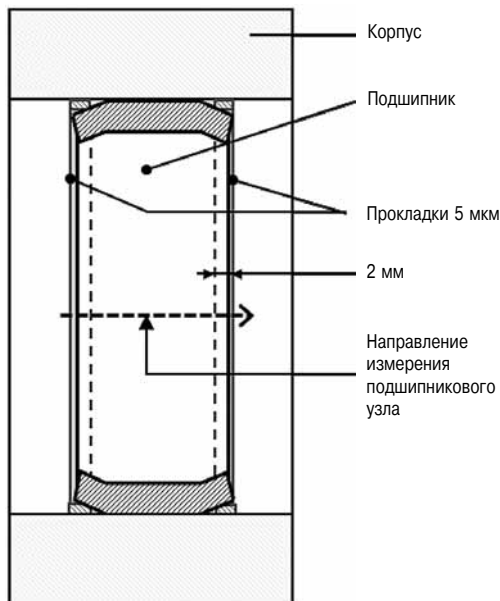


Рис. 12. Схема установки подшипника в корпус на прокладках для испытаний на прилегаемость

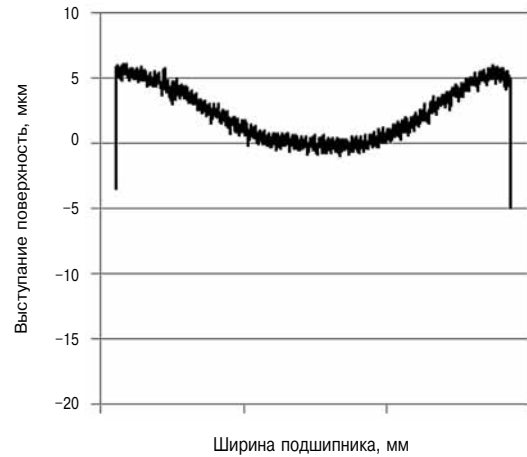


Рис. 13. Профиль внутренней поверхности подшипника, установленного в машину для испытания на схватывание на прокладках, прилегающих к опорной поверхности

шириной 2 мм и толщиной 5 мкм. Типичный профиль поверхности подшипника, установленного в корпусе с прокладками, показан на рис. 13. Контакт с валом наиболее вероятен в областях с приподнятыми торцами, что имитирует наличие твердых отложений на основе вкладыша подшипника или жесткого контакта по краям. Высокая устойчивость к схватыванию, выявленная в ходе этих испытаний, является признаком хорошей прилегаемости.

Материал А по устойчивости к схватыванию показал те же результаты, что и материалы В и С, несмотря на меньшее количество содержащегося в нем Sn. Из этого следует, что высокая дисперсность и равномерное распределение частиц Sn играют решающую роль в обеспечении сопротивления материала схватыванию. Очевидно, что наличие Sn предотвращает схватывание вала с подшипником достаточно эффективно.

Результаты испытаний приведены на рис. 14, из которого следует, что материал В с увеличенной

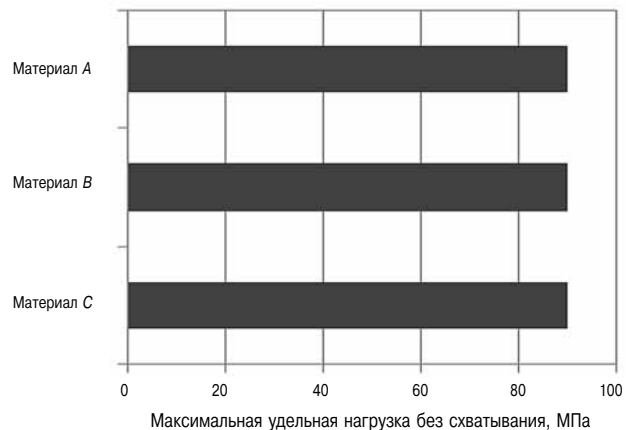


Рис. 14. Результаты испытаний на схватывание для оценки прилегаемости

твердостью алюминиевой основы, по прилегаемости не отличается от материала *С*. Это объясняется более высоким содержанием Sn. Аналогично, материал *А* имеет хорошую прилегаемость, несмотря на увеличение твердости алюминиевой основы. По-видимому, хорошая прилегаемость обеспечивается высокой дисперсностью и равномерным распределением частиц Sn.

Испытания на усталостную прочность

В ходе испытаний оценивалась усталостная прочность исследуемых материалов. Схема машины для испытаний и условия испытаний приведены соответственно на рис. 15 и в табл. 4. На подшипник воздействует динамическая нагрузка высокой интенсивности. Результаты испытаний показаны на рис. 16, из которых следует, что предел прочности на разрыв для каждого материала (усталостная прочность) может быть увеличена за счет повышения твердости алюминиевой основы.

Общий итог стендовых испытаний

Как показали результаты испытаний, существует возможность увеличить усталостную прочность Al–Sn–Si сплава без ухудшения ос-

Таблица 4

Условия испытаний на усталостную прочность

Величина	Значение
Размер подшипника, мм	Ф56×W15×T1,5
Частота вращения, об/мин	20
Линейная скорость, м/сек	0
Смазка	SAE10
Температура масла на входе	100–110
Давление масла на входе, МПа	5
Материал вала	JIS S55C
Шероховатость поверхности вала, мкм	$R_{\max}=1,0$

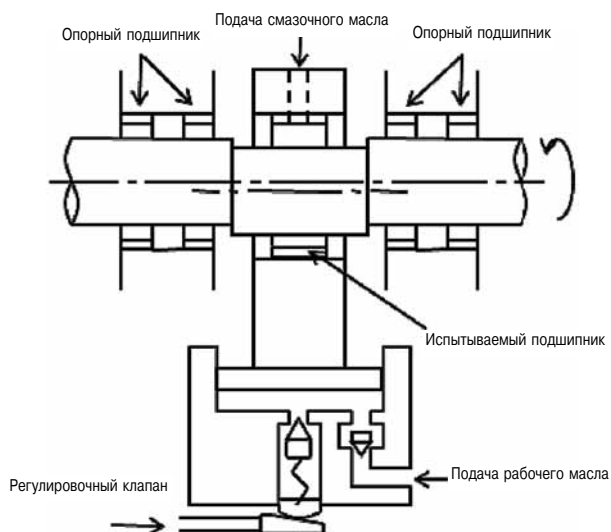


Рис. 15. Схема машины для испытаний на усталостную прочность

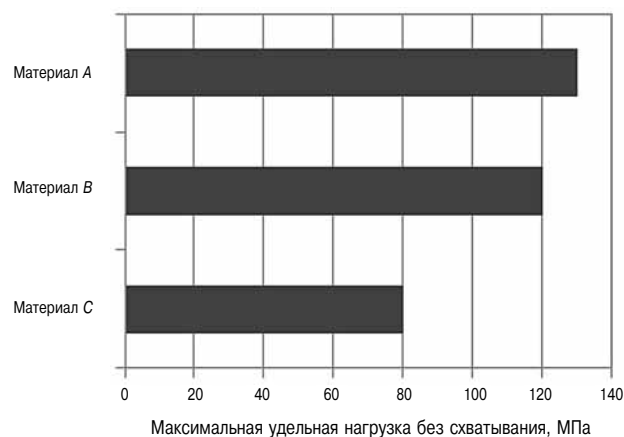


Рис. 16. Результаты испытаний на усталостную прочность

тальных показателей материала — сопротивляемости схватыванию и прилегаемости. Показатели сопротивляемости схватыванию и прилегаемости могут быть улучшены за счет высокой дисперсности и равномерного распределения зерен Sn. Доказано, что тем самым можно повысить усталостную прочность материала, сохранив сопротивляемость схватыванию и прилегаемость на том же уровне, что и у традиционных материалов.

Заключение

1. Дисперсность Sn оценена с помощью диаграммы Вороного. Результаты этой оценки коррелируют с результатами измерений сопротивляемости схватыванию и прилегаемости.

2. Подтверждено, что повышение дисперсности Sn является эффективным средством увеличения усталостной прочности материала при сохранении прилегаемости.

