

## РАЗВИТИЕ МОДЕЛЬНОГО РЯДА ДВИГАТЕЛЕЙ ПАО «ЗВЕЗДА» И ООО УДМЗ (материалы конгресса СИМАС 2016)

В материалах, представленных на 28 Конгрессе СИМАС, проходившем в июне с. г. в Хельсинки, значительное место было отведено вопросам создания новых двигателей в свете текущей экономической ситуации и современного состояния экологического законодательства в мире. Впервые на секции 1.1 «Создание дизельных двигателей — Высокооборотные двигатели», было представлено два доклада специалистов из России ПАО «Звезда» (Санкт-Петербург) и ООО УДМЗ (Екатеринбург) совместно с западными консультантами.

Обе работы выполнены в рамках Федеральной целевой программы «Национальная технологическая

база», частью которой является подпрограмма «Создание и организация производства в Российской Федерации на 2011–2015 гг. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения». Реализация программы завершена созданием двух семейств многоцелевых дизелей, по своим показателям соответствующих лучшим мировым образцам. Созданные опытные образцы двигателей предназначены для применения в стационарной энергетике, судостроении, на транспорте (тепловозы, большегрузные самосвалы) и т. п.

В этом выпуске публикуются полные тексты докладов российских специалистов.

*Перевод докладов выполнен к.т.н. Г. Мельником*

### НОВОЕ СЕМЕЙСТВО УНИВЕРСАЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ «ПУЛЬСАР-150» ЗАВОДА «ЗВЕЗДА»

*Wolfgang Kling, AVL List GmbH  
С. Хильченко, А.Архипов, ПАО «Звезда», Россия  
Attila Toth, Christian Fuchs, Michael Ronchetti,  
AVL List GmbH, Австрия*

#### Реферат

Одним из наиболее заметных достижений в области создания мощных двигателей в России явилась последняя разработка ПАО «Звезда» — семейство дизелей «Пульсар». Это — новая платформа, которая призвана удовлетворить потребности страны в транспортных и промышленных двигателях, а в дальнейшем — стать основой для экспортных поставок предприятия.

Техническое задание на разработку нового семейства универсальных двигателей для судов, тепловозов, большегрузных (карьерных) самосвалов и стационарных электростанций, предусматривало необходимость соответствия требованиям национальных и международных стандартов по ограничению предельно допустимых выбросов вредных веществ, в частности, IMO Tier 3, US EPA Tier 4 interim, а также обеспечить возможность адаптации к новым видам топлива, которые могут появиться в будущем.

Особое внимание было уделено тщательному выбору основных геометрических параметров ряда, в результате чего был создан двигатель с рабочим объемом цилиндра 3,1 л, отличающийся модульным принципом построения и возможностью адаптации для различных применений. Новое семейство двигателей «Пульсар» отличают выбор цилиндровой мощности — 138 кВт, оптимальный, с точки зрения надежности и ресурса, в базовой судовой модификации, и одновременно

широкий мощностной диапазон для других применений при частоте вращения от 1500 до 2250 об/мин, новейшие технологии и конструкторские решения, направленные на выполнение экологических требований, существенно отличающиеся в зависимости от назначения двигателя, а также наличие базы поставщиков первоклассных комплектующих изделий.

В настоящем докладе описаны процессы проектирования и доводки двигателя, выполненные совместными усилиями специалистов «AVL List GmbH» и ПАО «Звезда». Названы целевые показатели, такие как вес, габариты, КПД, ресурс, архитектура двигателя, а также основные технические решения, положенные в основу нового семейства дизелей. Приведено описание основных компонентов и систем двигателя, в частности компактный картер, материал для изготовления которого может зависеть от максимального давления в цилиндре, кожух маховика и рубашка охлаждения из алюминия, для снижения веса машины, впускные каналы для организации газовых потоков в цилиндре, а также схема охлаждения головки нисходящим потоком теплоносителя. Рассмотрены возможные методы достижения заданных целевых показателей, в том числе оптимизация турбонаддува, применение современных систем топливopодачи и технологий снижения вредных выбросов. В докладе подчеркивается важность всестороннего расширения базы знаний до начала разработки и широкое использование компьютерного проектирования, что существенно облегчает процессы унификации компонентов и выработки сбалансированных технических решений с учетом разнообразия применений изделия и действующих экологиче-

ских нормативов. И наконец, в докладе затронуты такие моменты, как логистические аспекты комплектации первого опытного образца, состояние проекта на сегодняшний день и обзор ближайших задач.

#### Введение

Новый многоцелевой дизель семейства «Пульсар-М150», разработанный ПАО «Звезда» в сотрудничестве с AVL, может считаться одним из главных за последнее время российских достижений в области развития двигателестроения. Создана новая платформа для удовлетворения потребности страны в двигателях судового транспортного и промышленного назначения, а также для экспортных поставок ПАО «Звезда» в будущем.

Для этого новый дизель (в судовом варианте) должен соответствовать требованиям экологических нормативов IMO Tier 3.

Что касается других применений, то предельно допустимый уровень вредных выбросов будет зависеть от конкретного рынка, однако должна быть предусмотрена возможность доработки двигателя (оставаясь в пределах заданных весогабаритных ограничений) до уровня EPA Tier 4 или European Stage IIIB в данном мощностном диапазоне.

Кроме того, должна быть предусмотрена возможность будущей адаптации двигателя для работы на других видах топлива, например, на газе.

Новые двигатели, в зависимости от числа цилиндров, должны покрывать мощностной диапазон от 400 до 1800 кВт. Двигатель должен войти в серию в ближайшем будущем, причем первой будет поставлена на производство версия V12. Следовательно, помимо вопросов проектирования и доводки, неизбежно пришлось решать проблему поставок компонентов для опытного и серийного образцов.

Работа выполнена объединенным коллективом специалистов «AVL List GmbH» и ПАО «Звезда» с использованием самых современных методик, направленных на удовлетворение требований заказчиков, снижение продолжительности и стоимости периода коммерциализации изделий.

Приведено описание проектной концепции, основных технических решений и наиболее существенные аспекты текущего процесса разработки.

При формировании целевых показателей нового семейства двигателей, включая диапазон мощности, показатели надежности, КПД и уровень вредных выбросов, с самого начала были приняты следующие положения.

➤ Для достижения заданной удельной мощности должен быть создан высокооборотный дизель с частотой вращения 1500–2250 об/мин.

Для заданного диапазона мощности принят рабочий объем цилиндра порядка 3 л.

➤ Удельный вес не должен превышать 2,5 – 4 кг/кВт.

➤ Требования простоты обслуживания и надежности являются обязательными.

➤ Гибкость конфигурации должна быть обеспечена за счет модульной конструкции.

➤ Должна быть обеспечена максимальная степень унификации основных компонентов.

➤ Базовая конфигурация должна предусматривать возможность модернизации и расширения типоразмерного ряда.

➤ Необходимо обеспечить максимально быстрое внедрение в производство V-образной версии двигателя в качестве базовой платформы для всех остальных модификаций.

#### Выбор области применения и технологий

AVL и «Звезда» начали работу с изучения рыночной ситуации с тем, чтобы принимаемые технические и технологические решения соответствовали требованиям рынка. С учетом различных режимов нагружения, характерных для каждого применения, семейство двигателей разбито на три класса — М1, М2, М3.

#### Главные судовые двигатели

Целью является создание компактной пропульсивной силовой установки для судов с неограниченным районом плавания, которая вследствие этого должна соответствовать требованиям IMO Tier 3 по вредным выбросам.

Наиболее существенными требованиями для таких установок являются: высокая удельная мощность, минимум занимаемого места, хорошая приемистость, высокий крутящий момент в широком диапазоне частот вращения, низкий уровень шума и большой межремонтный интервал. С точки зрения предъявляемых требований создаваемый ряд главных судовых двигателей был разбит на три класса:

➤ М1 — двигатели мощностью 1650 кВт при 2250 об/мин для прогужных и патрульных судов, для которых характерны относительно низкий коэффициент загрузки и малое время работы;

➤ М2 — двигатели мощностью 1440 кВт при 2100 об/мин для пассажирских судов и паромов, для которых характерны более высокий коэффициент загрузки и длительное время работы;

➤ М3 — двигатели мощностью 1080 кВт при 1900 об/мин для вспомогательных судов и судов снабжения.

В комплект поставки входит все вспомогательное оборудование, необходимое для установки дизеля в машинном отделении судна.

Для соответствия жестким нормативам предельно допустимых вредных выбросов, при сохранении (по возможности) расхода топлива,

были рассмотрены возможности оборудования двигателя следующими системами (более подробно описаны ниже):

- система рециркуляции ОГ (EGR) с охлаждением;
- система двухступенчатого наддува с промежуточным охлаждением воздуха и перепуском ОГ перед турбиной высокого давления;
- система впрыска топлива common rail высокого давления, для снижения выбросов твердых частиц и дыmlения.

#### **Дизель-генераторные установки**

Двигатель должен стать частью компактного энергоагрегата контейнерного типа для питания потребителей электроэнергией частотой 50 Гц. Что касается вредных выбросов, то изначально двигатель должен соответствовать нормам ЕРА Tier 2, однако в проекте заложена возможность выхода в дальнейшем на более высокий уровень требований (TA Luft, ЕРА Tier 4).

Для дизель-генератора расход топлива является одним из важнейших показателей, определяющих стоимость полного жизненного цикла. Не менее важными являются такие показатели, как время пуска и приема нагрузки. Должна быть обеспечена возможность пуска и работы в условиях экстремальных температур.

Применение EGR для снижения выбросов NO<sub>x</sub> на момент постановки изделия на производство не рассматривается. Предлагаемая конфигурация дизеля включает:

- систему одноступенчатого наддува для ускорения пуска;
- систему впрыска топлива common rail высокого давления.

#### **Двигатели для карьерных самосвалов**

Двигатель для карьерного самосвала должен работать в тяжелых условиях (большая высота, высокие температуры, запыленность атмосферы), а также развивать высокий крутящий момент и обладать способностью к динамическому торможению. По вредным выбросам двигатель должен соответствовать требованиям ЕРА Tier 2 для внедорожного оборудования с возможностью дальнейшей модернизации.

С учетом указанных требований двигатель конфигурации V12 должен развивать номинальную мощность 800 кВт при 1900 об/мин.

Конструкция двигателя должна быть приспособлена для подключения вспомогательного оборудования, характерного для карьерных самосвалов, такого как, например, компрессор с приводом от электродвигателя переменного тока, вентилятор регулируемой производительности, управляемый микропроцессорным контроллером и т. п., а также иметь дополнительный отбор мощности.

Рекомендуемые к применению системы — те же, что и для дизель-генераторов, а именно:

- система одноступенчатого наддува с перепуском газов перед турбиной;
- как вариант (для работы на большой высоте) система двухступенчатого наддува;
- система впрыска топлива common rail высокого давления.

#### **Тепловозные двигатели**

Двигатель «Пульсар» в тепловозном варианте может быть установлен на легких локомотивах или дрезинах, предназначенных для перевозки пассажиров и грузов, а также для маневровой работы. К моменту постановки на производство он должен соответствовать требованиям ЕС Stage IIIA по уровню вредных выбросов.

Учитывая специфику рабочих режимов тепловозного двигателя, для которого характерна длительная работа с часто меняющейся нагрузкой, для конфигурации V12, выбраны следующие варианты:

- класс M2 мощностью 1440 кВт при 2100 об/мин;
- класс M3 мощностью 1080 кВт при 1900 об/мин;
- класс M4 мощностью 895 кВт при 1800 об/мин.

В число рекомендуемых технологий входят:

- система одноступенчатого наддува для класса M3;
- система двухступенчатого наддува с промежуточным охлаждением воздуха и перепуском газов перед турбиной высокого давления для класса M2;
- система впрыска топлива common rail высокого давления.

#### **Компоновка и архитектура двигателя**

Семейство высокооборотных двигателей Пульсар-M150 включает конфигурации L6, V12 и V16. Основные параметры семейства двигателей представлены в табл. 1.

Выбранные значения среднего эффективного давления и средней скорости поршня отражают характеристики лучших на сегодняшний день мировых аналогов, оцениваемых по критериям КПД—надежность — уровень вредных выбросов. Архитектура двигателя (поперечный разрез) представлена на рис. 1. Продольный разрез двигателя в судовом исполнении, укомплектованного вспомогательными системами, представлен рис. 2.

➤ Для компоновки выбран угол развала блоков 90 градусов, который обеспечивает достаточную компактность агрегата и одновременно легкий доступ к оборудованию, размещенному в развале блоков.

➤ Высокое давление сгорания позволяет выйти на уровень не только сегодняшних, но и

Таблица 1

Основные параметры семейства двигателей

Параметр	Значение
Тактность	4-тактный
Топливо	Дизельное
Число цилиндров	(L6) V12 (V16)
Диаметр цилиндра / Ход поршня, мм	150/175
Рабочий объем цилиндра, л	3,1
Частота вращения, об/мин	1500–2250
Средняя скорость поршня, м/с	8,75–13,1
Цилиндровая мощность, кВт	66,7–137,5
Среднее эффективное давление (ВМЕР), бар	15,3–23,7

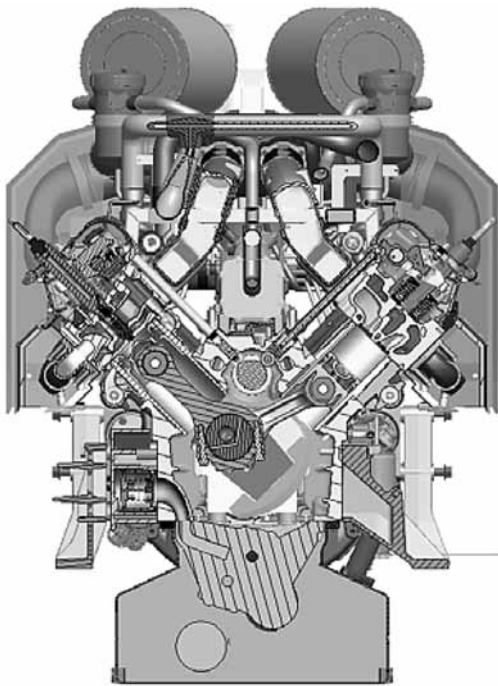


Рис. 1. Поперечный разрез двигателя (генераторный вариант)

перспективных мировых показателей удельной мощности и вредных выбросов.

➤ В развале блоков размещен ряд важных компонентов, в том числе общий кулачковый вал, насос высокого давления для системы common rail, впускные воздушные ресиверы.

➤ Выпускные коллекторы размещены снаружи и снабжены мощной теплоизоляцией.

➤ В соответствии с современными тенденциями развития высокооборотных дизелей, а также для снижения гидравлических потерь головка цилиндра выполнена с двумя впускными и двумя выпускными клапанами, а воздушные и газовые коллектора разнесены по разные стороны блока.

➤ Ряд систем двигателя построен по модульному принципу, что позволит более гибко адаптировать его конфигурацию к каждому конкретному применению.