Сокращения:

JIS — Промышленные Стандарты Японии (Japanese Industrial Standards)

Литература

1. Kagohara Y. et al., «Development of Multi-layer Aluminum-Tin-Silicon Alloy Bearing for Automotive Diesel Engine», SAE Technical Paper 2003-01-0050, 2003.

СИСТЕМА КОЛЕНВАЛА С ПОНИЖЕННЫМ ТРЕНИЕМ: АНАЛИЗ И СПОСОБЫ ПОДДЕРЖАНИЯ ВЫСОКОГО РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВ

*Martin Offenbecher, Georg Leonardelli, Gunther Hager,
Miba Bearing Group*

Реферат

В настоящем исследовании с помощью моделирования оцениваются возможности снижения трения на различных рабочих режимах.

Используя широко известный метод триботехнических испытаний с нажимным кольцом, было проведено сравнительное исследование режимов смешанного трения для различных фрикционных поверхностей, в том числе в подшипниках с вакуумным напылением AlSn, в подшипниках с полимерным покрытием и в биметаллических подшипниках AlSn, включая их физико-химическое взаимодействие с маловязкими и LowSAPS маслами. Кроме того, была применена новая методика испытаний для исследования трибологического взаимодействия между подшипником и смазкой также и в гидродинамическом режиме. Эта методика позволила глубже понять механизмы трибологического взаимодействия в системе коленвала, а также оценить возможности снижения трения в подшипниках и их ожидаемый ресурс.

И наконец, предложен новый прочный материал с низким коэффициентом трения, способный обеспечить чрезвычайно высокий ресурс подшипника даже в условиях недостаточной смазки.

Введение

Одним из основных движущих факторов при создании новых и совершенствовании существующих двигателей на протяжении последних десятилетий является необходимость снижения вредных выбросов. После ввода в действие Euro 6, IMO Tier III и многочисленных локальных нормативов главной целью разработчиков становится повышение топливной экономичности двигателей и снижение выбросов CO₂.

В последние годы особое внимание уделяется работе двигателя в условиях переменных нагрузок и скорости. Это относится, главным образом, к автомобильным двигателям. Однако постепенно двигатели большей размерности также становятся предметом исследований с точки зрения топливной экономичности при работе с переменными нагрузками.

При этом следует помнить, что выбросы CO₂ как и КПД двигателя внутреннего сгорания, в значительной степени зависят от механических потерь. Одной из главных составляющих механических потерь является трение в элементах кривошипно-шатунного механизма, т. е. в под-

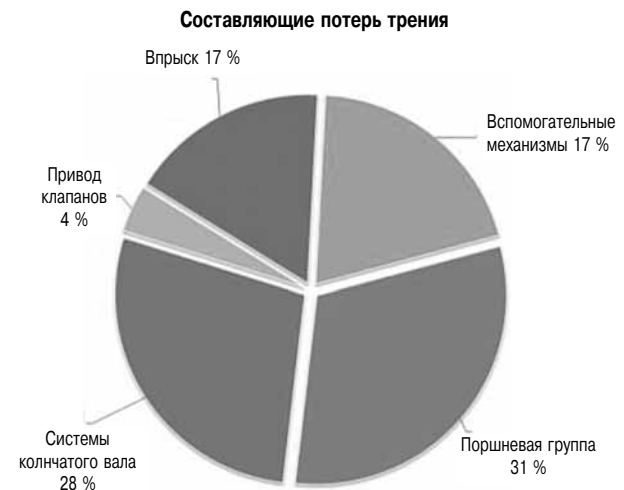


Рис. 1. Доля отдельных фрикционных пар в общем балансе механических потерь типичного рядного двигателя [1]

шипниках коленвала и деталях шатунно-поршневой группы.

Внутреннее трение в трибосистеме зависит от рабочего режима (полная нагрузка, холостой ход, пуск или останов двигателя), а также от целого ряда конструктивных факторов [2, 3]. К их числу относятся, например, количество и ширина подшипников коленвала. Среди других факторов влияния можно отметить вязкость масла и характер его взаимодействия с поверхностями вкладышей подшипников.

Современная тенденция снижения вязкости масла, с одной стороны — способствует значительному уменьшению гидродинамического трения, с другой — вызывает заметное возрастание относительной доли режимов полужидкостного (смешанного) трения. Резкие смены рабочих режимов могут приводить к тому, что трение в подшипниковых узлах не снижается, а, напротив, возрастает, что, наряду с увеличением относительной доли режимов пуска/останова, может приводить к сокращению ресурса подшипника.

Необходимость соблюдать требования последних экологических нормативов приводит ко все более интенсивному использованию так называемых LowSAPS масел, т. е. масел с пониженным содержанием сульфатной золы, фосфора и серы. Сочетание обоих качеств масла — низкого значения SAPS и низкой вязкости — является дополнительным фактором, способным уменьшать трибологическую надежность коренных подшипников коленвала.

Всесторонний подход к проблеме снижения трения в подшипниках коленвала означает, что разработчикам не следует ограничиваться только лишь конструктивным совершенствованием коленвала, проблемами рабочих режимов и вязкости масла. Помимо перечисленного выше,

необходимо уделять большее внимание влиянию трибологических факторов на интенсивность трения в подшипниковых парах, существенно влияющих на ресурс.

Некоторые базовые положения теории трения и виды подшипников

В общем случае закон изменения коэффициента трения в коренном подшипнике определяется уравнением Штрибека [4] и имеет вид, показанный на рис. 2.

Основную часть времени подшипник двигателя работает в режиме гидродинамического трения, лишь ненадолго переходя в режим смешанного трения.

В большинстве случаев нормальной эксплуатации трение в подшипниках имеет гидродинамический характер, когда преобладающей силой трения является усилие сдвига в слое смазки, тогда как сила трения металла о металл определяется, в основном, трибологическими свойствами поверхностей вкладыша и шейки коленвала. Сила трения становится заметной, когда к гидродинамическому трению добавляется сила трения металла о металл, т. е. возникает смешанное трение.

Поскольку мы имеем дело с динамическими нагрузками, режим смешанного трения длится

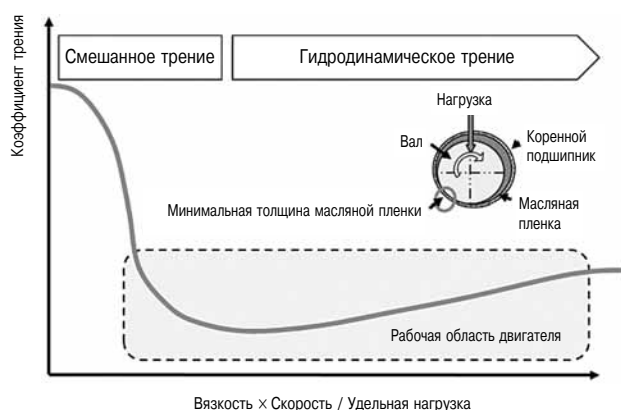


Рис. 2. Коэффициент трения в системе коренного гидродинамического подшипника по Штрибеку

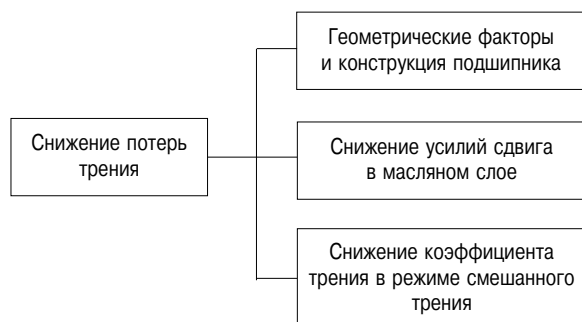


Рис. 3. Возможные способы снижения потерь на трение в подшипниках коленвала

относительно недолго, и его воздействие на подшипниковую систему носит кратковременный характер. В течение какого-то, достаточно короткого, времени трибосистема может работать в условиях смешанного трения без какого-либо ущерба для подшипников. Это время зависит от типа подшипников, вида смазки и системы ее подвода.

Возможные способы минимизации потерь на трение показаны на рис. 3.

Ниже приводится краткий обзор факторов, влияющих на величину потерь в подшипниках, а именно, конструкции подшипника, его геометрии и дополнительных потерь в подшипнике. Этот вопрос подробно освещался в [1], поэтому здесь речь пойдет о влиянии вязкости масла, трибохимическом взаимодействии материалов подшипника и составе масла.

Конструкция подшипника и его геометрия

Типоразмер подшипника характеризуется двумя параметрами — диаметром и шириной. Согласно ЕНД, в рядном 6-цилиндровом двигателе тяжелого грузовика относительные потери

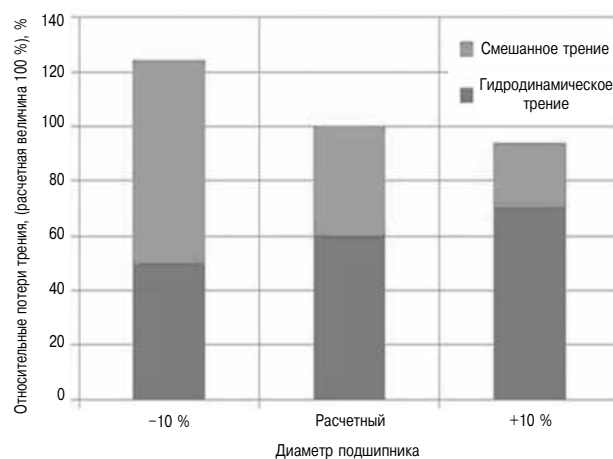


Рис. 4. Потери на трение в шатунном подшипнике

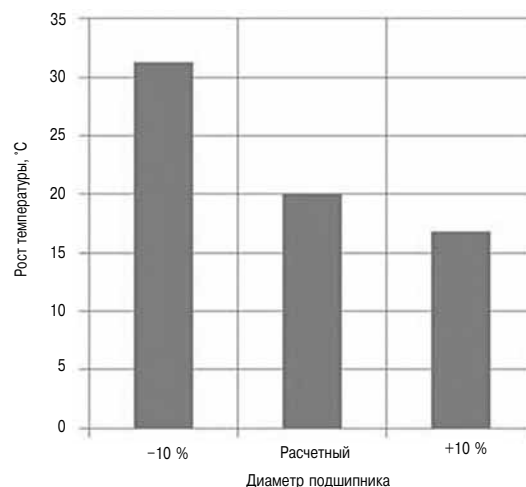


Рис. 5. Рост температуры шатунного подшипника в зависимости от его диаметра

на трение в подшипнике уменьшаются с ростом его диаметра. Расчеты показали, что в режиме гидродинамического и смешанного трения диаметр подшипника влияет на величину относительных потерь по-разному (рис. 4 и 5).

Уменьшение диаметра шатунного подшипника вызывает рост нагрузки на подшипник и потерь трения, а следовательно, и рост температуры. Эффект уменьшения ширины подшипника аналогичен.

Что касается коренных подшипников, то тут дело обстоит иначе. Это хорошо иллюстрируется данными рис. 6 и 7, где показано, насколько различаются потери трения для разных подшипников одного коленвала — № 4 (центральный) и № 6 (наиболее нагруженный).

В коренных подшипниках, в отличие от шатунных, преобладает гидродинамическое трение, а их номинальная нагрузка составляет не более половины от нагрузки шатунных подшипников. В данном случае уменьшение размеров коренного подшипника приближает режим тре-

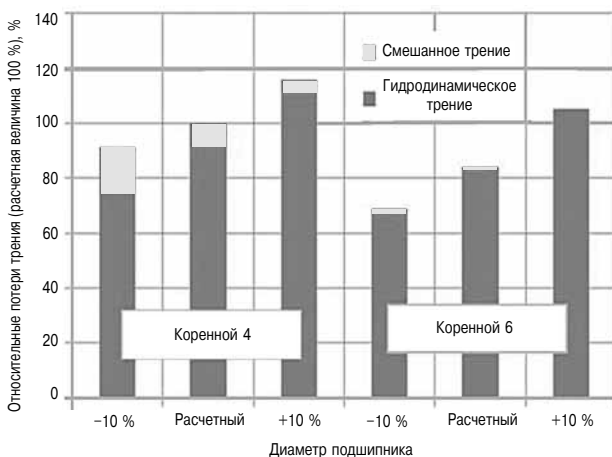


Рис. 6. Потери трения в 4-м и 6-м коренных подшипниках в зависимости от диаметра подшипника

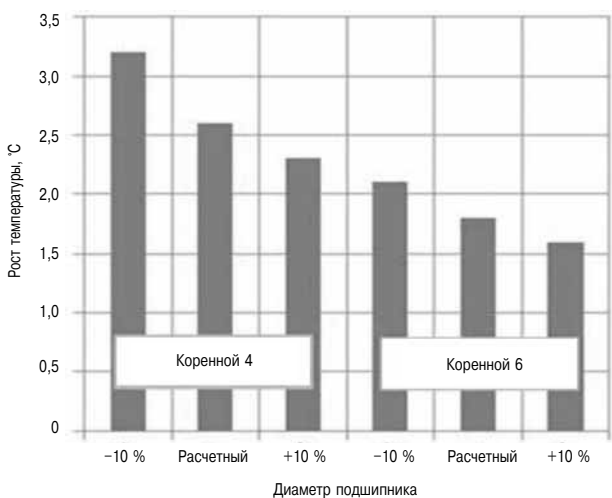


Рис. 7. Потери трения в 4-м и 6-м коренных подшипниках в зависимости от температуры подшипника

ния в нем к области граничного трения, однако все еще остается возможность компенсировать потери трения за счет снижения гидродинамической составляющей.

Температура подшипника при этом остается в приемлемых пределах и не влияет на условия его работы.

Следовательно, существует резерв снижения трения в подшипниках коленвала за счет изменения их геометрии. В первую очередь это относится к коренным подшипникам. Что касается шатунных подшипников, то их конструкция в большинстве случаев накладывает слишком много ограничений, не оставляющих места для оптимизации трения за счет улучшения геометрии.

Вязкость масла

и снижение напряжений сдвига в масляном слое

Вязкость масла

При условии сохранения гидродинамического режима трения всегда остается возможность снижения напряжений сдвига в масляном слое за счет снижения вязкости используемого масла.

На рис. 8 показаны кривые Штрибека для коренного подшипника, соответствующие маслам различной вязкости. Они построены на основании результатов измерений по методике, описанной в [5]. На рисунке отчетливо видно, что в гидродинамическом режиме снижение вязкости масла ведет к уменьшению коэффициента трения. Однако в условиях граничного трения снижение вязкости масла дает обратный эффект. В некоторых случаях это может привести к разрушению подшипника.

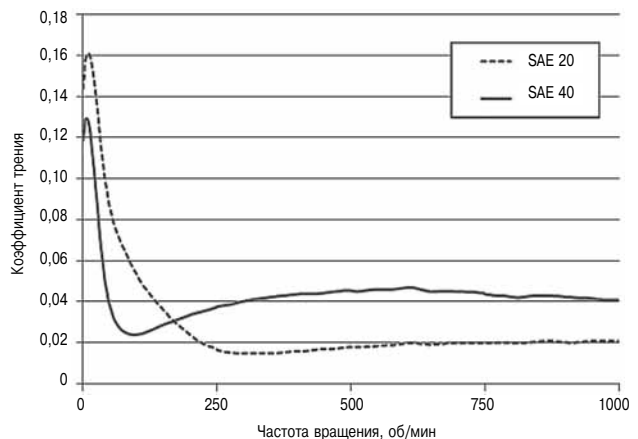


Рис. 8. Коэффициенты трения для масел различной вязкости

Присадки

Как правило, в состав масла для высокофорсированных дизелей входит, в числе прочего, комплект противоизносных присадок для сверхвысоких давлений (EP/AW), которые образуют слой пленки для защиты поверхностей, несущих большую трибологическую нагрузку (рис. 9).