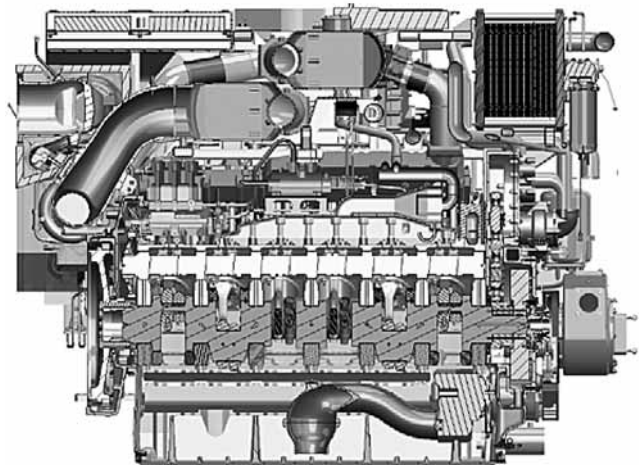


Рис. 2. Продольный разрез двигателя (судовой вариант)

Особо необходимо отметить важность модульного принципа построения следующих систем:

➤ система турбонадува (с устройством EGR или без него);

➤ картер и система смазки;

➤ вспомогательные устройства, расположенные на свободном конце двигателя, в том числе водяные насосы, воздушные компрессоры, охладители, и т. п.

**Конструктивные особенности двигателей серии Пульсар-M150**

**Простая и надежная конструкция**

Конструкция рассчитана на высокое среднее эффективное давление, характерное для современных двигателей. Кроме того, наличие разных версий двигателя и выбора конструкционных материалов открывает широкие возможности для будущей модернизации. Высокие значения ВМЕР в сочетании с высокой скоростью поршня, определили выбор жесткой конструкции с подвесным картером из обычного чугуна, который в дальнейшем для некоторых применений может заменяться на чугун с шаровидным графитом. Крышки коренных подшипников фиксируются двумя вертикальными и четырьмя горизонтальными шпильками, способными выдерживать значительные поперечные усилия, свойственные для V-образных двигателей с углом развала блока 90 градусов. Конструкция с «сухим» картером максимально упрощает процесс литья и способствует снижению веса машины, а также предотвращает кавитацию в водяных полостях. В конструкции применены жесткие цилиндрические втулки с упором посередине и охлаждаемой верхней частью. При этом охлаждающая жидкость циркулирует в алюминиевых рубашках, не несущих механической нагрузки, которые объединены общими внутренними водяными магистралями (рис. 3).

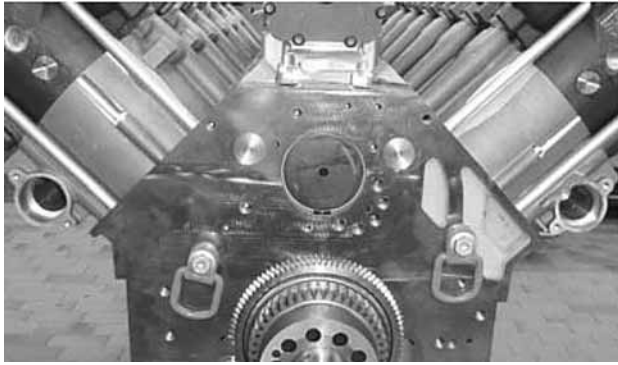


Рис. 3. Картер и рубашка охлаждения

#### Механизм движения

Коленвал (рис. 4) изготовлен из легированной стали методомковки, контактные поверхности и галтели проходят закалку. Динамические характеристики системы, снабженной противовесами и демпфером крутильных колебаний типа Geislinger, гарантируют надежную работу при высоких нагрузках.

Шатуны (рис. 5) изготавливаются методомковки из высокопрочной стали. Шатун имеет косой разъем, крышка шатунного подшипника фиксируется двумя болтами.

Ковано-сварной поршень моноблочного типа (рис. 5) имеет три кольца — два уплотнительных и одно маслосъемное.



Рис. 4. Коленвал



Рис. 5. Шатун и поршень

#### Головка цилиндра

Четырехклапанная головка цилиндра с центральным расположением форсунки (рис. 6) характеризуется однонаправленным движением потока рабочего тела, что позволяет значительно уменьшить гидравлические потери при высоких скоростях поршня, снизив турбулилизацию потока почти до нуля. Головка крепится к блоку четырьмя болтами с гидравлической затяжкой. Жесткая конструкция из серого чугуна с вермикулярным графитом позволяет выдерживать высокие механические нагрузки.

Минимизация тепловых нагрузок достигается за счет интенсивного охлаждения нисходящим потоком теплоносителя, который проходит через межклапанные перегородки, где термические напряжения особенно велики.

Многоцикловая усталостная прочность и устойчивость к циклическим тепловым нагрузкам (Thermo Mechanical Fatigue — TMF) подтверждены моделированием с помощью МКЭ. Как видно из рис. 7, анализ по критерию TMF определен выбор чугуна с шаровидным графитом в качестве конструкционного материала, способного выдерживать большое количество тепловых циклов без разрушения.



Рис. 6. Головка цилиндра

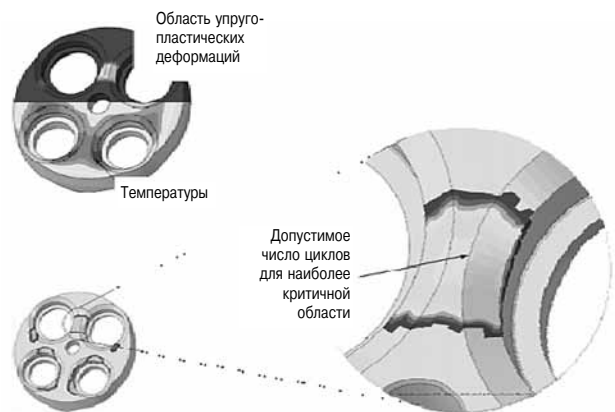


Рис. 7. Результаты моделирования TMF: число циклов до начала растрескивания

### Привод клапанов

#### с внутренним кулачковым валом

Кулачковый вал расположен в туннеле картера. Сдвоенные впускные и выпускные клапаны приводятся в действие жесткими толкателями с гидравлическими компенсаторами зазоров.

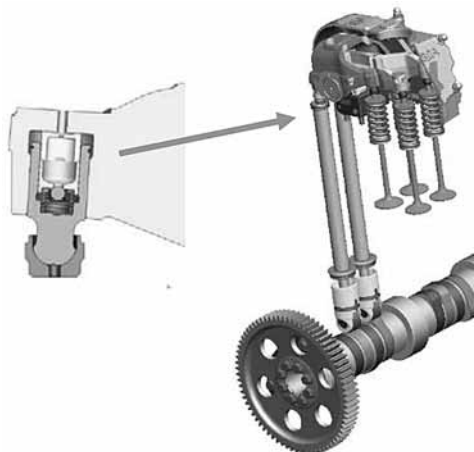


Рис. 8. Привод клапанов с гидравлическими компенсаторами зазоров

#### Вспомогательные системы — модульный принцип построения

Вспомогательные устройства могут размещаться как со стороны маховика, так и со стороны свободного конца коленвала (рис. 9).

Со стороны маховика приводятся кулачковый вал и топливные насосы, а также электро- или пневмостартер.

Возможности конфигурации приводов со стороны свободного конца коленвала более разнообразны. Стандартная конфигурация включает привод насосов холодной и горячей охлаждающей воды, масляный насос и генератор постоянного тока с ременным приводом. Для судовых модификаций добавляются валы дополнительных отборов мощности привода насосов забортной воды для охлаждения и гидронасосов. На двигателях карьерных самосвалов или тепловозов вместо насоса забортной воды может быть ус-

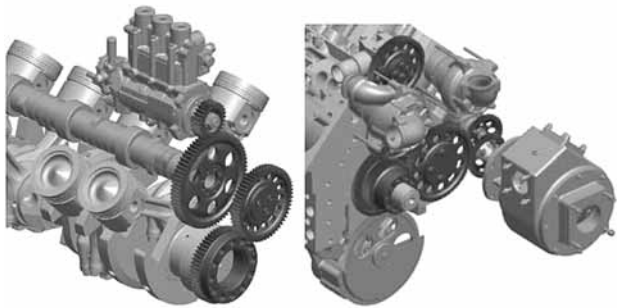


Рис. 9. Отборы мощности на переднем и заднем концах коленвала

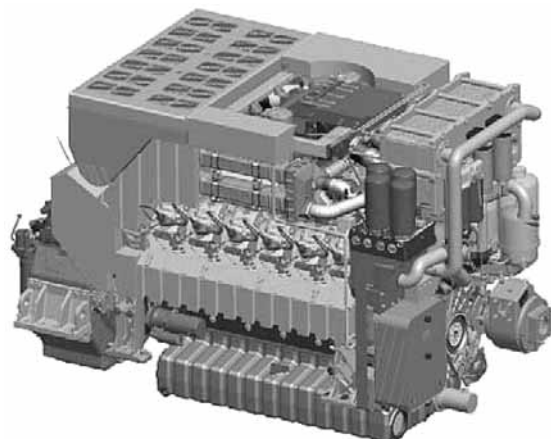


Рис. 10. Компоновочная схема главного судового двигателя со вспомогательными системами

тановлен воздушный компрессор. Компрессор с электродвигателем постоянного тока может также иметь ременной привод.

Для некоторых применений, например для самосвалов и дизель-генераторов, на свободном конце вала добавляется дополнительный отбор мощности с ременным приводом вентилятора.

На рис. 10 приведена схема компоновки главного судового двигателя со вспомогательными системами.

#### Системы смазки и охлаждения

При выборе компоновки двигателя и вспомогательных систем ставилась задача обеспечения удобства сборки и установки агрегата в машинном отделении. Например, масляные холодильники, фильтры и центрифуги устанавливаются на переднем торце двигателя (рис. 11). Устройство маслосборника гарантирует наличие достаточного количества смазки при любых условиях. Разработано несколько вариантов маслосборника для различных применений двигателя с учетом типовых требований конечных пользователей.

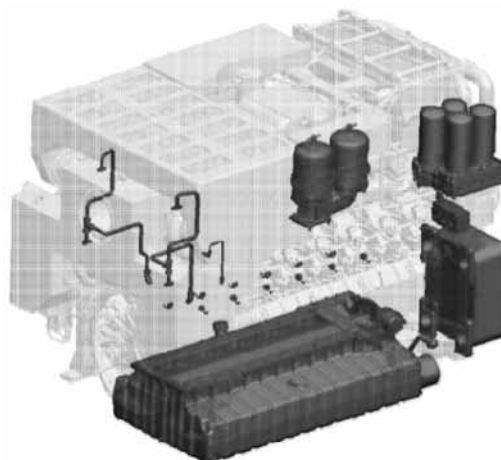


Рис. 11. Система смазки

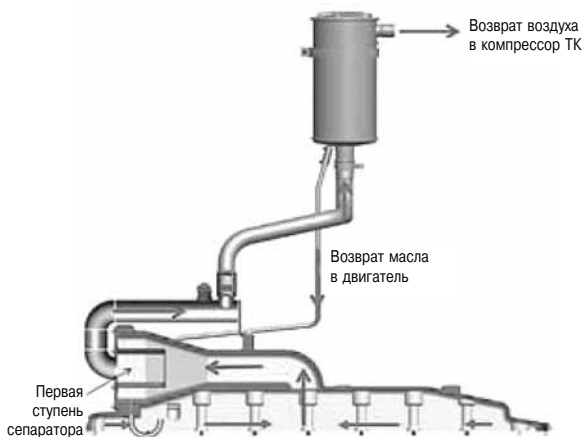


Рис. 12. Система вентиляции картера

Для сокращения потерь масла фирма AVL разработала специальную систему вентиляции картера (запатентована). Система представляет собой двухступенчатый сепаратор, состоящий из предварительной и основной ступеней, откуда масло возвращается в картер (рис. 12).

Система охлаждения состоит из двух контуров: высокотемпературного — для охлаждения двигателя, масла и EGR-тракта, и низкотемпературного — для охлаждения сливной магистрали топлива, ECU и наддувочного воздуха. Насосы и теплообменники составляют неотъемлемую часть поставляемого агрегата.

Объем поставки главного судового двигателя дополняется насосом забортной воды и главным холодильником, установленным на двигателе (рис. 13). Все вспомогательные устройства достаточно компактны и легко монтируются на двигателе.

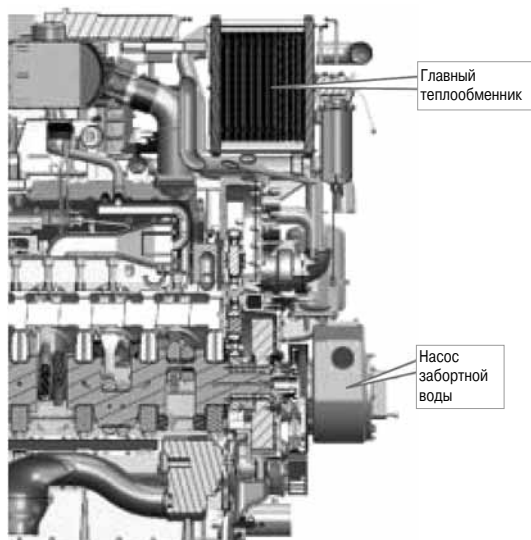


Рис. 13. Насос забортной воды и главный холодильник

### Система управления двигателем

На двигателе установлен охлаждаемый блок управления (Electronic Control Unit — ECU). В него заложены все необходимые функции управления нагрузкой и работой дизеля, в том числе управление впрыском топлива, клапанами системы EGR, клапанами перепуска газов перед турбиной, и т. д. (рис. 14).

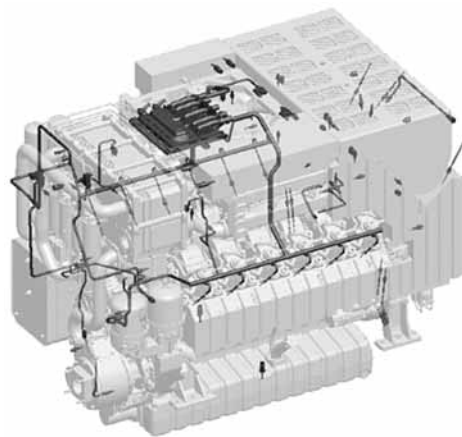


Рис. 14. ECU главного судового двигателя с соединениями

Кроме того, в ECU поступают сигналы всех датчиков, необходимые для реализации функций аварийно-предупредительной сигнализации и защиты. Совместными усилиями AVL, ПАО «Звезда» и производителя топливной аппаратуры была разработана система управления и мониторинга, сертифицированная Германским Ллойдом и Российским Морским Регистром.

### Технологии снижения вредных выбросов в зависимости от применения двигателей

Нормы предельно допустимых выбросов и технологии для их достижения приведены в табл. 2.