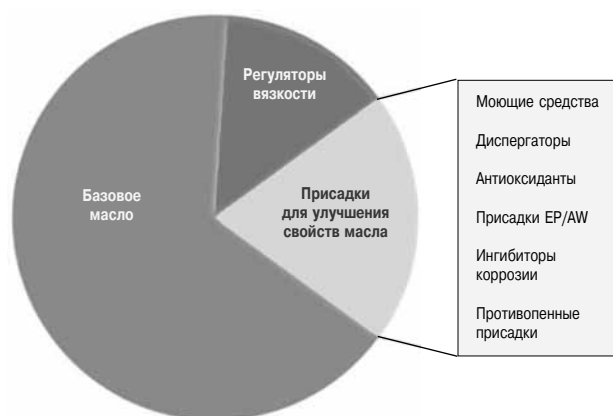


Рис. 9. Типичный состав полнофункционального масла для высокофорсированных дизелей

Такие пленки, формируемые в присутствии дитиофосфата цинка (ZDDP), обычно представляют собой фосфатное стекло с примесью цинка. Вопросы формирования, работы и анализа такого рода трибопленок подробно рассмотрены в [8].

Помимо снижения вязкости масел, используется также снижение содержания в масле серы, фосфора и сульфатной золы (LowSAPS масла), а следовательно, и содержания ZDDP. Однако последнее замедляет образование трибопленок на критических поверхностях трущихся деталей — коленвалов и подшипников, что снижает надежность трибосистемы. Данный эффект может быть компенсирован правильным выбором материала подшипника.

**Уменьшение коэффициента трения
при работе в режиме смешанного трения
Выбор материала для подшипников**

Можно назвать основные свойства материала подшипника, которые необходимы для надежной и эффективной его работы. С одной стороны, для обеспечения высокого ресурса подшипника нуж-

но, чтобы его материал обладал высокой усталостной прочностью и износоустойчивостью. С другой стороны, надежная работа подшипника обеспечивается хорошей прилегаемостью его поверхности и способностью воспринимать вдавливание посторонних частиц. Поэтому в подшипниках широко используются композитные материалы, например свинцовистые бронзы и сплавы алюминия с оловом, иногда — с дополнительными мягкими покрытиями, как, например, сплавы свинца и олова. В последние годы ассортимент предлагаемых покрытий был дополнен специальными полимерными материалами, обеспечивающими эффективную «сухую смазку» и отлично зарекомендовавшими себя в переходных режимах [6, 7]. По мере постепенного перехода к более легким маслам относительная доля режимов граничного трения будет возрастать. Соответственно будут расти нагрузка на подшипники, их износ и рабочая температура. Усиление подшипников возможно за счет увеличения несущей способности с использованием напыляемых или полимерных покрытий, либо их сочетаний, взамен биметаллических AlSn подшипников или триметаллических подшипников с гальванопокрытием. Основные характеристики различных типов подшипников приведены в табл. 1.

Даже выбор более мощного подшипника, не избавляет от потерь трения. Поэтому были проведены исследования в направлении снижения коэффициента трения между подшипником и валом, одним из первых результатов которых стал частичный пересмотр номенклатуры подшипников и поверхностных слоев. Появились подшипники с полимерным покрытием, отличающимся повышенной износоустойчивостью при низкой вязкости масла и способностью противостоять нагрузкам при частых пусках/остановах. Как уже говорилось, при частых пусках/остановах

Таблица 1

Основные характеристики подшипников в условиях смешанного трения

Тип подшипника, покрытие	Типичный уровень нагрузки в эксплуатации	Вероятность схватывания	Характерные дефекты вследствие смешанного трения	Вид отказа и его внешние признаки
Биметаллическое AlSn	Умеренный	Низкая	Истончение слоя олова	Задир и последующее схватывание
Триметаллическое	Средний	Средняя	Износ выпирающей части верхнего слоя покрытия	Истирание верхнего слоя покрытия, работа по нижнему или промежуточному слою, затем схватывание
Полимерное (Synthec®)	От среднего до высокого	Низкая	Износ, отверждение смазки	Истирание верхнего слоя покрытия, работа по нижнему или промежуточному слою, затем схватывание
Напыление AlSn20	Высокий	Средняя	Истирание слоя олова, износ выпирающей части антифрикционного слоя покрытия	Истирание олова, сильный износ, затем схватывание вкладыша
Напыление Synthec®	Максимальный	Средняя	Износ, затем истирание слоя олова	Износ антифрикционного слоя, истирание олова, сильный износ, затем схватывание вкладыша

двигателя вероятность возникновения и длительность смешанного трения значительно выше, чем при работе в установившемся режиме.

Методика испытаний

В режиме смешанного трения коэффициент трения определяется, главным образом, свойствами обоих контактирующих материалов, тогда как в гидродинамическом режиме трение в основном зависит от вида масла и его вязкости. Поэтому для изучения коэффициентов трения были использованы две разные модели трибосистем. Подробное описание методов трибологических испытаний и аппаратуры для тестирования различных сочетаний материалов вкладышей можно найти в [6].

Для визуализации процесса трения в подшипнике и формирования трибопленки в условиях смешанного трения использовалась система с нажимным кольцом, включающая измерение разности потенциалов между контактирующими поверхностями (рис. 10). Контактная разность потенциалов позволяет визуализировать образование в процессе испытаний трибослоев с изолирующими свойствами в местах контакта. Схема и общий вид стенда для трибометрических испытаний (рис. 11) подробно описаны в [8].

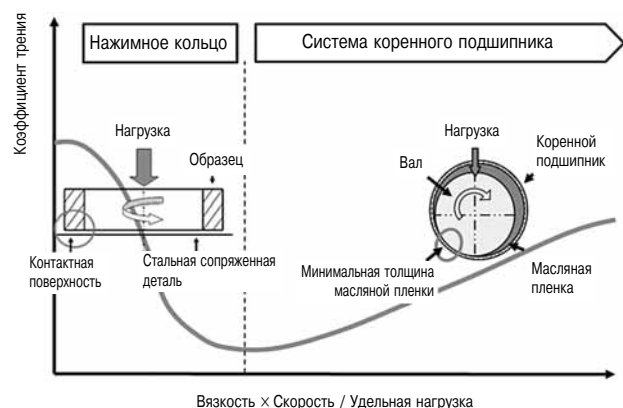


Рис. 10. Схема измерений для режимов смешанного (слева) и гидродинамического (справа) трения

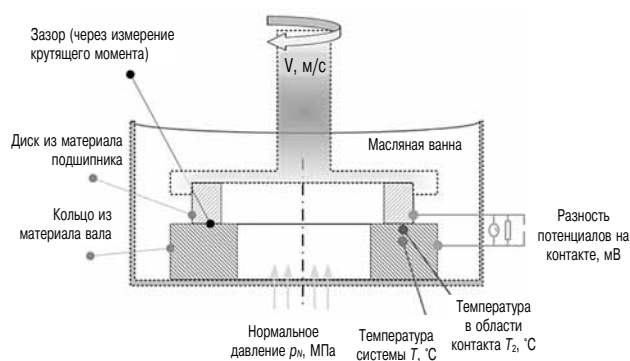


Рис. 11. Стенд для трибометрических испытаний с нажимным кольцом

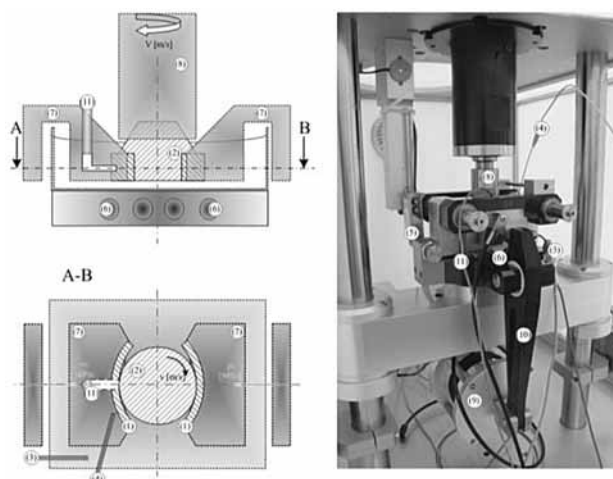


Рис. 12. Стенд для трибометрических испытаний: схема (слева) и внешний вид (справа)

Таблица 2

Вязкость масел для испытаний

HTHS150 °C [cP]	Вязкость	Группа вязкости по SAE
3,7		5W30
2,7		5W20
1,8		0W

Для замера гидродинамической составляющей кривой Штрибека был разработан новый метод испытаний на трибометре с использованием двух вкладышей коренного подшипника (рис. 12), работающих под нагрузкой 1,6 МПа при линейной скорости 0,7 м/с и температуре 100 °С. Более подробно данный метод описан в [9].

Были испытаны три типа масел для двигателя тяжелого грузовика, отличающиеся вязкостью (табл. 2). Наименее вязкое из них масло (с HTHS150 = 1,8 сР) — экспериментальное и серийно не выпускается. Остальные масла — 3,7 и 2,7 сР — выпускаются серийно.

Результаты

Надежность подшипников

Литой биметаллический сплав AlSn20Cu является наиболее распространенным материалом для подшипниковых вкладышей, широко применяемым в бензиновых и дизельных двигателях из-за его трибологической надежности. Он используется главным образом в установках с обычными условиями нагружения.

Подшипники с вакуумным напылением AlSn20Cu используются в наиболее тяжелых условиях, где от подшипника требуется очень высокая несущая способность и износостойкость. Однако и для этих подшипников существуют определенные ограничения по устойчивости к схватыванию и работоспособности при частых пусках и остановках.

Уже более десяти лет в наших подшипниках с большим успехом используется полимерный

антифрикционный материал «Synthec®». Слои этого материала оказались особенно эффективными в механизмах, которым свойственны частые пуски и остановки, когда значительную часть рабочего времени занимают режимы граничного трения.

Для оценки надежности трех упомянутых выше материалов были проведены испытания с использованием типичного масла EURO 5 HDD при снижении вязкости масла HTHS150 с 3,7 сР до 1,8 сР и поддержании содержания ZDDP в масле на постоянном уровне.

В другом варианте испытания тех же материалов проводились с использованием типичного масла EURO 6 HDD, содержание ZDDP, в котором было уменьшено примерно на 35 % при сопоставимом уровне вязкости.

При испытаниях на стенде с нажимным кольцом для всех испытываемых материалов при использовании масел с пониженной вязкостью наблюдалось значительное снижение нагрузки схватывания в режиме граничного трения (рис. 13).

Однако уменьшение содержания ZDDP для масел в диапазоне от EURO 5 до самых современных сортов EURO 6 при сравнимой вязкости приводит к резкому снижению нагрузки схватывания металлических вкладышей AlSn20Cu, тогда как в подшипниках с покрытием Synthec® этого не наблюдается, независимо от содержания ZDDP в масле.

Нагрузка схватывания металлических слоев покрытия существенно зависит от химического состава трибослоев, особенно на металлических деталях [9]. Трибослои защищают поверхность металла и повышают порог схватывания, играя таким образом весьма важную роль в повышении надежности трибосистемы. В случае применения масел LowSAPS класса EURO 6 трибослоев образуется меньше, что ослабляет защиту от схватывания.

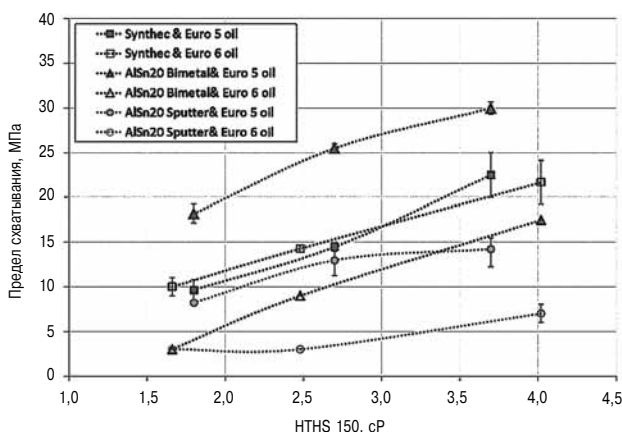


Рис. 13. Пределы нагрузки схватывания для различных масел и материалов

Напротив, полимерные защитные слои, содержащие твердую смазку, как, например, MoS₂ или графит, не уменьшают надежность трибосистемы при снижении содержания ZDDP. Значения нагрузки схватывания с маслами SAPS и LowSAPS примерно одинаковы.

Износ подшипника

Режим частых пусков/остановов двигателя приводит к усилению износа подшипников из-за относительного учащения режимов смешанного трения.

На рис. 14 показано влияние снижения вязкости масла EURO 5 со стандартным содержанием ZDDP при испытаниях коренных подшипников в тех же условиях.

Поверхности металлического сплава AlSn20 в подобных условиях подвергаются усиленному износу. Ресурс материала AlSn и других три-металлических подшипниковых систем определяется толщиной трибослоя, которая в большинстве случаев (по крайней мере, для двигателей тяжелых грузовиков) не превышает 15–17 мкм. В нашем случае был достигнут ресурс (по износу) около 4000 циклов. В то же время износостойкость поверхностей с полимерным покрытием Synthec® оказалась намного выше.

При снижении вязкости масла с 3,5 до 1,8 сР наблюдается резкое увеличение износа для всех тестируемых материалов, причем лучшие результаты при чередовании режимов пуска и останова по-прежнему показывает покрытие Synthec®.

Как видно из рис. 15, при низком содержании ZDDP переход с масла EURO 5 на масло EURO 6 на износ биметаллических подшипников AlSn20Cu почти не повлиял.

В случае преобладания гидродинамического трения образование трибослоев идет менее интенсивно, чем при использовании нажимного кольца. Следовательно, вязкость смазки влияет на поведение системы подшипника сильнее, нежели концентрация ZDDP.

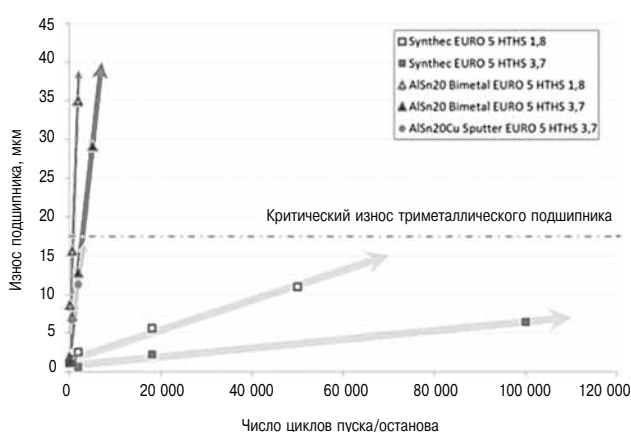


Рис. 14. Износ подшипника после испытаний в режиме частых пусков/остановов зависимости от вязкости масла

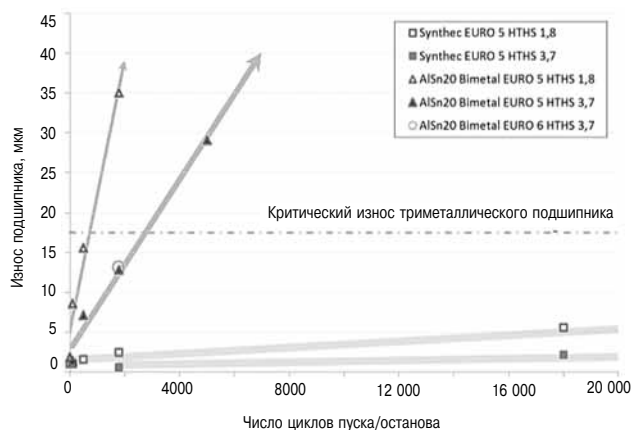


Рис. 15. Сравнительный износ подшипников после теста чередовании режимов пуска и останова при работе на маслах EURO 5 и EURO 6

Трение в подшипнике

Любое улучшение условий трения в материале подшипника непосредственно влияет на потери трения в двигателе. Данный фактор становится особенно весомым, если подшипник рассчитан на работу в том числе в условиях граничного трения, возникающих в результате снижения вязкости масла и изменения геометрии подшипника.