Таблица 2

### Нормы вредных выбросов и используемые методы их снижения

Применение	Нормы	NO <sub>x</sub> (г/кВт·ч)	Частицы (г/кВт·ч)	Используемый метод	
Исходный вариант	Дизель-генераторы	EPA Tier 2	6,4*	0,2	Оптимизация рабочего процесса
	Самосвалы	EPA Tier 2	6,4*	0,2	
	Тепловозные	EU Stage 3A	6,0	0,2	
	Судовые	IMO Tier 3	1,9	—	EGR и двухступенчатый наддув
Апгрейд	Дизель-генераторы	EPA Tier 4	0,67	0,03	SCR
	Самосвалы	EPA Tier 4	3,5	0,04	EGR + DOC + DPF
	Тепловозные	EU Stage 3B	4,0	0,025	

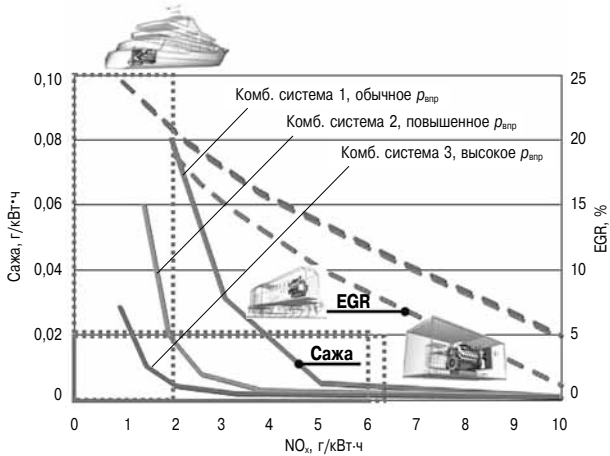


Рис. 15. Снижение выбросов NO<sub>x</sub> и PM

Для достижения уровня действующих норм было решено ограничиться оптимизацией рабочего процесса в сочетании с современной системой впрыска топлива common rail с высоким давлением впрыска. Такой вариант достаточен для соблюдения действующих норм выбросов NO<sub>x</sub> и частиц, для дизель-генераторов, двигателей тепловозов и карьерных самосвалов, сохраняя в то же время все преимущества простейшего решения. Он, однако, недостаточен для достижения действующих в зонах контроля выбросов норм IMO Tier 3 по NO<sub>x</sub>, поэтому для работы в этих зонах двигатель должен быть дополнен системой EGR в сочетании с двухступенчатым наддувом. Такое решение было принято с учетом опыта AVL в области создания высокооборотных двигателей (рис. 15).

В главном судовом двигателе давление впрыска топлива должно быть повышено для достижения оптимального компромисса при соблюдении норм выбросов NO<sub>x</sub> и PM. Как видно из графика на рис. 15, для снижения уровня выбросов NO<sub>x</sub> до 2 г/кВт·ч и менее необходима степень рециркуляции EGR > 20 %.

Уже действующие, чрезвычайно жесткие нормы предельно допустимых выбросов NO<sub>x</sub> для дизель-генераторов делают неизбежным использование технологии SCR. По той же причине обязательным является использование фильтров частиц (DPF) в двигателях тепловозов и карьерных самосвалов, если при этом выбросы NO<sub>x</sub> жестко лимитированы.

**Рабочий процесс и система впрыска топлива**

Оптимизации геометрии системы «камера в поршне—форсунка» по удельному расходу топлива была выполнена с помощью моделирования, с использованием методов вычислительной гидромеханики (CFD) (рис. 16).

Одновременно CFD-моделирование позволило построить точную модель температурных полей

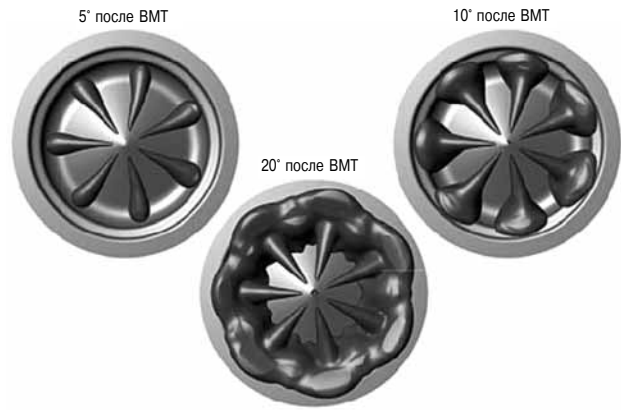


Рис. 16. Моделирование топливного факела

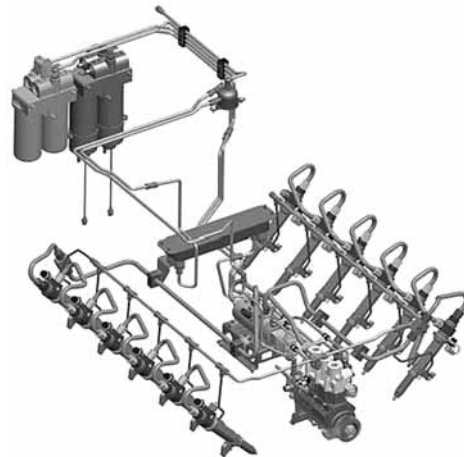


Рис. 17. Система common rail фирмы «F.Heinzmann»

в головке цилиндра, чтобы максимально снизить риск ее растрескивания (см. рис. 7).

Полное (бездымное) сгорание во всем диапазоне нагрузок обеспечивается системой common rail высокого давления фирмы «F.Heinzmann» (рис. 17). ТНВД, размещен в развале блоков, где температура относительно невелика. Там же находятся ограничитель давления и топливные трубки с двойными стенками.

Форсунки оборудованы индивидуальными аккумуляторами для более точного дозирования подачи топлива.

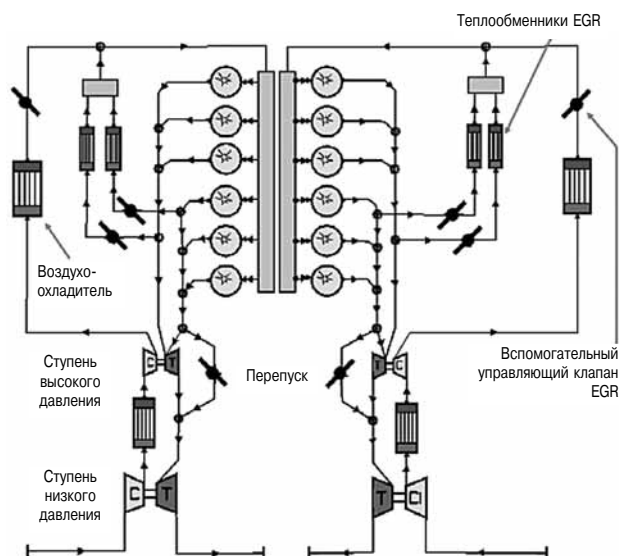
**Турбонаддув**

Для различных применений двигателя были разработаны две системы наддува.

В главном судовом двигателе используется двухступенчатый наддув, что обеспечивает соответствие наиболее жестким нормам выбросов (IMO Tier 3) при значении ВМЕР свыше 23 бар на номинальном режиме. Такая же система наддува предназначена для модификации двигателя М2 тепловозов и карьерных самосвалов, работающих на больших высотах.

Для указанных применений в целях ограничения выбросов NO<sub>x</sub> используется система EGR, которая исключает необходимость в очистке





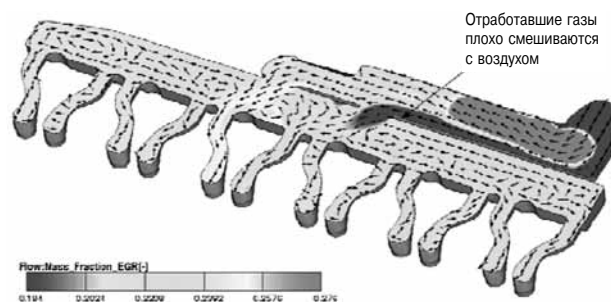
**Рис. 18.** Система турбонадува для главных судовых двигателей, тепловозных дизелей класса М2 и двигателей карьерных самосвалов, работающих на большой высоте

отработавших газов. Охлаждение отработавших газов в системе рециркуляции осуществляется двухпоточными теплообменниками (по одному на каждый ряд цилиндров) с управляемым расходом теплоносителя. Компактная система EGR использует принцип «кратчайшего пути», широко применяемый в автомобильных двигателях. Преимущество такого подхода заключается в том, что он обеспечивает не только высокий КПД во всем диапазоне нагрузок, но и хорошую динамику на неустановившихся режимах работы. Положительный перепад давления отработавших газов при низких нагрузках обеспечивается с помощью вспомогательного регулирующего клапана. Степень рециркуляции может быть повышена за счет установки пластинчатых клапанов в газовом тракте системы EGR после воздухоохладителя (рис. 19).

При этом во избежание превышения максимального давления в цилиндре на высоких нагрузках степень сжатия была слегка понижена по сравнению с двигателями, оборудованными



**Рис. 19.** Двухпоточный охладитель EGR с пластинчатыми клапанами

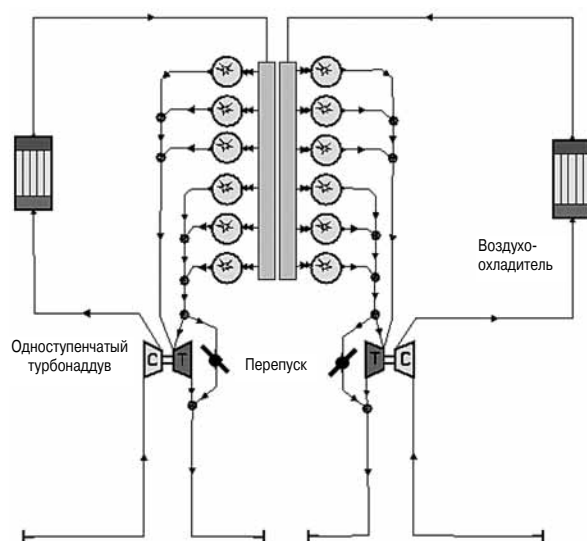


**Рис. 20.** Распределение EGR по цилиндрам при перегрузке (2170 об/мин)

одноступенчатой системой наддува. Еще одним средством защиты от перегрузки является клапан перепуска газов перед турбиной высокого давления.

Важнейшим условием правильной организации рабочего процесса двигателя с системой EGR является равномерность распределения EGR по цилиндрам. Для оценки максимально достижимой равномерности распределения EGR по цилиндрам на стадии проектирования было выполнено CFD-моделирование, результаты которого (рис. 20) показали, что лишь один цилиндр не укладывается в приемлемый допуск по данному параметру ( $\pm 5\%$ ), что указывает на необходимость дальнейшей оптимизации системы EGR.

Для всех остальных применений (дизель-генераторы, карьерные самосвалы, работающие на обычной высоте, и тепловозные двигатели класса М3) достаточно системы одноступенчатого наддува, чтобы двигатель развивал заданную мощность и выполнял требования по вредным выбросам, соответствующие нормативам EPA Tier 2.



**Рис. 21.** Система турбонадува для дизель-генераторов, карьерных самосвалов, работающих на обычной высоте, и тепловозных двигателей класса М3

**Моделирование термодинамических процессов**

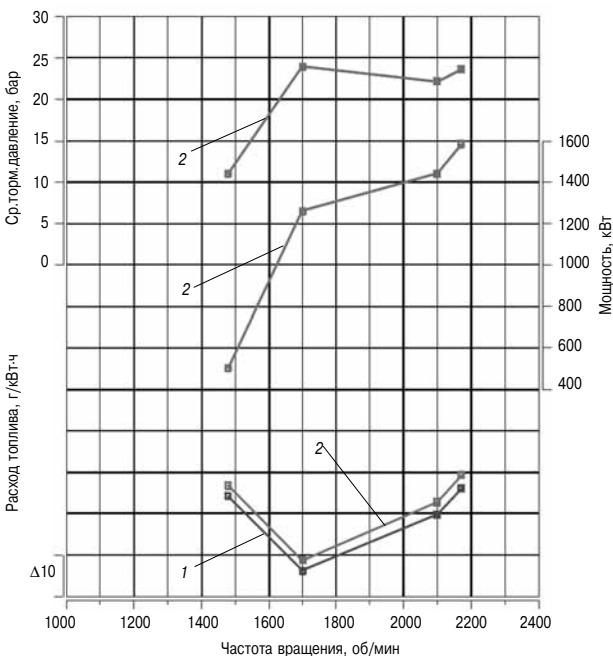
На стадии разработки проекта широко использовались программы AVL для предварительного моделирования термодинамических процессов, чтобы свести к минимуму риски и лишнюю работу, связанную с корректировками на более поздних этапах.

В частности, было проведено моделирование термодинамических процессов по программе AVL BOOST. Для определения граничных условий использован опыт работ AVL при проектировании аналогичных двигателей. На рис. 22 приведены расчетные скоростные характеристики главного судового двигателя класса M2 по результатам моделирования.

Из графиков видно, что расход топлива соответствует расчетному, при ограничении максимального давления в цилиндре величиной 190 бар за счет перепуска газов на больших нагрузках.

Параметры турбокомпрессора подобраны таким образом, чтобы двигатель развивал постоянный крутящий момент (и среднее эффективное давление) в широком скоростном диапазоне — от номинала (2100 об/мин) до 1700 об/мин.

Высокое качество спроектированных систем подачи топлива и турбонаддува подтверждается тем, что номинальные рабочие показатели сохраняются при повышении температуры окружающей среды до 55°C.



**Рис. 22. Расчетная скоростная характеристика главного судового двигателя:**

низшая теплотворная способность — 24 740 кДж/кг; стандартные условия окружающей среды:  $p = 1,0$  бар,  $t = 25$  °C; условия жаркого климата:  $p = 1,0$  бар,  $t = 55$  °C; температура окружающего воздуха: 1 — стандартная; 2 — жаркий климат

**От концепции — к промышленному производству  
Роль интеграции**

**в процесс разработки на фирме AVL**

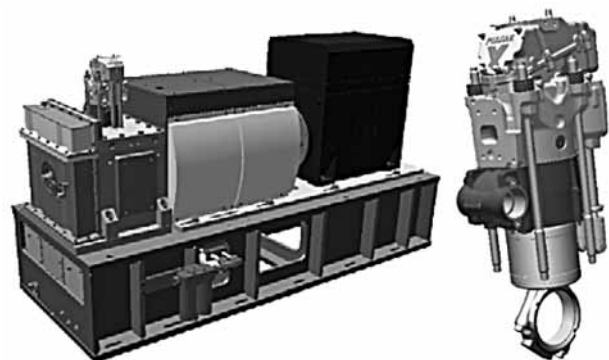
При разработке модельного ряда двигателей Пульсар-M150 широко использовался опыт, накопленный AVL в ходе создания самых различных дизелей: от автомобильных до мощных стационарных двигателей промышленного назначения. Некоторые существенные аспекты работ на этапах эскизного проектирования и математического моделирования описаны выше. Значительное снижение длительности и стоимости работ было достигнуто за счет предварительного моделирования, выполненного с использованием самых современных инструментов в целях общей оценки конструкции, термодинамического анализа, расчетов показателей качества и детальных расчетов прочности.

Одновременно велась подготовка к экспериментальной проверке расчетных параметров двигателя.

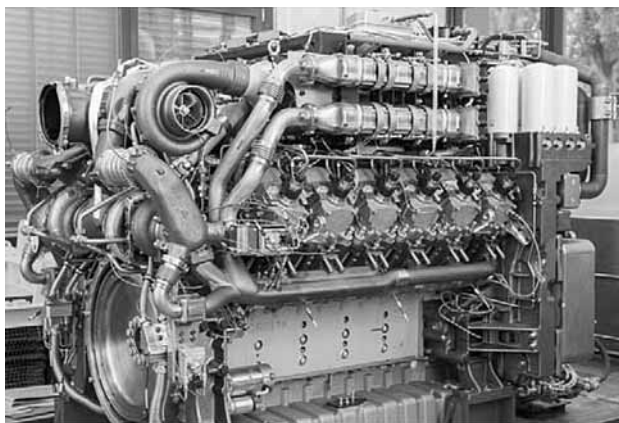
**Испытания SCE / MCE  
и концепция эксперимента**

При разработке нового двигателя важную роль играют испытания, проводимые на одноцилиндровом отсеке (SCE). Такой отсек построен и введен в эксплуатацию. Он использован для:

- оптимизации рабочего процесса;
  - механических испытаний агрегата;
  - контроля состояния деталей, подвергнутых высоким тепловым нагрузкам, таким как поршень и головка цилиндра;
  - гомологической оптимизации трущихся пар — поршень/поршневое кольцо/втулка цилиндра в целях снижения расхода масла и проверки на совместимость смазочных масел, которые будут использованы в двигателях Пульсар-M150
- Одноцилиндровый отсек SCE (рис. 23) включает в себя силовой агрегат, аналогичный тому, который будет использован в многоцилиндровом двигателе (MCE); результаты испытаний SCE использованы на ранней стадии создания MCE.



**Рис. 23. Одноцилиндровый отсек и силовой агрегат «Пульсар»**



**Рис. 24. Опытный образец двигателя с установленными на нем датчиками**

Окончательные параметрические испытания, функциональная проверка и ресурсные испытания проводятся на многоцилиндровых опытных двигателях. К испытаниям уже подготовлены два главных судовых двигателя и два двигателя для дизель-генераторов. В настоящее время ведется предварительная отработка и оптимизация всех технологий сборки систем и агрегатов с расчетом на их последующее промышленное внедрение. Подготовлена контрольно-измерительная аппаратура для записи всех необходимых параметров (рис. 24).

#### **Организация комплексных поставок**

ПАО «Звезда» поручило AVL обеспечить комплектацию одноцилиндрового двигателя и четырех многоцилиндровых двигателей, включая поставку всех вспомогательных материалов и деталей. Всего ведомость поставки включает 51 000 позиций. Такое решение объясняется тем, что вопросы комплектации, планирования и управления качеством должны стать неотъемлемыми компонентами процесса разработки продукта, чтобы обеспечить максимально эффективную коммерциализацию в минимальные сроки.

Начальная стадия проекта, синхронизированная с выбором концепции и эскизным проектированием, включает в себя выбор и назначение поставщиков.

При выборе поставщиков на данном этапе ставилась задача быстрее начать изготовление и

испытания опытного образца, не оттягивая при этом начало серийного выпуска на производственных мощностях изготовителя двигателей.

Поставщики «стратегических» компонентов, таких как системы топливоподачи, турбокомпрессоры и т. п., выбирались на основе совместного опыта AVL и ПАО «Звезда».

При этом поставщики, специализирующиеся, в основном, на быстром создании опытных образцов тех или иных компонентов, выбирались таким образом, чтобы в дальнейшем можно было передать изготовление компонентов производителю, способному освоить их серийное производство. Коллектив разработчиков в процессе отбора поставщиков уделял особое внимание таким аспектам, как себестоимость, качество, состояние подготовки и обеспечения производства у данного поставщика.

В общей сложности в процессе комплектации было отобрано и изучено более 100 поставщиков, включая характеристику их деятельности с учетом наличия действующих систем управления качеством.

#### **Заключение**

Создание современного высокооборотного многоцелевого двигателя на уровне лучших мировых образцов, соответствующего требованиям действующих и ожидаемых нормативов, является серьезным вызовом.

➤ Решение подобной задачи связано с поиском разумного компромисса между требованиями унификации, с одной стороны, и индивидуализации для каждого конкретного применения, с другой стороны. Отсюда следует необходимость модульного построения основных систем.

➤ Современный подход к разработке сложных изделий заключается в том, чтобы «попасть в цель с первой попытки». Это требует оптимизации проектирования, предварительного моделирования («front loading»), использования современных методов испытаний на одноцилиндровом отсеке и многоцилиндровых опытных образцах.

➤ Детальная проработка вопросов поставок и комплектации на ранней стадии проекта позволяет приступить к поиску и привлечению поставщиков опытных и серийных изделий, что сокращает время для начала серийного выпуска.

**НОВОЕ СЕМЕЙСТВО ДИЗЕЛЕЙ УДМЗ ДМ-185**

*Martin Muether,  
FEV GmbH,  
В. Фурзиков, В. Мальцев, И. Ночвин, А. Боженков,  
ООО «Уральский дизель-моторный завод»  
Olaf Bruning, Ralf Rauschen, Michael Meessen,  
Peter Heuser,  
FEV GmbH*

**Реферат**

ООО «Уральский дизель-моторный завод» (УДМЗ) ведет разработку принципиально нового семейства дизелей, начало серийного выпуска которых запланировано на 2016 г. Двигатели нового семейства ДМ-185 должны найти самое широкое применение, включая такие объекты, как карьерные самосвалы, судовые силовые установки и дизель-генераторы. Всего в семейство ДМ-185 входят шестнадцать типов двигателей мощностью от 840 до 3800 кВт с возможностью дальнейшего расширения мощностного ряда до 6000 кВт. Число цилиндров двигателя — от шести до двадцати. Характерными чертами новой машины являются высокая цилиндровая мощность (до 234 кВт), низкий удельный расход топлива, а также низкие значения вредных выбросов (EU IIIA / IMO2), достигнутые без применения рециркуляции отработавших газов и газочистки.

Первые опытные образцы уже проходят испытания на УДМЗ (Екатеринбург), предварительные результаты которых подтверждают правильность принятых конструктивных решений.

**Введение**

УДМЗ является одним из ведущих дизелестроительных предприятий России. Завод специализируется на создании дизелей и дизель-генераторов семейства ДМ-21 мощностью от 500 до 1600 кВт для судов, тепловозов и карьерных самосвалов, а также для нужд малой энергетики. На предприятии заняты 670 человек, его производительность составляет 150 дизелей и дизель-генераторов в год.

В 2012 году УДМЗ подписал два государственных контракта с Минпромторгом Российской Федерации на разработку нового семейства многоцелевых дизелей мощностью 1000–4000 кВт:

- шифр «Дизельстрой», задачей которого является разработка специализированных стендов для испытаний двигателей с номинальной частотой вращения 1500–3000 об/мин (контракт успешно завершен в 2014 г.).

- шифр «Энергодизель», задачей которого является создание опытных образцов современных высокооборотных дизелей и дизель-генераторов, соответствующих мировому уровню, и конкурентоспособных на внешних рынках (контракт успешно завершен в 2015 г.).

Работа по контрактам выполняется в рамках Федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» (подпрограмма «Разработка и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 гг. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения»). Для выполнения контракта «Энергодизель» УДМЗ заключил контрагентский договор с FEV GmbH (Германия).

Область применения дизелей и дизель-генераторов семейства ДМ-185 включает:

- магистральные тепловозы;
- пропульсивные установки морских и океанских судов;
- сухопутные транспортные средства и дорожно-строительные машины;
- установки малой энергетики мощностью 1000–4000 кВт.

**Семейство дизелей ДМ-185.**

**Варианты исполнения и целевые показатели**

Универсальность применения нового двигателя потребовала проведения детального анализа, который позволил сформулировать специфические требования к конструкции, его рыночным перспективам и тенденциям развития. Семейство дизелей ДМ-185 включает V-образные 12-, 16- и 20-цилиндровые машины. В ближайшее время семейство будет дополнено 6- и 8-цилиндровыми рядными двигателями. Объекты применения V-образных двигателей и их целевые показатели сведены в табл. 1.

На основании изучения рынка в качестве нового целевого показателя была определена оптимальная цилиндровая мощность нового двигателя — 234 кВт. Кроме того, конструкция двигателя должна обеспечить резерв для дальнейшего его форсирования в будущем до 300 кВт/цилиндр. Обеспечение резерва для дальнейшего форсирования двигателя связано с некоторым его утяжелением, поскольку это касается возможности повышения максимального давления сгорания до 260 бар, что необходимо учитывать при определении диаметра цилиндра, межсосевого расстояния, размеров коренных подшипников и поршней, а также поперечного сечения картера. Основные параметры двигателей семейства ДМ-185 приведены в табл. 2.

**Конструкция**

**и технические решения**

Чтобы создаваемый двигатель соответствовал существующим и перспективным требованиям рынка, на стадии эскизного проектирования рассматривалась возможность реализации в его конструкции следующих технических решений:

- система впрыска топлива common rail;
- двухступенчатый турбонаддув с промежуточным охлаждением — для высокофорсированных модификаций двигателя;

Целевые показатели для семейства дизелей ДМ-185

	V12R	V12M	V12C	V12G	V16G	V16R	V20
Применение	Тепловозный	Судовой	Дорожно-стр. машины	Д/Г	Д/Г	Тепловозный	Все предыдущие
Максимальная мощность, кВт	1500	2416	1998	1907	2543 (3051)	3745	3179 (3814)
Номинальная скорость, об/мин	1500	1900	1900	1500	1500 (1800)	1800	1500 (1800)
Удельная мощность, кВт/л	21,6	34,9	28,8	27,5	27,5 (33,0)	40,5	27,5 (33,0)
Среднее эффективное тормозное давление, бар	17,3	22,0	18,2	22,0	22,0	27,0	22,0
Уровень вредных выбросов	(EU III A; IMO II(+); Tier 3 Готовность для: EU III B; IMO III(+); Tier 4)*						
BSFC, г/кВт·ч	<196						
Число цилиндров	12	12	12	12	16	16	20
Рабочий объем, л	69,3	69,3	69,3	69,3	92,4	92,4	115,5
Турбонаддув, число ступеней	1	1	1	1	1	2	1
Высота, мм	2330	2330	2330	2330	2330	2319	2330
Ширина, мм	1430	1430	1430	1430	1430	1472	1430
Длина, мм	3122	3132	3132	3132	3760	4200	4388
Полный вес, кг	11 000	11 000	11 000	11 000	14 500	14 500	18 000

\* Примечание. Названия стандартов приведены в авторском обозначении

Таблица 2

### Основные конструктивные параметры V-образных двигателей

	Семейство двигателей ДМ-185 (V-образных)
Угол развала блоков (для V-образных двигателей), град	60
Диаметр цилиндра, мм	185
Ход поршня, мм	215
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	1,16
Соотношение $r/l$	0,26
Рабочий объем цилиндра, см <sup>3</sup>	5776,3
Степень сжатия	17
Максимальное давление сгорания, бар	230

➤ блок цилиндров из стального литья, длинная юбка поршня, большие окна картера с крышками на болтах;

➤ угол развала блока 60°;

➤ головки цилиндра из стального литья с одним U-образным каналом охлаждения;

➤ кованный стальной коленвал с противовесами на болтах;

➤ два кулачковых вала, размещаемых снаружи блока для облегчения доступа к ним;

➤ модульный (сборный) кулачковый вал;

➤ размещение впускного и выпускного коллекторов в развале блока цилиндров;

➤ размещение вспомогательных узлов по бокам двигателя так, чтобы они не выступали за пределы его базовой длины;

➤ одинаковое конструктивное исполнение переднего и заднего торцов двигателя;

➤ кожух маховика по SAE00/размеры маховика по SAE21;

➤ возможность дополнения конструкции системой EGR в будущем.

#### Конструктивное исполнение

При создании семейства ДМ-185 основное внимание уделялось обеспечению универсальности применения двигателя. Одним из важнейших требований к типоразмерному ряду двигателей является максимальная степень унификации узлов и деталей. В особенности это касается мелкосерийных изделий, к которым относятся двигатели большой размерности. Окончательная стоимость изделий этой категории существенно зависит от того, насколько удастся сократить номенклатуру используемых компонентов. Реализация данной концепции позволяет снизить не только производственные расходы, но и стоимость последующей транспортировки и хранения изделий.

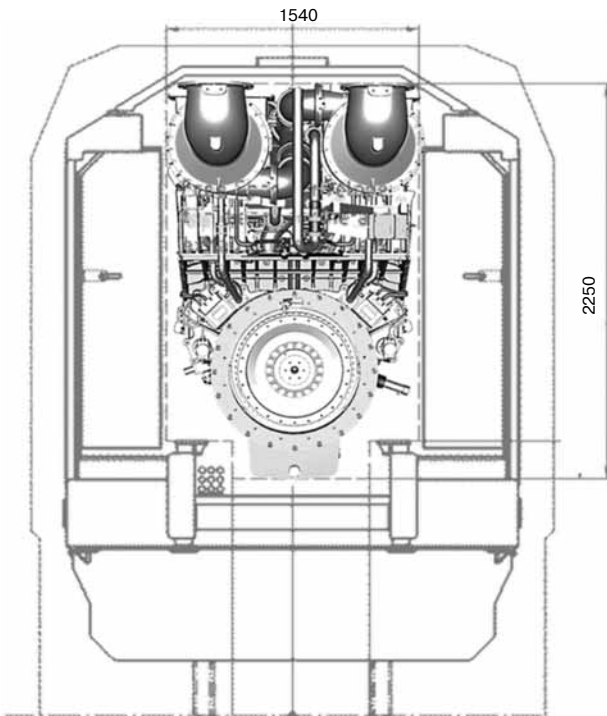
Еще один путь снижения себестоимости — максимально возможное использование существующих узлов и деталей, получаемых от специализированных поставщиков. Там, где из-за габаритных ограничений агрегата использование существующих узлов и деталей невозможно, ставится

задача найти возможность переноса «функциональных блоков» из существующих компонентов, легко присоединяемых на месте установки (например, с помощью монтажных фланцев). Такими компонентами, в частности, являются:

- система топливоподачи;
- система мониторинга технического состояния двигателя;
- турбокомпрессор;
- масляные и водяные насосы.

**Агрегат**

На рис. 1 показаны допустимые габариты двигателя семейства ДМ-185, которые в данном случае (тепловозный двигатель) равны 1540 мм по ширине и 2250 мм по высоте. Поставленная



**Рис. 1. Предельные габариты (на примере тепловозного двигателя)**

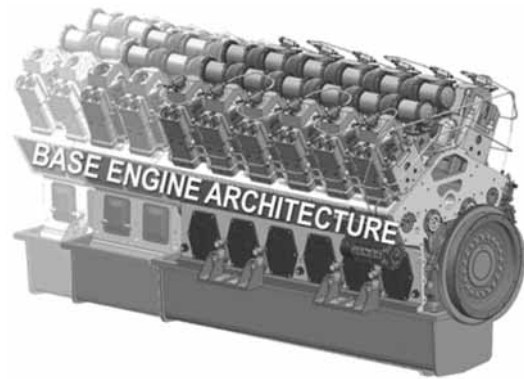
цель — вписаться в заданные габариты — достигается выбором оптимального угла развала блока (60°) и соответствующей конфигурацией головки цилиндра (с подачей воздуха изнутри развала блока).

**Основные узлы дизеля**

**Картер** — была выбрана конструкция картера из высокопрочного чугуна (GJS-500). Картер несет на себе все остальные главные узлы машины. Он состоит из одинаковых секций, число которых зависит от числа цилиндров двигателя, а именно:

- V12 — 6 секций;
- V16 — 8 секций;
- V20 — 10 секций.

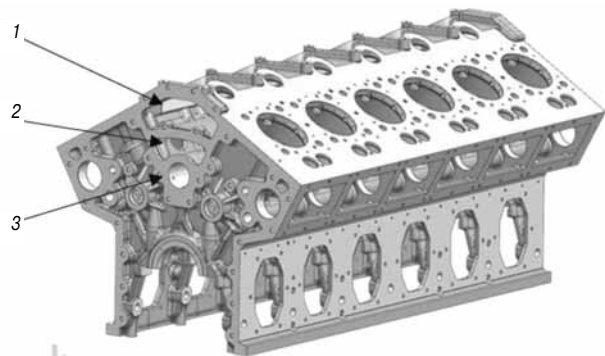
Межосевое расстояние (расстояние между осями соседних цилиндров в одном ряду) равно



**Рис. 2. Архитектура двигателя (схема)**

314 мм. Межосевой сдвиг (расстояние между осями цилиндров одной и той же секции правого и левого блоков) равен 62,5 мм. Чтобы вписаться в заданные весогабаритные показатели, было решено разместить внутри развала блока следующие магистрали для рабочих сред (рис. 3):

- 1 — воздушный коллектор;
- 2 — водяной коллектор (соединен с рубашкой охлаждения);
- 3 — главная масляная магистраль для подвода масла к главным подшипникам и деталям шатунно-поршневой группы через форсунку охлаждения поршня.



**Рис. 3. Картер дизеля ДМ-185**

Крышки коренных подшипников крепятся к блоку цилиндров шпильками (по вертикали) и стяжными болтами (по горизонтали). От осевого смещения коленвал удерживается упорными подшипниками, установленными со стороны маховика.

**Коленвал** выполнен из стали. Шейки коленвала с галтелями проходят ТВЧ-закалку.

Масло к коренным подшипникам подается непосредственно из главного масляного канала, проходящего внутри цилиндрического блока; к шатунным подшипникам масло подается через отверстия коленвала, ведущие от коренных подшипников к шатунным. Положение отверстий подвода масла к шатунным шейкам выбирается таким образом, чтобы каждая шейка получала масло от коренного подшипника, расположенного по отношению к ней с наружной стороны. Это

делается для того, чтобы центральный коренной подшипник, наиболее чувствительный к уменьшению толщины масляной пленки, был освобожден от снабжения маслом еще одного шатунного подшипника.

**Шатун** — в V-образном двигателе на каждую шатунную шейку работают два шатуна. Шатун штампуются из заготовки, выполненной из высококачественной легированной стали, с последующей механической обработкой. Конструкция шатуна с косым (штицевым) разъемом обеспечивает возможность выемки поршня вместе с шатуном через втулку цилиндра.

**Поршень** состоит из двух стальных частей — днища и юбки, изготавливаемых механической обработкой и соединяемых между собой центральным болтом. Оптимальная геометрия камеры в поршне с клапанными карманами была определена моделированием и прошла проверку на одноцилиндровом отсеке. Двухкомпонентная конструкция поршня позволяет упростить геометрию внутреннего канала охлаждения днища, куда масло поступает из форсунки охлаждения. Масло из поршня поступает в канал для смазки подшипника верхней головки шатуна.

**Втулка цилиндра** сверху упирается в ограничитель, что позволяет уменьшить деформации втулки и упростить механическую обработку картера.

**Головка цилиндра** выполняется из высокопрочного чугуна (CGI-450). Для ее конструкции характерны центральное расположение форсунки и U-образный поток охлаждающей жидкости. Разработчики ставили своей целью сокращение габаритов двигателя (кулачковые валы вынесены наружу блока), усиление его конструкции и гидродинамическую оптимизацию потока в газовых/воздушных патрубках. На рис. 4 схема-

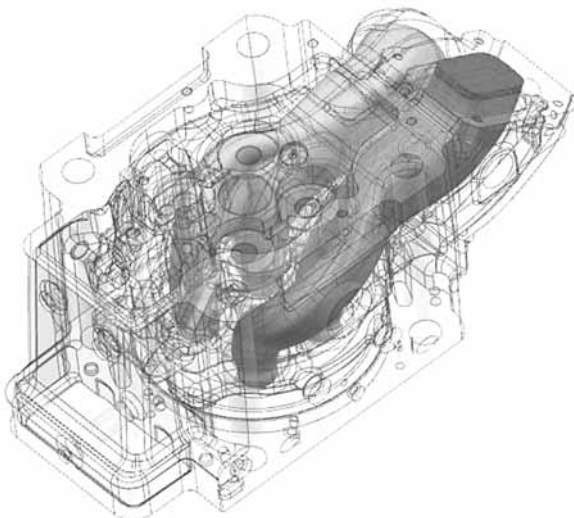


Рис. 4. Схема устройства и расположения газовых/воздушных патрубков двигателя ДМ-185

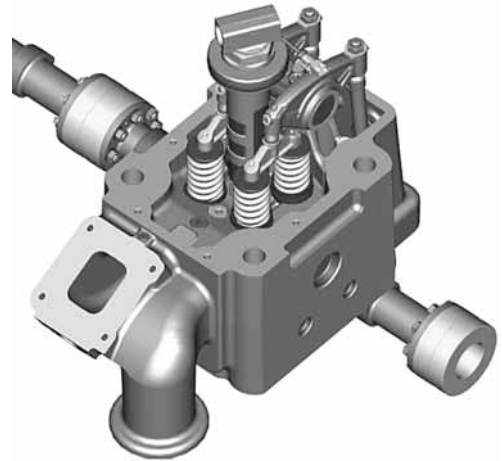


Рис. 5. Размещение форсунки и клапанного механизма



Рис. 6. Рубашка охлаждения головки цилиндра

тически показано устройство и расположение впускного (левый) и выпускного (правый) патрубков.

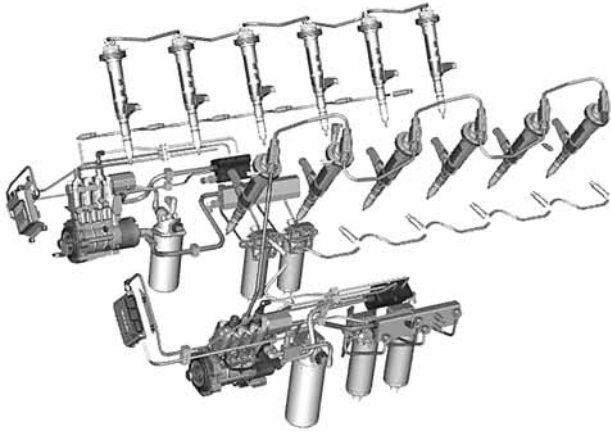
Привод клапанов осуществляется попарно через общие траверсы и коромысла на оси, размещенной на головке цилиндра (рис. 5).

Концепция двухканального контура охлаждения выбрана из условий наиболее эффективного охлаждения выпускных портов и самых напряженных деталей привода клапанов, а также сохранения максимальной прочности и жесткости головки цилиндра. Для охлаждения форсунки предусмотрен специальный патрубок (рис. 6).

Головка цилиндра крепится к блоку на четырех болтах. Шпильки вворачиваются глубоко в тело картера, чтобы уменьшить растягивающие напряжения в области контакта со шпильками.

**Кулачковые валы** размещаются снаружи блока, чтобы облегчить к ним доступ для техобслуживания и ремонта. Каждый кулачковый вал собирается из нескольких одинаковых сегментов, что упрощает задачу изготовления кулачкового вала для определенного числа цилиндров.

**Топливная система** — на рис. 7 показаны компоненты контуров высокого и низкого дав-



**Рис. 7. Компоненты системы топливоподачи высокого и низкого давления двигателя V12R**

ления, относящиеся к системе впрыска топлива двигателя V12R. В двигателе применена система common rail модульного типа (MCRS-22 — Modular Common Rail System) фирмы Bosch [1], поддерживающая давление в топливной магистрали до 2200 бар. В соответствии с требованиями классификационных обществ, каждый ряд цилиндров получает питание от отдельной топливной системы.

Топливоподкачивающий насос приводится от насоса высокого давления. Топливо в топливоподкачивающий насос поступает из расходного бака через фильтр предварительной очистки с водяным сепаратором. Между топливоподкачивающим насосом и ТНВД установлен фильтр тонкой очистки, отсеивающий 99,8 % частиц размером 4 мкм и более.

ТНВД существует в 3-, 4- и 5-плунжерных вариантах. Это позволяет максимально гибко адаптировать размер ТНВД к различным версиям двигателя. Объем цикловой подачи задается дозирующим клапаном.

Перед форсунками имеется общая буферная емкость, размер которой примерно в 70 раз превышает максимальный объем цикловой подачи. Все форсунки на стороне высокого давления связаны между собой переключками через тройники, что позволяет легко приспособить систему топливоподачи для любого числа цилиндров. Высокая герметичность системы обеспечивается полным отсутствием статических утечек.

#### **Моделирование для расчетов прочности**

Опыт FEV свидетельствует о том, что моделирование прочности имеет решающее значение при создании нового двигателя, и оказывает неоценимую поддержку для команды разработчиков.

При разработке концепции первого прототипа был применен ряд новых и неординарных прие-

мов моделирования, позволивших обеспечить заданные запасы прочности двигателя начиная с первого экспериментального образца. При создании головного образца высоконапряженного двигателя V20 (цилиндровая мощность 300 кВт) была поставлена цель обеспечить:

- необходимую прочность коленвала с диаметром шатунных шеек, оставляющим возможность выемки шатуна через цилиндрическую втулку;
- охлаждение, достаточное для работы форсированного двигателя;
- необходимую прочность и жесткость головки цилиндра, с выполнением требований по шуму и вибрации.

Методами численного моделирования решались следующие задачи (более подробное описание решений некоторых из них см. ниже):

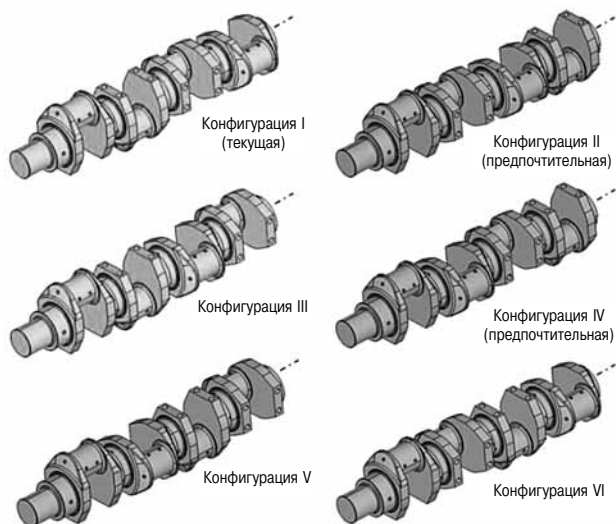
- выбор параметров и динамический расчет коленвала с демпфером;
- расчет маховика на разрыв;
- гидродинамический расчет подшипников;
- расчет шатуна методом конечных элементов (МКЭ);
- расчет системы охлаждения двигателя методами трехмерной вычислительной гидродинамики;
- расчет контура охлаждения, в том числе параметров водяного насоса, по одномерной модели;
- расчет контура смазки, включая параметры масляного насоса, по одномерной модели;
- структурный анализ головки цилиндра и блока;
- термомеханический расчет головки цилиндра на прочность;
- расчеты кинематики и динамики привода клапанов;
- расчеты кинематики и динамики зубчатой передачи;
- общий расчет динамики и прочности двигателя.

В качестве исходных параметров для проектирования задаются:

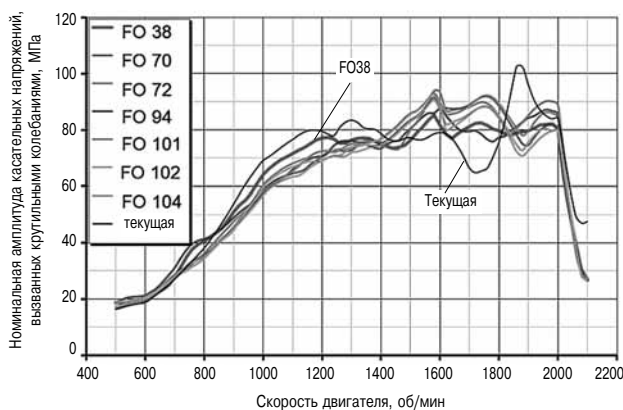
- диаметр втулки цилиндра;
- расстояние между осями соседних цилиндров;
- угол развала блока;
- взаимное смещение правого и левого блоков.

Выполнен анализ вариантов порядка вспышек для нахождения оптимального порядка вспышек (FO), при котором запас прочности коленвала был бы максимальным, а реакции подшипников — минимальными. На рис. 8 показаны шесть разных конфигураций коленвала двигателя V16 (эта версия двигателя наиболее чувствительна с





**Рис. 8. Возможные конфигурации коленвала двигателя V16**

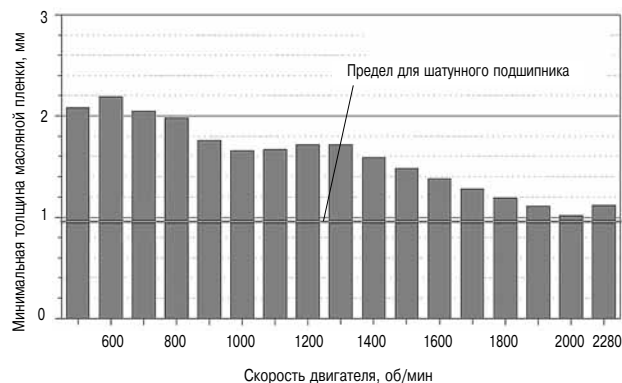


**Рис. 9. Номинальные амплитуды напряжений, вызванных крутильными колебаниями (двигатели V16)**

точки зрения вибрации), для которого теоретически возможны 768 вариантов FO (по 128 вариантов для каждой конфигурации).

В качестве примера на рис. 9 показаны результаты расчетов крутильных колебаний для различных вариантов порядка вспышек. Очевидно, что предпочтение должно быть отдано порядку вспышек № 38 (конфигурация коленвала II), поскольку он позволяет существенно снизить максимальные амплитуды напряжений, вызванных крутильными колебаниями, по сравнению со стандартным вариантом.

Максимальный диаметр шатунной шейки, который еще позволяет вынуть шатун с поршнем через втулку цилиндра, составляет, согласно расчету, 135 мм. Этот вариант был выбран в качестве окончательного. Гидродинамический расчет подшипников в сочетании с моделированием динамики коленвала позволил определить оптимальную ширину подшипника, обеспечивающую достаточную прочность коленвала.



**Рис. 10. Толщина масляного слоя в подшипнике большой головки шатуна в функции от скорости двигателя согласно результатам моделирования**



**Рис. 11. Выбор оптимального положения маслонапорных отверстий в коренных подшипниках: 1 — выбранное положение масляного сверления; 2 — большая длительность подачи при высоком эксцентриситете; 3 — возможные положения масляного сверления при меньших значениях эксцентриситета и длительности подачи**

Оптимальная ширина подшипника выбирается из условия, при котором толщина масляного слоя в подшипниках на всех режимах будет больше минимально допустимой (рис. 10).

Режим смазки шатунных подшипников определен гидродинамическим расчетом с учетом оптимального положения маслонапорных отверстий в шейках коренных подшипников на основе оценки эксцентриситета и длительности подачи масла (рис. 11).

#### Охлаждение двигателя

На стадии рабочего проектирования предстояло выбрать схему охлаждения двигателя, которая бы позволила поддерживать в заданных пределах локальные значения температуры в определенных точках. Наиболее критичными в этом смысле

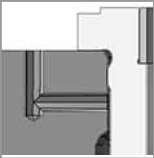
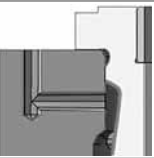
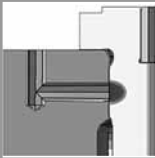
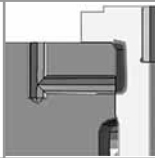
Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4
			
Втулка с радиальной опорой уменьшенной высоты	Втулка с радиальной опорой уменьшенными высотой и толщиной верхней рубашки	Втулка с повышенной скоростью циркуляции в районе радиальной опоры	Втулка с повышенной скоростью циркуляции выше радиальной опоры
Охлаждение в районе 1-го поршневого кольца, поршень в ВМТ	Охлаждение в районе 1-го поршневого кольца лучше	Охлаждение в районе 1-го поршневого кольца еще лучше	Охлаждение в районе 1-го поршневого кольца наилучшее

Рис. 12. Рассматриваемые варианты охлаждения цилиндровой втулки

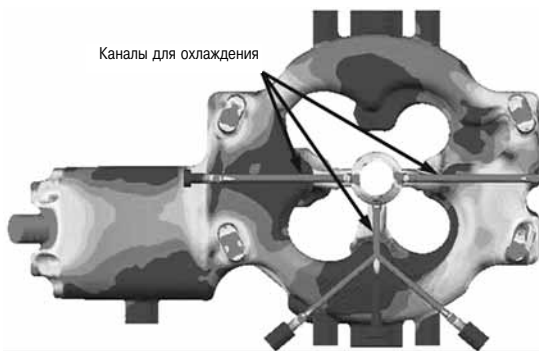


Рис. 13. Рубашка охлаждения головки цилиндра (вид снизу)

детальными форсированного двигателя являются втулка цилиндра и огневое днище поршня. Предельно допустимая температура втулки цилиндра в районе первого поршневого кольца при нахождении поршня в ВМТ составляет 220 °С. Были рассчитаны четыре варианта схемы охлаждения втулки цилиндра в поисках оптимального решения, обеспечивающего соответствие данному критерию.

В итоге был выбран вариант 4 (рис. 12) с максимальной скоростью теплоносителя.

Рубашка охлаждения головки цилиндра делится на две части — верхнюю и нижнюю, что позволяет обеспечить максимально возможную скорость потока, охлаждающего огневое днище поршня. Кроме того, предусмотрены сверления для про-



Рис. 14. Рубашка охлаждения головки цилиндра (вертикальный разрез)

хода воды между седлами впускных и выпускных клапанов (рис. 13).

Поток теплоносителя из нижней рубашки охлаждения, огибая форсунку, попадает в верхнюю рубашку охлаждения, что позволяет поддерживать температуру головки цилиндра в районе форсунки в допустимых пределах (рис. 14).

**Термомеханический расчет**

Полученные в результате моделирования тепловые и механические нагрузки используются в расчетах многоциклового (HCF) и малоциклового

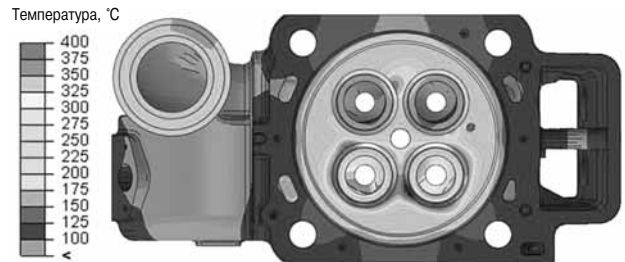


Рис. 15. Распределение температур в головке цилиндра по результатам моделирования

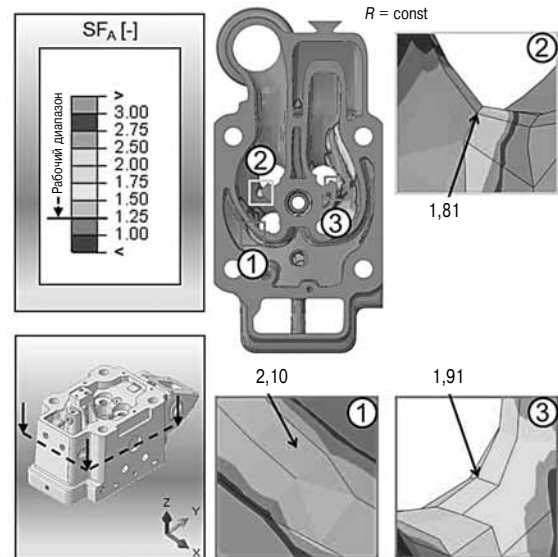


Рис. 16. Моделирование малоциклового усталости

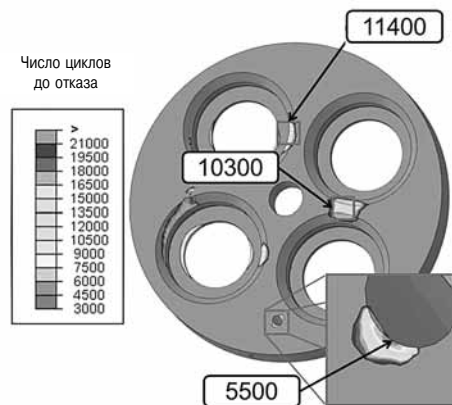


Рис. 17. Моделирование многоциклового усталости

(LCF) усталости. На рис. 15 показано распределение температур в головке цилиндра. Температура достигает своего максимума — 420 °С в районе выпускных клапанов.

Чугун CGI-450, из которого выполнена головка, позволяет обеспечить заданный коэффициент запаса усталостной прочности для HCF 1,25 (из условия постоянства коэффициента асимметрии цикла напряжений  $R = \text{const}$ ), а также заданное число циклов LCF — 5000 циклов (рис. 16 и 17).

### Динамический расчет

В завершение был проведен расчет динамики двигателя, чтобы с учетом расположения и характеристик опор убедиться в том, что пара-

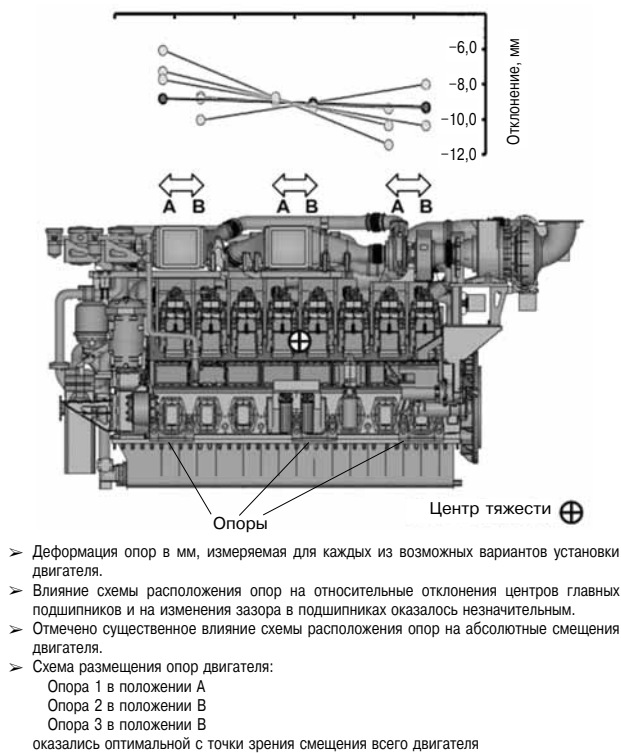


Рис. 18. Расположение опор двигателя

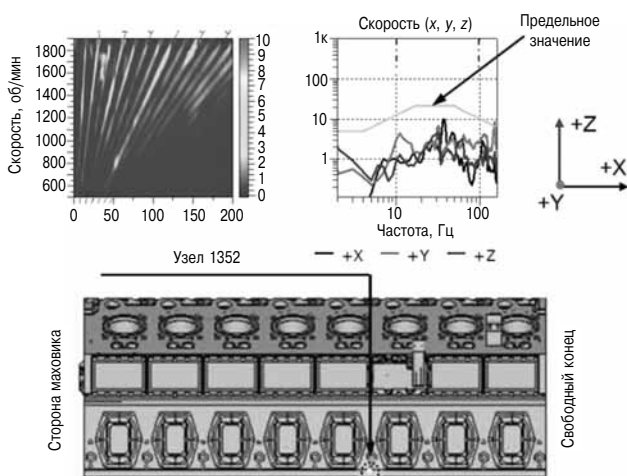


Рис. 19. Моделирование динамики двигателя как многомассовой системы (MBS)

метры вибрации соответствуют самым жестким требованиям классификационных обществ. На основании анализа изгибных напряжений в статике было определено оптимальное расположение опор двигателя из условия минимизации параметров смещения и наклона (рис. 18).

По результатам моделирования динамики двигателя как многомассовой системы (MBS) определены скорости перемещения элементов поверхности в критических точках (рис. 19). Эти скорости находятся в пределах норм, установленных Российским морским регистром.

### Моделирование термодинамики

В процессе проектирования методами термодинамического моделирования определялись:

- геометрия камеры сгорания (3D KIVA);
- характеристики турбокомпрессора;
- характеристики воздухоохладителя.

Было проведено детальное моделирование для определения закона движения клапанов и для выбора параметров турбокомпрессора двигателей V12R, V16R и V12M, которые станут первыми опытными образцами семейства ДМ-185. В целях максимальной унификации была также поставлена задача спроектировать стандартный сегмент кулачкового вала, общий для всех версий двигателя. Для того чтобы уложиться в предельные значения выбросов  $\text{NO}_x$ , был выбран цикл Миллера с фиксированными фазами газораспределения. При использовании одноступенчатого наддува глубина цикла Миллера будет зависеть от скорости двигателя, поскольку ее увеличение при фиксированных фазах газораспределения будет сопровождаться падением коэффициента наполнения цилиндра. Отсюда следует, что при заданном значении коэффициента избытка воздуха при полной нагрузке  $\lambda = 2,0$  в двигателях с меньшей номинальной частотой вращения может быть использован более глубокий цикл Миллера, тогда как в двигателях с большей номинальной частотой вращения следует использовать умеренный цикл Миллера, поскольку возможности повышения давления воздушного заряда при одноступенчатом наддуве ограничены. Кроме того, по мере снижения нагрузки глубина цикла Миллера также должна снижаться по сравнению с номиналом (т. е. при полной нагрузке). Поэтому были исследованы возможности применения легкого, среднего и усиленного вариантов цикла Миллера для оптимизации рабочего процесса.

В качестве базового для всех вариантов двигателя был принят «средний цикл Миллера», при котором закрытие впускного клапана происходит при угле 537 град ПКВ после ВМТ. Для ограничения температуры отработавших газов на входе в турбину было введено перекрытие клапанов, равное 1,5 мм. Были также исследованы

«усиленный цикл Миллера» (угол закрытия впускного клапана 527 град ПКВ после ВМТ) и «легкий цикл Миллера» (угол закрытия впускного клапана 547 град ПКВ после ВМТ). Соответствующие настройки турбокомпрессора были определены с помощью 1-D модели газообмена.

Двигатель V16R с номинальной частотой вращения 1800 об/мин и максимальным средним эффективным давлением 27 бар оборудован двухступенчатой системой наддува, что должно обеспечить заданное значение удельной мощности. В качестве примера на рис. 20 приведены соответствующие расчетные показатели рабочего процесса. «Средний цикл Миллера» позволяет достичь целевого показателя  $\lambda = 2,0$  при 100 % нагрузки, и при этом обеспечить достаточный коэффициент избытка воздуха при частичных нагрузках. Управление турбиной высокого давления осуществляется с помощью перепуска, который защищает турбокомпрессор от превышения скорости. Предельно допустимые значения максимального давления сгорания (230 бар) и температуры перед турбиной (650 °C) также не были превышены. Для эффективной защиты от превышения скорости ступени высокого давления турбокомпрессора необходимо увеличить проходное сечение заслонки газового перепуска.

Как видно из рис. 20, «усиленный цикл Миллера» приводит к снижению выбросов  $\text{NO}_x$ , но коэффициент избытка воздуха на частичных

нагрузках при этом падает, что увеличивает дымность отработавших газов. «Легкий цикл Миллера» увеличивает коэффициент избытка воздуха на частичных нагрузках, но выбросы  $\text{NO}_x$  при этом возрастают во всем диапазоне нагрузок. Таким образом, оптимальным выбором для двигателя V16R оказывается «средний цикл Миллера». Что касается двигателя V12M, то здесь эффективность «среднего цикла Миллера», согласно результатам моделирования, оказалась более заметной.

Номинальная частота вращения двигателя V12M — 1900 об/мин,  $\text{BMEP} = 24$  бар, двигатель оборудован одноступенчатым турбокомпрессором с фиксированной геометрией соплового аппарата. Расчетные показатели данного варианта двигателя показаны на рис. 21. «Средний цикл Миллера» позволяет достичь целевого показателя  $\lambda = 2,0$  при 100 % нагрузки, обеспечивая при этом достаточный коэффициент избытка воздуха при частичных нагрузках. Предельно допустимое давление сгорания 230 бар не превышено, но температура перед турбиной близка к 650 °C.

Как видно из рис. 21, «легкий цикл Миллера» дает увеличение выбросов  $\text{NO}_x$  на 25 %, но позволяет поднять коэффициент избытка воздуха как на полной, так и на частичных нагрузках, что ведет к снижению температуры газов перед турбиной и небольшому уменьшению расхода топлива на частичных нагрузках. Следовательно,

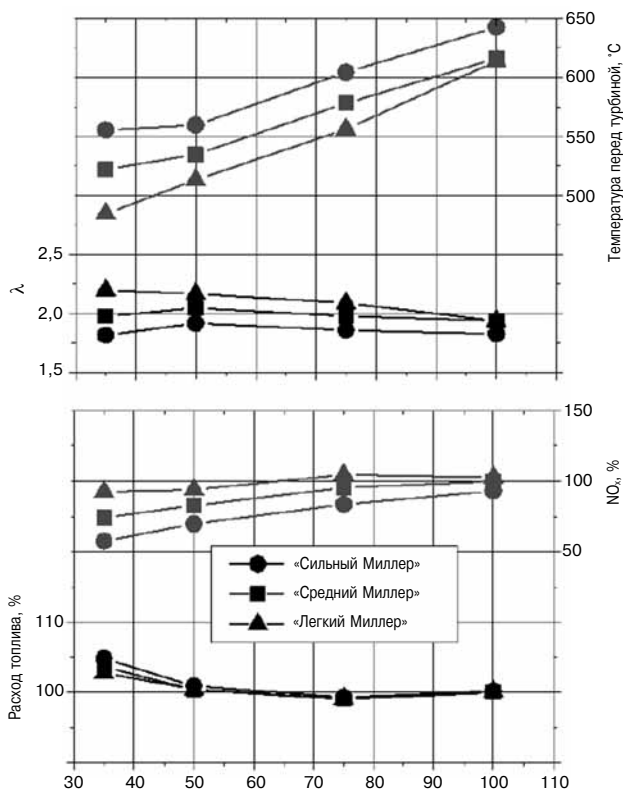


Рис. 20. Расчетные показатели двигателя V16R

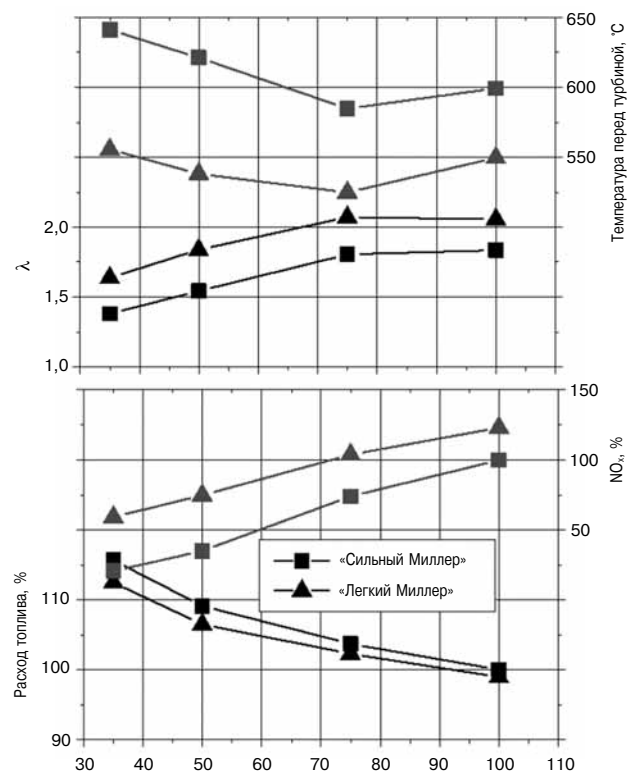


Рис. 21. Расчетные показатели двигателя V12M

для двигателя V12M «легкий цикл Миллера» является оптимальным.

В дальнейшем были проведены эксперименты на одноцилиндровом отсеке, показавшие, что целевые показатели по NO<sub>x</sub>, коэффициенту избытка воздуха и температуре могут быть достигнуты путем применения «легкого цикла Миллера» для всех трех вариантов двигателя. Это позволило использовать для всех указанных вариантов одну и ту же конфигурацию деталей и узлов, непосредственно участвующих в рабочем процессе. Настройки турбокомпрессора также проверялись путем моделирования с использованием одномерной модели газообмена. Для варианта V12R сопловой аппарат турбины был перенастроен на больший массовый расход газов с тем, чтобы обеспечить достаточный запас для турбины по защите от разноса. Настройки турбокомпрессора для вариантов V16R и V12M не менялись.

#### Выбор поставщиков.

##### Комплектация и сборка двигателя

Первыми были заказаны покупные изделия для опытных образцов V12R, V16R и V12M. Основными факторами при выборе поставщиков комплектующих являются стоимость изделий, их качество и сроки доставки. В качестве поставщиков комплектующих для опытных образцов выбирались только производители с безупречной репутацией, имеющие большой технический опыт в данной области. При необходимости для сокращения времени доставки выбирались местные поставщики. Все они входят в базу данных FEV и имеют большой опыт в качестве поставщиков узлов и деталей для опытных образцов двигателей всех типов. Таким образом, поставщики узлов и деталей для опытных образцов двигателей могут быть разделены на две группы: фирмы из Германии, специализирующиеся на поставках комплектующих для опытных образцов; и поставщики серийной продукции из России, стран Азии и ЕС (рис. 22).

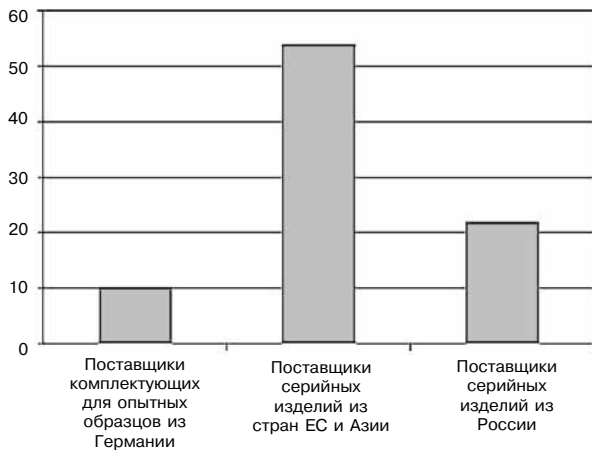


Рис. 22. Обзор поставщиков



Рис. 23. Двигатель V16R

На рис. 23 показан общий вид опытного образца двигателя V16R, представленного на выставке INNOPROM-2015 в Екатеринбурге.

#### Испытания двигателя

Для доводки рабочего процесса и проверки основных компонентов на прочность фирмой FEV был изготовлен одноцилиндровый отсек (single cylinder engine — SCE) создаваемого двигателя. После доводки рабочего процесса на одноцилиндровом отсеке SCE ее результаты были использованы при создании многоцилиндрового двигателя (MCE), использованного для дальнейшей отработки изделия.

#### Испытания одноцилиндрового отсека

Данные испытания проводились для уточнения параметров рабочего процесса перед началом изготовления первых полноразмерных машин. Для этого был создан отсек SCE с конструктивными параметрами семейства ДМ-185. Отсек был



Рис. 24. Опытный одноцилиндровый отсек на стенде УДМЗ

Таблица 3

**Предельно допустимые выбросы NO<sub>x</sub> и РМ для разных применений двигателя**

	Варианты двигателя (применение)		
	V12R тепловозный	V16R тепловозный	V12M судовой
Цилиндровая мощность	125 кВт при 1500 об/мин	234 кВт при 1800 об/мин	201 кВт при 1900 об/мин
Выбросы NO <sub>x</sub> в соответствующем испытательном цикле	< 6,0 г/кВт·ч (EC Stage III A)	< 7,4 г/кВт·ч (EC Stage III A)	< 7,75 г/кВт·ч (ИМО II)
Выбросы РМ в соответствующем испытательном цикле	< 0,2 г/кВт·ч	< 0,2 г/кВт·ч	(невидимый дым)

установлен на новом испытательном стенде УДМЗ, поставленном фирмой FEV. Испытательное оборудование включало системы топливоподачи и кондиционирования, систему управления испытательным стендом и систему измерения вредных выбросов (рис. 24).

На основании результатов 3D-моделирования гидродинамики были разработаны три варианта кулачкового вала и несколько вариантов сопел распылителей, которые были заказаны и получены от поставщиков. По результатам моделирования и испытаний для каждого варианта двигателя подбиралась оптимальная конфигурация распылителя. К числу варьируемых параметров относились: количество сопловых отверстий, угол распыла и расход среды с отклонениями на один шаг в каждом направлении по отношению к базовой конфигурации. Все варианты форсунки были протестированы, при этом замерялись уровни вредных выбросов (главным образом, РМ и NO<sub>x</sub>) и расход топлива. Целевые показатели выбросов твердых частиц (РМ) и NO<sub>x</sub> приведены в табл. 3.

**Форсунка**

Пример оценки производительности форсунки показан на рис. 25. Сравнялись пять вариантов форсунки для двигателя V12R при номинальной мощности с расходом (HFR) от 2200 до 3800 см<sup>3</sup>/30 с.

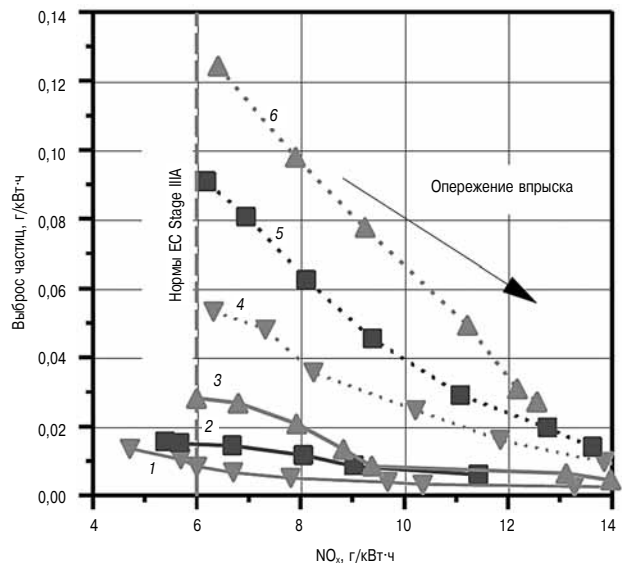
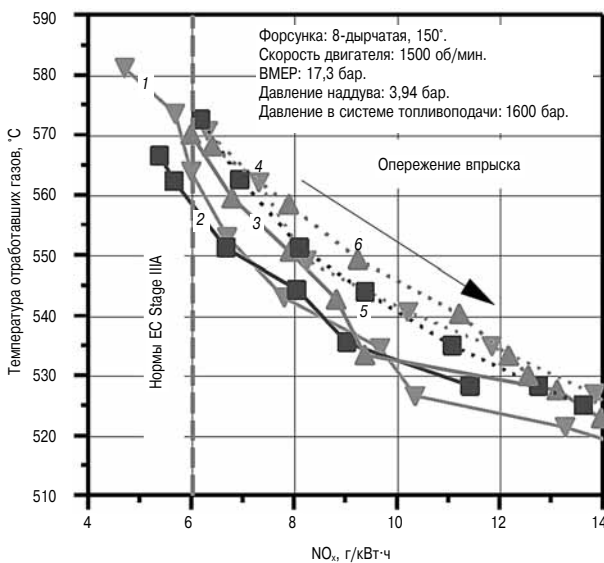
Варьировался угол начала впрыска (beginning of injection — BOI) при 1500 об/мин, IMEP=19,0 бар. При этом давление в системе топливоподачи (1600 бар) и давление наддува (3,9 бар) поддерживались постоянными. Наилучшие результаты показала форсунка с минимальным расходом (2200 см<sup>3</sup>/30 с). Она позволила уложиться

в нормы EC Stage IIIA по NO<sub>x</sub> при минимальных выбросах РМ и удовлетворительном расходе топлива. Форсунки с более высокими значениями расхода топлива оказались хуже с точки зрения баланса между выбросами NO<sub>x</sub> и РМ из-за менее благоприятных условий смесеобразования. Две форсунки с расходами соответственно 2600 и 2900 см<sup>3</sup>/30 с показали приемлемый уровень выбросов РМ, при этом выбросы NO<sub>x</sub> не превышали 6 г/кВт·ч, а расход топлива оставался достаточно низким. Принимая во внимание результаты испытаний SCE с другими версиями двигателя, форсунка с расходом 2900 см<sup>3</sup>/30 с была признана оптимальным вариантом.

**Углы газораспределения (кулачковый вал)**

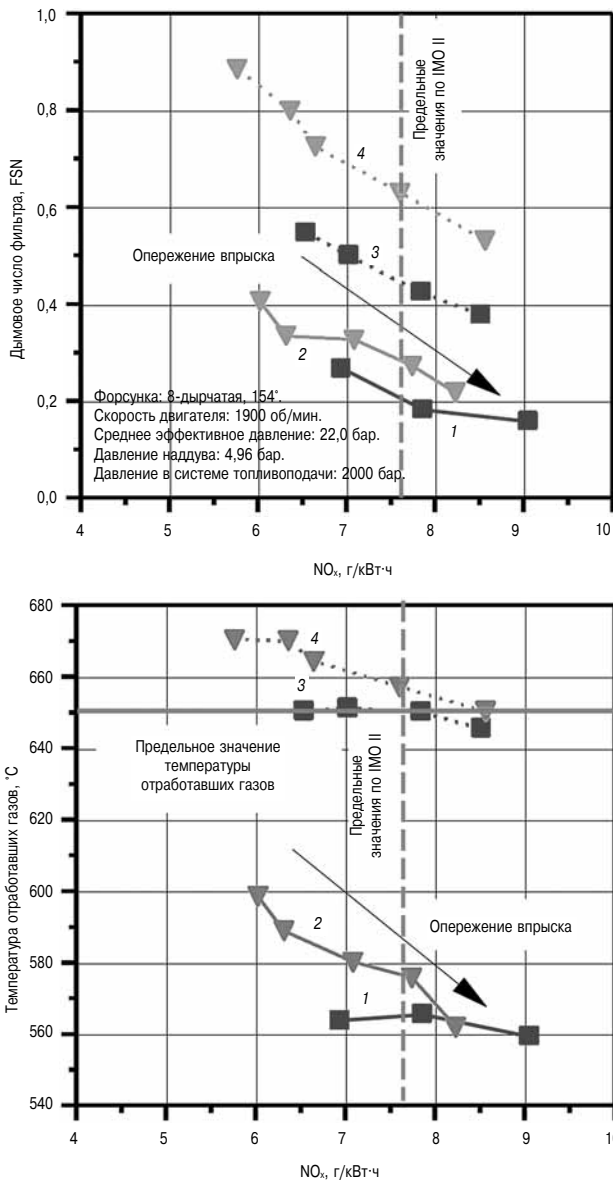
На рис. 26 показаны результаты сравнения показателей двигателя V12M при работе по «среднему» и «легкому» вариантам цикла Миллера (1900 об/мин / IMEP=24,1 бар).

Как видим, при конфигурации кулачкового вала, соответствующего «среднему циклу Миллера», температура отработавших газов достигает



**Рис. 25. Оценка параметров форсунки V12R на номинальной мощности:**

- 1 — HFR 2200 см<sup>3</sup>/30 с; 2 — HFR 2600 см<sup>3</sup>/30 с; 3 — HFR 2900 см<sup>3</sup>/30 с;
- 4 — HFR 3200 см<sup>3</sup>/30 с; 5 — HFR 3500 см<sup>3</sup>/30 с; 6 — HFR 3800 см<sup>3</sup>/30 с;



**Рис. 26. Оценка кулачкового вала, двигатель V12M при номинальной мощности:**

1 — кулачковый вал для «легкого цикла Миллера», давление в системе common rail 2000 бар; 2 — кулачковый вал для «легкого цикла Миллера», давление в системе common rail 1800 бар; 3 — кулачковый вал для «умеренного цикла Миллера», давление в системе common rail 2000 бар; 4 — кулачковый вал для «умеренного цикла Миллера», давление в системе common rail 1800 бар

предельно допустимого значения (650 °С). При работе по «легкому циклу Миллера» массовый расход воздуха при постоянном давлении наддува растет по мере увеличения подъема клапана и угла перекрытия, что способствует росту коэффициента избытка воздуха и значительному снижению температуры ОГ. При этом рост коэффициента избытка воздуха позволяет снизить температуру отработавших газов на 70–80 °С. Кроме того, уменьшаются выбросы РМ. Сопутствующий рост выбросов NO<sub>x</sub> может быть компен-

сирован более поздним началом впрыска или регулированием давления в системе common rail.

Систематические испытания на отсеке позволили выявить оптимальную конфигурацию, общую для всех трех вариантов двигателя, которая обеспечивает одновременное достижение целевых показателей по всем видам выбросов и расходу топлива. Параметры оптимальной конфигурации — «легкий цикл Миллера» с расходом через форсунку HFR = 2900 см<sup>3</sup>/30 с. Использование общей конфигурации для всех вариантов двигателя является разумным компромиссом, позволяющим снизить производственные расходы, тогда как индивидуальная оптимизация по каждому двигателю оказывается менее эффективной.

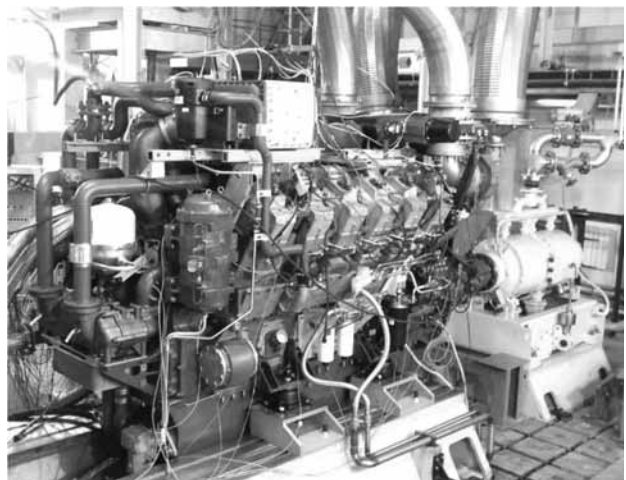
#### Испытания многоцилиндрового двигателя

Первым на новый стенд УДМЗ для термодинамических испытаний был поставлен двигатель V12R (рис. 27). В разных точках двигателя было установлено большое количество датчиков температуры и давления, в том числе датчики давления газов во всех двенадцати цилиндрах.

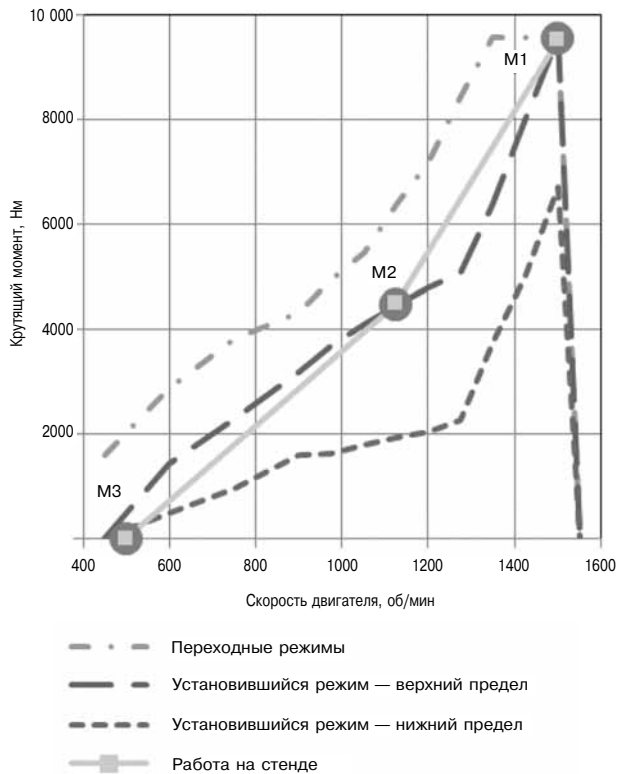
На рис. 28 показаны скоростные характеристики для различных вариантов нагружения тепловозного двигателя в установившихся режимах, а также ограничительные кривые для переходных режимов. Определены три характерных режима (M1, M3) для испытательного цикла F по ИСО 8178/4 и соответствующим условиям измерения вредных выбросов. Первые результаты испытаний двигателя V12R свидетельствуют о том, что намеченные целевые показатели достигнуты.

#### Следующие шаги (планируемые)

Три первых варианта двигателя (V12R, V16R и V12M) будут подвергнуты тщательным и всесторонним испытаниям для подтверждения того, что достигнуты заданные целевые показатели по функциональности и надежности семейства двигателей ДМ-185, а также по вредным выбросам



**Рис. 27. Двигатель V12R на стенде для термодинамических испытаний**



**Рис. 28. Скоростные характеристики двигателя V12R при полной нагрузке**

и расходу топлива. В частности, будут проведены следующие натурные испытания:

Испытания на отсеке:

- Измерения температур (головок цилиндров, клапанов, поршней).
- Испытания поршней на истирание.
- Испытания для оптимизации зазора между поршнем и втулкой.

Испытания на многоцилиндровом двигателе:

- Функциональные испытания демпфера крутильных колебаний.
- Функциональные испытания системы охлаждения.
- Функциональные испытания системы смазки.
- Испытания системы смазки на аэрацию масла.
- Измерения температуры в подшипниках.
- Снятие вибрационных характеристик двигателя в целом.
- Испытания на малой скорости холостого хода.
- Измерения расхода масла.

- Испытания системы вентиляции картера.
- Динамические испытания зубчатой передачи (гитары шестерен.)
- Динамические испытания привода клапанов.
- Ресурсные испытания.

**Заключение**

В 2013 г. между Уральским дизель-моторным заводом и FEV GmbH был подписан контракт на создание семейства современных двигателей для тепловозов, судов, карьерных самосвалов и дизель-генераторов. Всего в семейство ДМ-185 входят шестнадцать типов двигателей мощностью от 1500 до 3800 кВт с возможностью дальнейшей форсировки до 6000 кВт. Число цилиндров в двигателях — от шести до двадцати. Характерными чертами новой машины являются высокая цилиндровая мощность (до 234 кВт), низкий удельный расход топлива, а также низкие значения вредных выбросов (EU IIIA / IMO2), достигнутые без применения рециркуляции отработавших газов и газоочистки.

Семейство ДМ-185 изначально создавалось на единой платформе, что позволило существенно снизить себестоимость двигателей благодаря максимальной унификации.

Все принципиальные конструктивные решения были приняты по результатам моделирования рабочего процесса, проверены и оптимизированы на одноцилиндровом отсеке, что позволило достичь целевых показателей по удельной мощности, расходу топлива и вредным выбросам.

На FEV и УДМЗ были укомплектованы и построены три двигателя (тепловозный V12, тепловозный V16 и главный судовой V12), после чего начались испытания многоцилиндровых двигателей МСЕ на специально созданных для этого стендах УДМЗ. Первые результаты испытаний тепловозного дизеля V12 на стенде УДМЗ (Екатеринбург) подтвердили достижение целевых показателей для полной нагрузки. После окончательного подтверждения намеченных целевых показателей по вредным выбросам и расходу топлива все варианты двигателей будут поставлены на интенсивные механические и ресурсные испытания перед запуском в серийное производство, намеченным на конец 2016 г.

**Литература**

1. KENDLBACHER C. et al. The 2200 bar Modular Common Rail Injection System for Large Engines Diesel & HFO Engines. CIMAC Conference 2013.



УДК 621.43

**Стратегия развития поршневого двигателестроения России на период до 2020 года (продолжение) // Двигателестроение. — 2016. — № 3. — С. 3–15.**

**Ключевые слова:** поршневые ДВС, импортозамещение, развитие специализированных производств, компоненты литейного производства, топливная аппаратура, агрегаты наддува, детали цилиндра-поршневой группы, оборудование для снижения вредных выбросов.

Выполнен анализ текущего состояния и перспектив развития специализированных производств компонентов для поршневых ДВС в Российской Федерации. Показано, что для реализации программы импортозамещения необходима модернизация литейного производства, организация производства топливных систем с электронным управлением, эффективных агрегатов наддува со степенью повышения давления 5–6 в одной ступени, деталей ЦПГ, материалов и оборудования для снижения вредных выбросов. Определены потребности поршневого двигателестроения в производстве компонентов. Табл. 8. Ил. 2.

УДК 621.436

**Гаврилов В.В. Принципы организации и показатели качества смесеобразования и сгорания в судовом дизеле // Двигателестроение. — 2016. — № 3. — С. 16–22.**

**Ключевые слова:** смесеобразование в дизеле, критерии качества смесеобразования, система критериев качества, параметры топливной системы, конструкция камер сгорания.

Показана ключевая роль смесеобразования в комплексе внутрцилиндровых процессов дизеля, включая процесс горения топлива. Выполнен анализ известных критериев оценки качества смесеобразования, показана их разрозненность и частный характер. Предложена иерархическая система критериев качества смесеобразования, в которой ключевым критерием является удельный индикаторный расход топлива. С использованием предложенной системы критериев выполнена постановка задачи, решение которой позволяет оптимизировать сочетание параметров топливной аппаратуры и формы камеры сгорания. Библ. 12.

УДК 621.436

**Новиков Л.А. Корчинский В.С. Оценка дополнительных затрат судовладельцев при использовании SCR-технологии на судах // Двигателестроение. — 2016. — № 3. — С. 23–31.**

**Ключевые слова:** судовые дизели, вредные выбросы, окислы азота, зоны контроля выбросов, каталитическое восстановление, эксплуатационные затраты судовладельцев.

Выполнен анализ причин повышения эксплуатационных затрат судовладельцев при использовании SCR-технологии на судах, которая рассматривается как основное техническое решение для снижения выбросов NO<sub>x</sub> до уровня требований стандарта IMO Tier 3. Показано, что применение SCR-технологии в судовых условиях связано с возникновением технологических и эксплуатационных рисков, последствия которых почти в два раза повышают эксплуатационные затраты судовладельцев при работе судов в зонах контроля выбросов. Табл. 8. Ил. 2. Библ. 10.

УДК 621.436

**Развитие модельного ряда двигателей ПАО «Звезда» и ООО УДМЗ (материалы конгресса CIMAC 2016)**

// Двигателестроение. — 2016. — № 3. — С. 32–55.

**Ключевые слова:** семейство двигателей «Пульсар-150» производства ПАО «Звезда», семейство двигателей ДМ-185 производства ООО УДМЗ, типоразмеры и мощностные ряды, особенности конструкции, системы управления и самодиагностики, рабочие параметры, вредные выбросы с отработавшими газами, результаты испытаний опытных образцов.

В материалах 28-го Конгресса СИМАК, проходившем в июне 2016 г. в Хельсинки, российские заводы ПАО «Звезда» (Санкт-Петербург) и ООО УДМЗ (Екатеринбург) представили доклады с результатами разработки опытных образцов многоцелевых двигателей нового поколения. Двигатели предназначены для применения в стационарной энергетике, судостроении, на железнодорожном и технологическом транспорте (тепловозы, большегрузные самосвалы). Работа выполнена в рамках Федеральной целевой программы «Национальная технологическая база», подпрограмма «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 гг. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения». Приведены описания особенностей конструкции, систем и агрегатов, значений рабочих параметров и вредных выбросов, полученных при проведении испытаний головных опытных образцов двигателей семейства «Пульсар-150» (ПАО «Звезда») и семейства ДМ-185 (ООО УДМЗ). Табл. 5. Ил. 52. Библ. 1.

УДК 621.43

**Road Map for the Development of Reciprocating Engines in Russia up to Year 2020 (continued) // Dvigatlestroyeniye. — 2016. — № 3. — P. 3–15.**

**Keywords:** Reciprocating engines, import replacement, development of dedicated industrial facilities for engine component production, foundry components, fuel injection systems, turbochargers, combustion system components, emission-abatement equipment.

The article presents review of dedicated industrial facilities for engine component production in Russian Federation, its current state and perspective. It is shown that modernization of existing foundry facilities, launching of new facilities for manufacturing electronically-controlled fuel injection systems, efficient turbochargers capable to provide  $\pi_k = 5–6$  per stage, combustion system components, new materials and emission-abatement equipment, are key prerequisites for import replacement program implementation. Furthermore, demand for particular engine components is evaluated.

2 ill., 8 tables.

УДК 621.436

**Gavrilov V.V. Air-Fuel Mixing in Marine Diesel Engine: Concept and Quality Metrics // Dvigatlestroyeniye. — 2016. — № 3. — P. 16–22.**

**Keywords:** air-fuel mixing in diesel engine, quality metrics, fuel injection system parameters, combustion chamber geometry.

Air-fuel mixing is shown as a key factor of combustion process. Known combustion quality criteria are shown as largely inadequate because of their insufficient generality and fragmentation. The author offers a hierarchical system of combustion quality criteria, wherein ISFC is considered as the key criterion. Based on the offered quality criteria system an optimization problem is stated, whose solution would allow selection of optimum parameters of fuel injection components and combustion chamber. 12 ref.

УДК 621.436

**Novikov L.A. and Korhinsky V.S. Evaluation of Shipowner's Additional Expenses Involved in SCR Technology Implementation // Dvigatlestroyeniye. — 2016. — № 3. — P. 23–31.**

**Keywords:** marine diesel engines, emissions, nitrogen oxides, emission control areas, catalytic reduction, operating costs.

The article discusses causes of operating costs grow related to use of SCR, commonly considered to be the first choice technology for reducing NO<sub>x</sub> emission to IMO Tier 3 requirements. Said technology in marine environment is shown as fraught with technical and operational risks, which might results in operating costs in ECA zones being twice as high as without SCR. 8 tables, 2 ill., 10 ref.

УДК 621.436

**Development of New ZVEZDA and UDMZ Engine Families (based on CIMAC 2016 papers) // Dvigatlestroyeniye. — 2016. — № 3. — P. 32–55.**

**Keywords:** ZVEZDA's diesel engine family «PULSAR-M150», UDMZ's DM-185 diesel engine family, engine size and power ranges, design features, control & self-test systems, performance targets, emission targets, operating parameters, prototype engine tests.

The agenda of 28th CIMAC Congress held on June 6–10, 2016 in Helsinki included two papers presented by Russian engine builders PAO ZVEZDA, Saint-Petersburg, and UDMZ, Yekaterinburg, disclosing the results of the development of respective new-generation multi-purpose diesel engine families. Scope of new engines' applications covers power generation, marine propulsion, railway transport (locomotives) and off-road machinery (mine dump trucks etc.). Both engine families have been developed in the framework of federal special-purpose program, under which the government of the Russian Federation approved the subprogram «Development and production organization of a new diesel engine families and their components within 2011–2015». The papers presented at 28th CIMAC Congress cover engine design features, auxiliary systems and units, performance and emission targets, as well as the results of testing ZVEZDA's PULSAR-150 and UDMZ's DM-185 prototypes. 5 tables, 52 ill., 1 ref.