Существуют различные полимерные покрытия, механизмы действия которых между собой отличаются. Качественные полимерные покрытия состоят в основном из сухой смазки типа MoS_2 или графита, обладающими хорошей износоустойчивостью и в то же время низким коэффициентом трения. Твердые наполнители повышают износоустойчивость покрытия, но не обладают смазывающими свойствами, что компенсируется наличием сухой смазки. Как показано выше, именно полимерные покрытия, содержащие сухую смазки типа MoS_2 или графита в наибольшей

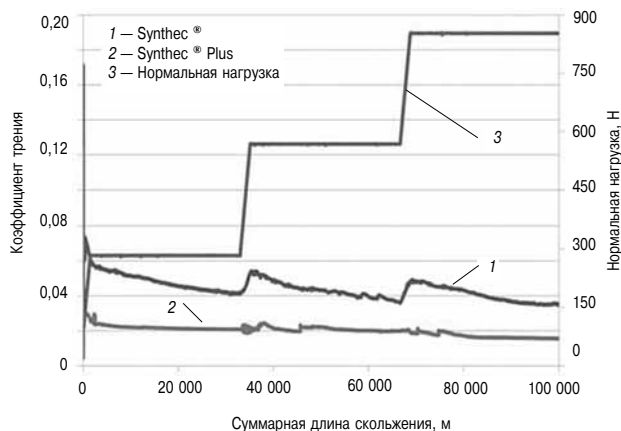


Рис. 16. Коэффициент трения подшипника с полимерным покрытием (Synthec®) и подшипника нового поколения (Synthec®PLUS) в испытаниях с нажимным кольцом

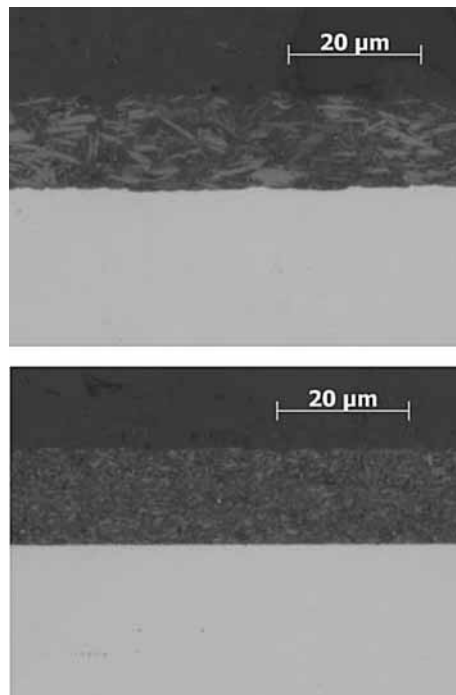


Рис. 17. Поперечное сечение бессвинцового материала подшипника с покрытиями Synthec® (вверху) и Synthec®PLUS (внизу)

степени сочетают в себе такие свойства, как низкое трение, высокая несущая способность и высокая надежность подшипниковой системы. На рис. 16 показаны фрикционные характеристики покрытия Synthec® при испытаниях с нажимным кольцом.

Новое усовершенствованное полимерное покрытие (Synthec®PLUS) отличается меньшим размером частиц и более равномерным их распределением, что позволило снизить коэффициент трения и сократить срок приработки подшипника по сравнению с классическими полимерами (рис. 17).

Как уже говорилось выше, данная технология позволяет уменьшить трение в той части рабочего цикла, где возникает режим граничного трения. Это особенно важно при работе в режиме частых пусков и остановов.

Заключение и ближайшие перспективы

В настоящей работе показано, что снижение трения может быть достигнуто не только за счет изменений в конструкции и геометрии подшипника. Оптимизация трения без потери надежности системы возможна за счет правильного выбора сорта и вязкости масла, а также материала подшипника.

➤ Современная тенденция к снижению вязкости масла с 3,7 до 2,7 сР позволяет снизить трение в большинстве типов подшипников, однако при уменьшении содержания ZDDP такой подход чреват большей вероятностью отказов.

➤ При использовании покрытий из синтетического полимера концентрация ZDDP меньше влияет на общую надежность трибосистемы, нежели при использовании металлических антифрикционных материалов. В зависимости от общего характера нагрузки на подшипник такие покрытия могут способствовать сохранению надежности системы.

➤ Показано, что покрытие типа Synthec®PLUS является наиболее перспективным средством снижения трения в подшипниках.

➤ Для нахождения разумного компромисса между требованиями снижения трения и сохранения надежности (робастности) системы необходимо провести всестороннее изучение взаимодействия между подшипником и смазкой для всех возможных сочетаний величин нагрузки и скорости.

Первоочередные темы предстоящих исследований:

➤ поиск антифрикционных материалов для подшипников, способных работать в условиях значительного граничного трения;

➤ исследования смазок, включая взаимодействие присадок с поверхностью подшипника.

Создание перечисленных материалов позволит снизить трение в подшипниках, не снижая характеристик прочности и надежности.

Литература

1. Aufischer R. et al. «Friction reduction opportunities in combustion engine crank train bearings», Proceedings of the ASME 2015 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ICEF2015, Nov 8–11, 2015 Houston, TX, USA.
2. Schwaderlapp M., Koch F., Dohmen J. Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, F2000A165: «Friction Reduction — the Engine's Mechanical Contribution to Saving Fuel».
3. James, Christopher Joseph. Massachusetts Institut of Technology, Dept. of Mechanical Engineering; 2012: «Analysis of parasitic losses in heavy duty diesel engines».

Термины и использованные сокращения

Гидродинамическое трение	Трение внутри масляного слоя, вызванное вращением вала в подшипнике
EHD	Упругогидродинамический расчет (Elasto-Hydrodynamic calculation)
CoF	Коэффициент трения (Coefficient of friction)
AlSn Bi-Metal	Биметаллический подшипник из алюминийвооловянного сплава
AlSn20	Покрытие из алюминийвооловянного сплава, содержащего 20 % олова
HTHS 150	Высотемпературная вязкость при высоких скоростях сдвига, измеряемая при 150 °C
LowSAPS	Lubricants containing low levels of sulphated ash, phosphorus and sulphur
EP/AW Additive	Антифрикционная присадка для высоких давлений (Extreme pressure / AntiWear Additive), преимущественно это ZDDP
ZDDP	Диалкилдитиофосфат цинка (Zinc-dialkyle-dithio-phosphate)
cP	Сантимуаз

Synthec® и Synthec®PLUS являются зарегистрированными товарными знаками MIBA

4. R. van Basshuysen, Fred Schafer. «Handbuch Verbrennungsmotor»; 7. Ausgabe; Springer Vieweg.

5. Grun F., Krampl H. et al. Tribometric Development Tools for Journal Bearings — a novel test adapter. in: 5th World Tribology Congress. 2013. Turin, Italy.

6. Gruen F., Godor I., Eichelseder E. Tribo Test, Test Methods to characterize differently designed tribo materials; John Wiley & Sons; July 2008.

7. Mergen R. et al. «Aluminium-base bearings — performance, limitations, new developments», Paper number 254, CIMAC Congress 2007, Vienna.

8. Offenbecher M. et al. «Investigation of tribological damage mechanisms of various slide bearing materials», Paper 276, CIMAC Congress 2010, Bergen.

9. Pondicherry K., Grun F., Summer F., Godor I., Laine E., Offenbecher M. «Comprehensive Study of ZDDP tribofilms Formed under Soft Contact Conditions», in Proceedings of 5th World Tribology Congress, Paper number 256, pp 1117–1120, Turin, Italy 8–12 September 2013.

25 мая 2018 г. после продолжительной болезни на 94-м году ушел из жизни ведущий научный сотрудник Центрального научно-исследовательского дизельного института, кандидат технических наук

Рафаил Самуилович Дейч

После окончания Ленинградского политехнического института им. М.И. Калинина в 1949 г. Дейч Р.С. поступил на работу в конструкторское бюро завода «Русский дизель». В 1957 г. он поступил в аспирантуру ЦНИДИ, после чего его профессиональная деятельность была связана с институтом. Начало научной работы совпало с развитием систем турбонаддува в отечественном дизелестроении. Глубокие теоретические знания и незаурядные способности экспериментатора позволили ему стать крупным специалистом в этом направлении и решить многие актуальные научные и практические задачи для становления и развития специализированного производства турбокомпрессоров. Им внесен большой вклад в улучшение эффективных и динамических показателей агрегатов наддува, исследование прочности рабочих колес, разработку систем регулирования давления наддува, создание экспериментальной базы института.

Его усилиями в ЦНИДИ были созданы современные стенды для исследования систем наддува и турбокомпрессоров. Рафаил Самуилович, как профессионал высокой квалификации, был востребован на заводах отрасли тяжелого машиностроения, а также на предприятиях и в научно-исследовательских организациях автомобильной, тракторной и других отраслей промышленности.

Его вклад в качестве официального оппонента и консультанта ряда диссертационных работ помнят и ценят его ученики.

Последние годы Рафаил Самуилович Дейч был главным специалистом ООО «Турбоком», занимающимся ремонтом турбокомпрессоров различного типа.



Коллектив ООО «Турбоком», редакция журнала «Двигателестроение», его коллеги на долгие годы сохраняют светлую память о Рафаиле Самуиловиче Дейче

19 июня 2018 г. на 71-м году скоропостижно скончался советник технического директора ПАО «Звезда», д.т.н., с.н.с., академик Санкт-Петербургской Инженерной Академии

Евгений Юрьевич Лерман

Евгений Юрьевич Лерман — потомственный дизелист, один из когорты известных специалистов отрасли двигателестроения, признанный эксперт в области создания дизельных двигателей и их применения в составе пропульсивных судовых установок и энергетических комплексов.

В 1971 г. после окончания Ленинградского Политехнического института им. М.И. Калинина, он был направлен на завод «Звезда», где прошел путь от рядового инженера до заместителя генерального директора по внешнеэкономическим вопросам и сбыту.

За долгие годы работы на предприятии Е.Ю. Лерман заслужил глубокое уважение не только сотрудников ПАО «Звезда», но и в научном и профессиональном сообществе судостроителей и машиностроителей.

Его авторству принадлежит более 50 научных трудов, в том числе монографий и патентов на изобретения. Успехи в производственной деятельности были отмечены правительственной медалью «300 лет Российскому флоту» и многими ведомственными знаками отличия.

С 2013 г. Е.Ю. Лерман занимал должность советника технического директора и выступал в качестве ведущего технического эксперта ПАО «Звезда», успешно решая самые сложные вопросы, связанные с эксплуатацией продукции предприятия. Как опытный наставник активно делился своими знаниями и опытом с молодым поколением инженеров.

Его уход из жизни стал большой и невосполнимой потерей для коллектива предприятия. Коллеги и друзья на долгие годы сохраняют память о Евгении Юрьевиче Лермане как о прекрасном, жизнелюбивом и отзывчивом человеке, светлой личности, специалисте высочайшей квалификации, большого трудолюбия и исключительной эрудиции.



Коллектив ПАО «Звезда», редакция журнала «Двигателестроение», выражают глубокие соболезнования родным и близким Евгения Юрьевича Лермана

УДК 621.436

Мягков Л.Л., Сивачев С.М., Стрижов Е.Е., Чирский С.П. Топологическая оптимизация поршня высокофорсированного дизеля // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 3–10.

Ключевые слова: поршневые двигатели, поршни, аддитивные технологии, топологическая оптимизация, многощелевая усталость, рациональное распределение материала.

Рассмотрены технологические процессы производства поршней для дизельных двигателей с различной степенью форсировки. Показано, что поршень оптимальной конструкции может быть изготовлен с применением аддитивных технологий, трехмерная модель которого получена методом топологической оптимизации (ТО). Приведены примеры непрерывной ТО деталей применительно к поршням двигателей внутреннего сгорания. Предложен альтернативный метод ТО, основанный на расчете коэффициента запаса усталостной прочности материала поршня для рационального его распределения с точки зрения восприятия механической нагрузки.

Табл. 1. Ил. 11. Библ. 21.

УДК 629.5.03-8; 629.33

Плескачевский Ю.Г., Дружинин П.В., Шерстнёв А.В. Бинарный рабочий цикл — новое техническое решение в ДВС // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 11–14.

Ключевые слова: поршневой ДВС; бинарный рабочий цикл; камера нагнетания; камера сгорания; автономный поршень; демфирующий воздушный заряд.

Приведена конструктивная схема поршневого ДВС для реализации бинарного рабочего цикла, осуществляемого в двух изолированных камерах (камере сгорания и камере нагнетания), разделенных свободным поршнем. Разделение рабочего объема двигателя на две изолированные камеры повышает качество смесеобразования и снижает пиковые нагрузки на детали КШМ за счет сжатия части воздушного заряда между основным и свободным поршнем. Полный цикловой заряд воздуха осуществляет функции окислителя (в камере сгорания) и упругого звена (в камере нагнетания) при передаче давления газов на детали коленчатого вала двигателя. Ил. 5. Библ. 5.

УДК 621.433: 621.515: 629.351 (470.56)

Галиев Р.К., Гаффаров Г.Г., Гаффаров А.Г., Коваленко С.Ю. Обеспечение надежности газовых двигателей ПАО КамАЗ при применении модернизированных турбокомпрессоров ТКР 7С-6 // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 15–19.

Ключевые слова: газовый двигатель, турбокомпрессор S200G, анализ причин отказов, модульный подшипник, импортозамещение, стендовые испытания.

Представлены результаты экспериментальных исследований, направленных на обеспечение надежности автомобильных газовых двигателей ПАО КамАЗ. На основе анализа эксплуатационной надежности выявлены причины отказов импортных турбокомпрессоров S200G фирмы «Schwitzer». По программе импортозамещения на двигатели установлены отечественные ТКР 7С-6 с выполнением необходимых конструктивных доработок для адаптации к работе на газовых двигателях. Стендовые и ходовые испытания показали эффективность и надежность применения отечественных турбокомпрессоров с модульными подшипниками и дополнительной очисткой смазочного масла.

Табл. 1. Ил. 6. Библ. 5.

УДК 621.43.052

Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И. Повышение эффективности работы двигателя на низких нагрузках за счет оптимизации системы наддува // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 20–28.

Ключевые слова: поршневой ДВС, системы наддува, долевые нагрузки, регулируемый турбокомпрессор, регистровый наддув, перепуск газов, утилизация тепла.

Рассмотрены основные направления улучшения топливной экономичности дизелей на долевых режимах работы за счет оптимизации систем наддува. Приведены примеры оптимизации систем наддува, реализованные в современных конструкциях лидеров мирового двигателестроения. К основным методам

оптимизации относятся применение регулируемых (в том числе гибридных) турбокомпрессоров, перепуск отработавших газов и воздуха, системы двухступенчатого регистрового наддува и утилизации тепла отработавших газов.

Табл. 2. Ил. 29. Библ. 14.

УДК 621.436

Пунда А.С., Гурьев Ю.Г. Исследование рабочего процесса двухтактных двухтопливных судовых дизелей для крупнотоннажных морских судов // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 29–34.

Ключевые слова: судовые двухтопливные двухтактные дизели, цикл Отто, топливная система, рабочие параметры, винтовая характеристика, энергоэкономические показатели.

Рассмотрен принцип действия двухтактных двухтопливных двигателей, обеспечивающих при работе по циклу Отто на природном газе низкого давления требования стандарта ИМО Tier III по выбросам NO_x. Выполнен сравнительный анализ показателей рабочего процесса двигателя при работе на жидком углеводородном и газовом топливе. С использованием методов моделирования показано изменение энергоэкономических показателей двухтопливного двигателя 6X72DF фирмы «Wintherthur Gas and Diesel Ltd.» при работе по винтовой характеристике. Табл. 2. Ил. 11. Библ. 7.

УДК 621.437

Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н., Захаров Е.А. Влияние добавок свободного водорода на экологические показатели роторно-поршневого двигателя // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 35–38.

Ключевые слова: двигатель Ванкеля, выброс углеводородов, оксид углерода, водород, бензин, холостой ход, частичная нагрузка.

Представлены результаты экспериментальных исследований влияния добавок водорода к углеводородному топливу на экологические характеристики роторного двигателя Ванкеля ВА3-311. В связи со сложностью хранения на борту транспортных средств достаточного количества водорода как основного топлива представляет интерес применение небольших добавок водорода к углеводородным топливам для повышения скорости и полноты сгорания. Роторно-поршневой двигатель, выполненный по схеме Ванкеля, более приспособлен для использования водорода, чем традиционные поршневые двигатели, из-за меньшей вероятности преждевременного воспламенения и обратной вспышки. Показано, что для двигателя этого типа повышение скорости распространения пламени за счет добавок свободного водорода способствует уменьшению выбросов продуктов неполного сгорания. Ил. 5. Библ. 15.

УДК 621.43

Совершенствование подшипников скольжения в системе коленвала поршневого двигателя (материалы конгресса CIMAC-2016) // Двигателестроение. — 2018. — № 2. — С. 39–52.

Ключевые слова: двигатель, подшипник скольжения, триметаллические сплавы, полимерные покрытия, вязкость масла, надежность и ресурс подшипников

Обзор включает материалы последнего конгресса CIMAC, посвященные совершенствованию подшипников скольжения в системе коленвала поршневого двигателя. Специалисты японской фирмы «Daidometal Co. Ltd.» рассматривают возможность оптимизации химических и физических свойств триметаллического сплава Al–Sn–Si для повышения усталостной прочности и ресурса подшипников. Австрийская фирма «Miba Bearing Group» выполнила анализ факторов, влияющих на надежность и ресурс подшипников в двигателях транспортных машин, работающих в режимах частых пусков и остановов. Отмечается, что современная тенденция к снижению вязкости масла позволяет снизить трение, однако при переменных нагрузках повышается вероятность отказов из-за возникновения граничного трения. Это может быть предотвращено за счет применения специальных полимерных покрытий и твердой смазки. Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником. Табл. 6. Ил. 34. Библ. 10.

UDC 621.436

Myagkov V.V., Sivachev S.M., Strizhov E.E. and Chirsky S.P. Topological optimization of high-powered engine piston // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 3–10.

Keywords: reciprocating engine, piston, additive manufacturing, topological optimization, high-cycle fatigue, efficient distribution of material.

The article is dedicated to piston manufacturing methods taking account of engine boost level. It is shown that geometrically optimal piston may be produced using additive manufacturing technologies. 3-D model of such piston is based on topology optimization (TO) method. The article contains examples of continuous TO applied to reciprocating engine pistons. An alternative TO method is offered based on calculated fatigue safety margin, which enables efficient distribution of piston material in terms of mechanical strength. 1 table, 11 ill., 21 ref.

UDC 629.5.03-8; 629.33

Pleskachevsky Yu.G., Druzhinin P.V. and Sherstnev A.V. Binary cycle: innovative reciprocating engine concept // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 11–14.

Keywords: reciprocating engine, binary cycle, discharge chamber, combustion chamber, free piston, damping air charge.

A schematic layout of reciprocating engine featuring binary cycle is presented. Such engine includes two chambers (combustion chamber and discharge chamber) separated by a free piston. Engine displacement volume is thus divided into two separate chambers, which results in better mixing and lower peak loads exerted to powertrain components, because part of the air charge is compressed in the chamber confined by main piston and free one. The air charge in this configuration acts as oxidant (in the combustion chamber) and, at the same time, as elastic linkage between gas and powertrain components (in the discharge chamber). 5 ill., 5 ref.

UDC 621.433: 621.515: 629.351 (470.56)

Galiev R.K., Gaffarov G.G., Gaffarov A.G. and Kovalenko S.Yu. Modernized turbocharger type TKP 7C-6 to enhance reliability of KAMAZ gas engines // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 15–19.

Keywords: gas engine, turbocharger type S200G, failure cause analysis, modular bearing, import replacement, stand tests.

A series of experimental investigations targeted at higher reliability of KAMAZ gas engines has been carried out. The reliability analysis revealed sources of Schwitzer S200G turbochargers' failures in the field. Within the framework of import replacement program, S200G turbochargers have been replaced with Russian make turbochargers type TKP 7C-6, modernized and adapted to gas engine applications. Stand and field tests demonstrated high efficiency and reliability of Russian make turbochargers type TKP 7C-6, featuring modular bearings and improved oil cleaning system. 1 table, 6 ill., 5 ref.

UDC 621.43.052

Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I. Optimization of supercharge system to improve engine low-load efficiency // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 20–28.

Keywords: reciprocating engine, supercharge system, partial load, controllable turbocharger, two-stage sectional turboboost, wastgate, heat recovery.

Core trends in supercharge system optimization as a means to enhance engine low-load efficiency are discussed. Present-

ed are examples of supercharge system optimization in state-of-art engines from world leading engine builders. System optimization methods include use of controllable (in particular, hybrid) turbochargers, gas and air bypass, two-stage sectional turboboost, wastgates and heat recovery. 2 tables, 29 ill., 14 ref.

UDC 621.436

Punda A.S. and Guriev Yu.G. Combustion process in large two-stroke dual-fuel marine engines // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 29–34.

Keywords: two-stroke dual-fuel marine engine, Otto cycle, fuel system, operating values, propeller curve, engineering-and-economical performance.

Two-stroke dual-fuel engines firing low-pressure natural gas in Otto cycle are able to secure compliance with IMO Tier-3 NO_x emissions requirements. The authors offer the results of comparative analysis of engine operation on liquid and gaseous fuel. Computer simulation shows performance trends when the engine (6X72DF built by Winterthur Gas and Diesel Ltd.) follows propeller curve. 2 tables, 11 ill., 7 ref.

UDC 621.437

Fedyanov E.A., Levin Yu.V., Shumsky S.N. and Zakharov E.A. Free hydrogen addition to improve rotary engine environmental performance // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 35–38.

Keywords: Wankel engine, hydrocarbon emissions, carbon oxide, hydrogen, gasoline, idling, partial load.

Hydrogen addition as a means to improve environmental performance of type WAZ-311 Wankel engine was investigated in a series of experiments. However attractive might be the idea of hydrogen as a main fuel, its keeping aboard a ship is impractical. Addition of small amount of hydrogen to conventional fuel in order to boost combustion seems more realistic. Wankel engine is more suitable for firing hydrogen than conventional reciprocating engine, since rotary engine is less prone to preignition and backflash. Higher rate of flame propagation due to the presence of free hydrogen results in decrease in emission of incomplete combustion products. 5 ill., 15 ref.

UDC 621.43

Perfecting of shell bearings in engine crank train system (based on CIMAC-2016 papers) // Dvigatelistroyeniye. — 2018. — № 2. — P. 39–42.

Keywords: engine, shell bearing, tri-metal alloy, polymer coating, oil viscosity, bearing reliability and lifetime

This review covers the papers of the last CIMAC Congress dedicated to perfecting of shell bearings in engine crank train system. Experts of Daidometal Co. Ltd. (Japan) look for optimization of physical and chemical properties of tri-metal (Al–Sn–Si) shell alloy in order to enhance bearing life and fatigue strength. Engineers of Miba Bearing Group (Austria) studied factors affecting lifetime and reliability of bearings in engines that power vehicles whose application involves frequent start-stop events. It is noted that current trend towards reduced oil viscosity is reducing the hydrodynamic friction significantly, but also leads to an increasing share of mixed friction running conditions, and, consequently, probability of failure. This may be avoided through use of special polymer coatings and dry lubricants.

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

6 tables, 34 ill., 10 ref.

Вниманию авторов

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

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

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

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

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

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

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

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

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала