

## РАЗВИТИЕ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Материал подготовил к.т.н. Г.В. Мельник

Мы продолжаем публиковать доклады, прочитанные на Конгрессе CIMAC-2007.

Данный обзор посвящен развитию газовых двигателей. Актуальность этой темы определяется изменением структуры потребления энергоносителей в сторону газового топлива — природного газа, попутного газа, биогаза и т. п.

Характерно, что основная часть докладов на эту тему поступила из Японии — страны, где вопросы обеспечения энергоресурсами стоят особенно остро.

Известно, что газовые двигатели, работающие на бедной смеси, обладают значительно лучшими экологическими показателями по сравнению с дизелями, однако по КПД и агрегатной мощности они, как правило, дизелям уступают. Есть и другие проблемы, специфические для газовых двигателей — это, в первую очередь, неравномерность сгорания по циклам и опасность детонации.

В докладах раскрываются основные пути решения этих проблем в ходе разработки газовых двигателей на базе серийных дизелей средней и большой мощности. Показана возможность создания таких двигателей, не уступающих своим дизельным прототипам по основным технико-экономическим показателям.

### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ МЕТОДОВ

*Mr. Shunsaku Nakai, Mr. Satoshi Morimoto,  
Mr. Hiroshi Yamawaki,  
The Japan Gas Association, Japan  
Mr. Ryouji Nakano, Mitsubishi Heavy Industries,  
Ltd., Japan*

С июля 2005 г. JGA (Газовая Ассоциация Японии) и Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (МНИ) ведут совместную работу над проектом создания комбинированного газового двигателя со сверхвысоким КПД и системой когенерации на базе газовых двигателей мощностью до 8 МВт.

Новые решения были проверены на опытном одноцилиндровом отсеке и 18-цилиндровом двигателе Mitsubishi Heavy Industries типа MACH-30G, который представляет собой газодизель с форкамерно-факельным зажиганием, работающий на сильно обедненной смеси. В конструкции двигателя реализована новая концепция МНИ управления процессами смесеобразования и сгорания.

При разработке данной концепции были использованы следующие расчетно-экспериментальные методы исследования: гидродинамическое

моделирование (computational fluid dynamics — CFD); определение мгновенных значений содержания газа в цилиндре пламенно-ионизационным детектором (first-response flame ionized detection — FFID) и томографии (tomography — ТОМО), выполняемой с помощью аппаратуры фирмы AVL.

В докладе описаны методика и результаты экспериментального исследования рабочего процесса газодизеля MACH-30G с использованием методов CFD, FFID и ТОМО. Эти результаты были использованы для разработки опытного образца 18-цилиндрового газового двигателя мощностью 8 МВт, обеспечивающего в системе когенерации КПД по выработке электроэнергии не менее 50%.

#### Введение

Стимулом к созданию газовых двигателей большой мощности для производства электроэнергии стала наметившаяся тенденция к ужесточению экологических нормативов и требований к допустимым выбросам CO<sub>2</sub>. Спрос на газовые двигатели для использования в промышленных установках, в том числе в установках когенерации, растет, поскольку по КПД они превосходят газовые турбины. Поэтому ведущие двигателестроительные фирмы приступили к разработке и выпуску крупных газовых двигателей, равных по мощности своим дизельным прототипам. Однако по КПД такие двигатели до сих пор уступали дизелям.

Для обеспечения высокого КПД, большой агрегатной мощности и приемлемого уровня вредных выбросов необходимо было разработать методы эффективного сжигания сверхобедненной рабочей смеси. В этой связи все большее внимание разработчиков привлекает газодизель, использующий для зажигания основного топлива форкамеру и небольшое количество запального дизельного топлива. Два варианта зажигания газовой бедной смеси схематически изображены на рис. 1.

Энергия воспламенения смеси в газодизеле намного выше, чем при традиционном искровом зажигании, что позволяет использовать сверхобедненные рабочие смеси для повышения КПД и агрегатной мощности двигателя.

В 2005 г. JGA (Газовая Ассоциация Японии) и Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. приступили к совместной работе над проектом «Создание комбинированного газового двигателя со сверхвысоким КПД». Цель проекта — разработка методов обеспечения высокого КПД газодизель-

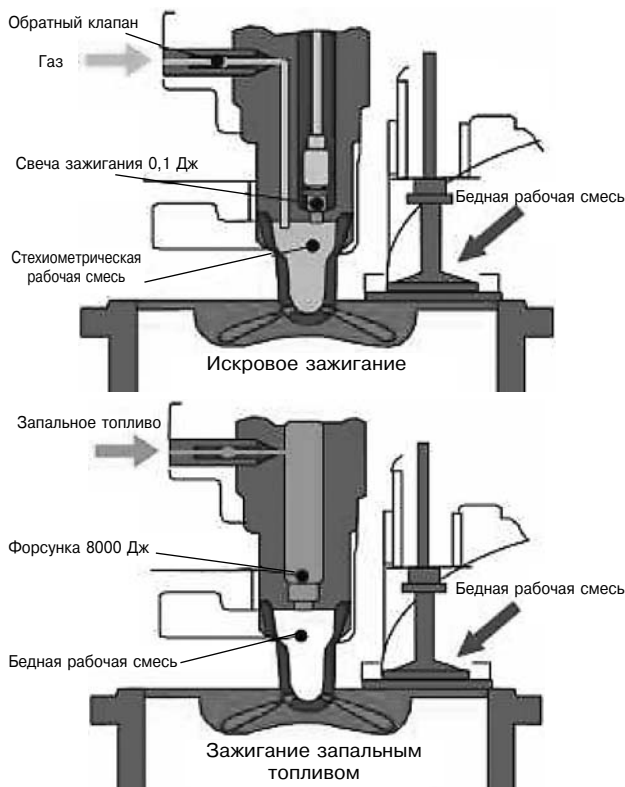


Рис. 1. Схемы искрового и факельного зажигания в форкамерном газовом двигателе

Таблица 1

Целевые показатели проекта

	Электрическая мощность	≈ 8 МВт
Система когенерации с газовым двигателем	КПД по электричеству	≥ 48% (НТС)
	Общий КПД	≥ 80% (НТС)
	Концентрация NO <sub>x</sub>	≤ 320 ppm (при O <sub>2</sub> = 0 %)
Комбинированная система когенерации с газовым двигателем	КПД по электричеству	≥ 50% (НТС)

ного цикла в системе когенерации и альтернативных комбинированных систем с подобными двигателями мощностью до 8 МВт. В данном проекте в качестве комбинированных систем исследовались система впрыска воды в камеру сгорания при сверхкритическом давлении, а также гибридный турбокомпрессор. Цели проекта перечислены в табл. 1. В качестве базового был выбран газодизель МНН типа МАСН-30G. В настоящее время более 110 таких двигателей работают в установках когенерации по всему миру.

Повышение КПД за счет рационального распределения рабочей смеси по объему камеры сгорания

Двигателестроители всего мира пытаются решить проблему совмещения высокого КПД с низкими выбросами NO<sub>x</sub>. Одним из самых пер-

спективных путей достижения этой цели считается применение форкамерных газовых двигателей, работающих на бедной смеси. Повышение КПД форкамерного двигателя достигается с помощью таких мероприятий, как увеличение давления наддува и степени сжатия, однако при этом возрастает скорость повышения давления в главной камере сгорания, что может вызвать детонацию. Выброс NO<sub>x</sub> при этом также возрастает.

Процесс сгорания в подобной системе чрезвычайно сложен, и ряд его аспектов до сих пор не изучен. Пока не ясно, как лучше организовать процесс сгорания с точки зрения предотвращения детонации. Опасность детонации вообще свойственна форкамерным газовым двигателям и ее предотвращение за счет контроля скорости повышения давления в главной камере сгорания является ключевым моментом в деле дальнейшего повышения КПД и снижения выбросов.

В качестве метода такого контроля принято управление распределением состава рабочей смеси по объему главной камеры. Примеры возможной организации такого управления приведены на рис. 2. В варианте «А» (богатая смесь в центре) предполагалось, что относительное обеднение смеси на периферии камеры сгорания будет способствовать предотвращению детонации остаточного газа. В варианте «В» (бедная смесь в центре) предполагалось предотвратить преждевременное начало сгорания под действием факелов из форкамеры, и в то же время способствовать позднему сгоранию за счет распространения пламени. В варианте «С» (однородная или гомогенная смесь) плотность газозвушной смеси по всему объему одинакова, что, по идее, может предотвратить детонацию, вызываемую цикловой неравномерностью.

Рассматривались три возможных метода контроля объемного распределения плотности газозвушной смеси. Схематично они изображены на рис. 3.

➤ *Подача газа на вход.* Газ подается через выпускные патрубки, расход через которые является регулирующим воздействием.

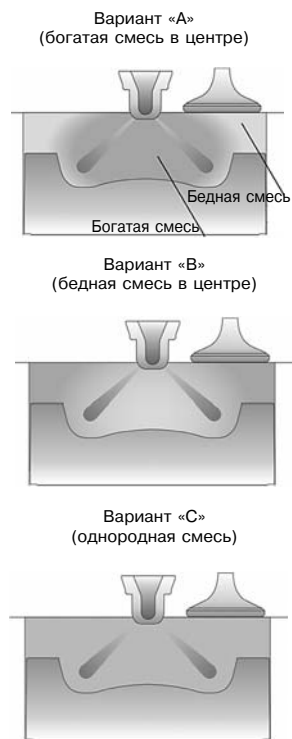
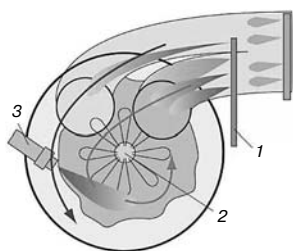


Рис. 2. Варианты распределения смеси по объему КС с целью снижения вероятности детонации



**Рис. 3. Возможные методы контроля объемного распределения плотности газозвдушной смеси (схема):**

1 — подача топлива на вход; 2 — подача топлива в форкамеру; 3 — подача газа под высоким давлением

➤ *Подача газа в форкамеру.* Регулирующим воздействием является расход газа, поступающего из форкамеры. В данном случае для управления распределением смеси используется подача части топлива в форкамеру.

➤ *Система впрыска газа под высоким давлением.* Для управления распределением смеси используется подача части топлива в главную камеру сгорания под высоким давлением через форсунку.

Кроме того, все три упомянутых выше метода могут быть дополнены системой EGR (рециркуляции отработавших газов), которая снижает температуру сгорания и тем самым отодвигает границу детонации.

Эффективность указанных способов контроля детонации проверялась на опытном отсеке с теми же значениями диаметра цилиндра (300 мм) и среднего эффективного давления (2,13 МПа), что и у базового дизеля.

Во-первых, с помощью гидродинамического моделирования (CFD) рассчитывались величины расходов и анализировался процесс смешивания, чтобы получить представление о том, как должно выглядеть желаемое распределение газозвдушной смеси. Затем, чтобы можно было количественно оценить условия распределения смеси, полученные с помощью CFD (послойный заряд или гомогенная смесь), плотность смеси до воспламенения измерялась в 19 точках камеры сгорания с помощью FFID. Измерения выполнялись для оценки действительного распределения плотности смеси в камере сгорания и проверки результатов гидродинамического моделирования. И наконец, с помощью ТОМО анализировались характеристики процессов сгорания и детонации, и выяснялось, как они соотносятся друг с другом.

И наконец, с помощью ТОМО анализировались характеристики процессов сгорания и детонации, и выяснялось, как они соотносятся друг с другом.

**Технические характеристики опытного отсека**

Эксперименты велись на опытном отсеке научно-исследовательского центра Mitsubishi в г. Нагасаки. Технические характеристики опытного отсека приведены в табл. 2, общий вид стенда показан на рис. 4.

Двигатель работал на природном газе типа 13А по японской классификации, с низшей теплотворной способностью 40,8 МДж/нм<sup>3</sup>; состав газа: 92 % CH<sub>4</sub>, 0,2 % C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, 6,2 % C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, 1,6 % C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>. Подача газа через впускное окно

**Технические характеристики опытного отсека**

Тип двигателя	Одноцилиндровый, 4-тактный, с водяным охлаждением
Рабочий процесс	Форкамерный, на природном газе
Принцип зажигания	Зажигание запальным топливом (газодизель)
Размерность D/S	300/420 мм
Рабочий объем	29,673 см <sup>3</sup>
Частота вращения	679 об/мин
Мощность	285 кВт
Среднее эффективное давление	2,13 МПа
КПД турбокомпрессора	65 %



**Рис. 4. Опытный отсек**

осуществлялась порциями (по циклам), для его дозирования использовался впускной клапан. Для моделирования КПД турбокомпрессора на постоянном уровне, равном 65 %, на выпуске была установлена регулируемая заслонка, управляемая противодавлением.

**Гидродинамический расчет**

**Управление распределением плотности смеси при помощи завихрений**

Наиболее удобным, с точки зрения конструкции, способом управления распределением плотности (состава) газозвдушной смеси является использование завихрений во впускных патрубках. Гидродинамический расчет проводился для того, чтобы лучше понять физику процессов и выбрать метод топливоподачи, оптимальный с точки зрения обеспечения требуемого распределения газозвдушной смеси в объеме камеры сгорания.

Моделирование выполнялось с использованием трехмерного кода Fire v8.3, разработанного фирмой AVL. В расчетах в качестве модели турбулентности использовалась стандартная модель k-ε, а при моделировании теплопередачи использовалась стандартная модель стенки. На рис. 5

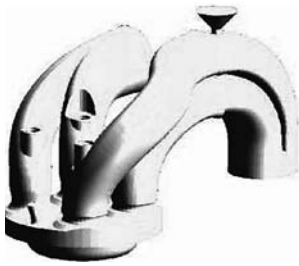


Рис. 5. Пример модели для гидродинамического расчета

показан пример моделируемой системы, состоящей из впускных и выпускных патрубков, а также камеры сгорания, в которой максимальное число ячеек достигает примерно 1,15 млн. Моделируется период времени с момента начала открытия впускных клапанов до достижения ВМТ. Граничные условия для окон впуска и выпуска определялись по временным графикам изменения давления на впуске и выпуске, полученным с помощью одномерного моделирования цикла.

В общем случае во впускных окнах, создающих сильные завихрения, имеет место существенная потеря давления, что нежелательно с точки зрения КПД. В то же время завихрения нужны для обеспечения нужного распределения газовой смеси в цилиндре. Были проведены расчеты с целью найти выход из этого противоречия, т. е. найти такую форму впускных патрубков, которая бы создавала небольшие завихрения, не приводящие к значительной потере давления, но достаточные для того, чтобы повлиять на распределение плотности смеси. Форма окон была выбрана таким образом, чтобы придать вращение протекающей через окна среде, при этом завихрения были тем сильнее, чем меньше высота окна и чем больше его ширина.

На рис. 6 показаны результаты расчетов скорости потока для разных вариантов патрубков.

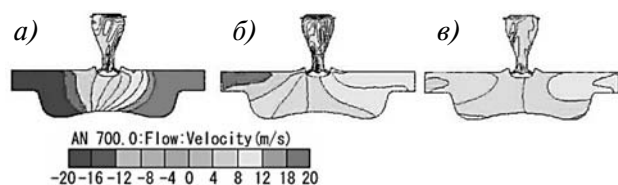


Рис. 6. Распределение скорости потока для трех вариантов окон:

*а* — сильное завихрение; *б* — среднее завихрение; *в* — слабое завихрение

Как видим, завихрение потока имеет место во всех трех случаях, при этом ось вращения остается прямой и сохраняет свое положение, а картина распределения скоростей является практически симметричной. По результатам моделирования был сделан вывод о том, что даже самое слабое завихрение (вариант окна *в*) является достаточным для достижения поставленной цели.

#### Управление распределением плотности смеси с помощью газовой трубки

Трубка подвода основного топлива (газовая трубка), вставлялась во впускные патрубки и

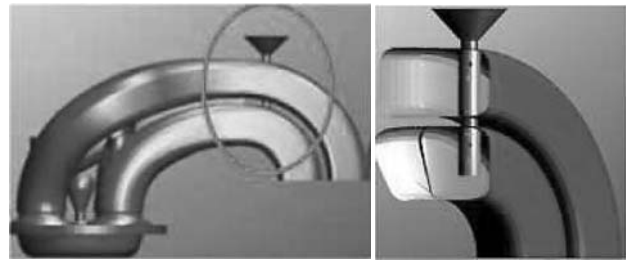


Рис. 7. Пример установки топливоподводящей трубки («газовой трубки») во впускных патрубках

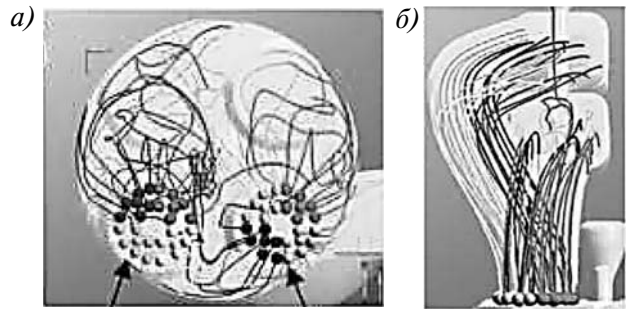


Рис. 8. Пример расчета траекторий линий тока, достигающих определенных точек впускного клапана: *а* — в цилиндре; *б* — во впускных патрубках

была сконструирована таким образом, чтобы можно было оценить ее влияние на распределение плотности газовой смеси в цилиндре. Как видно из рис. 7, газ поступает в цилиндр через перфорированную трубку, проходящую вертикально сквозь оба впускных патрубка.

Чтобы газовая трубка могла быть использована для управления распределением заряда, был выполнен анализ течения газа в патрубках с тем, чтобы выяснить, куда направляются струи газа, достигающие определенных точек впускных клапанов. В данном случае каждый клапан был разделен на 4 сегмента, и для каждого из них были исследованы линии тока. Пример результатов одного из таких расчетов показан на рис. 8.

Данный метод позволил подобрать конфигурации газовой трубки, обеспечивающие каждый из трех упомянутых выше видов распределения газовой смеси, а именно — «богатая смесь в центре», «бедная смесь в центре» и однородная смесь. Результаты расчетов подтверждают возможность обеспечения произвольно заданного распределения смеси по цилиндру, в том числе упомянутых выше трех видов.

Таким образом, с помощью CFD была исследована возможность использования завихрений потока, создаваемых во впускных патрубках, и газовой трубки для управления распределением плотности газовой смеси в цилиндре. Оказалось, что с помощью этих мероприятий можно добиться желаемого распределения плотности газовой смеси в цилиндре.

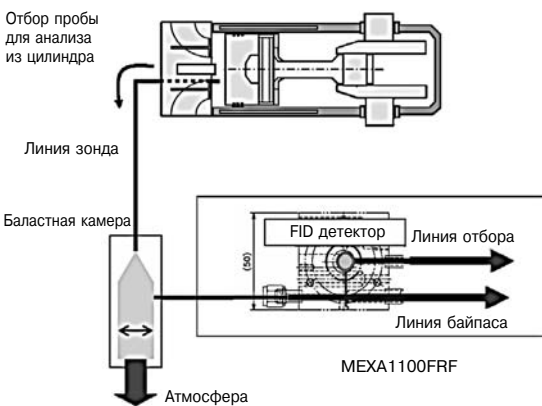
**Безынерционное измерение плотности заряда в цилиндре**

Метод FFID (определение мгновенных значений плотности газа методом ионизации пламени) использовался для определения концентрации суммы углеводородов в камере сгорания перед началом горения, и для проверки распределения газовой смеси с различными системами подачи газа. Ниже описана усовершенствованная система измерения методом FFID, использованная для измерений в условиях высокого давления и метод оценки результатов измерений, выполненных с помощью данной системы.

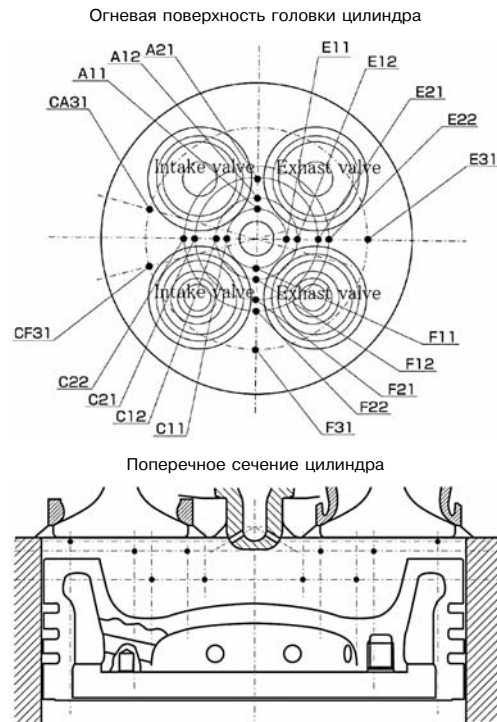
Для повышения чувствительности метода FFID емкость системы пробоотбора снижают до минимума, а концентрацию углеводородов измеряют с помощью пламенно-ионизационного детектора.

В экспериментах была использована система FFID MEXA1100RF фирмы Horiba Ltd. Время реакции системы на изменение наблюдаемой величины от 10 до 90 % составило порядка 2 мс, а диапазон измерений — от 0 до 100 000 ppmC. Схема пробоотбора показана на рис. 9. С помощью пробоотборника газ забирается из цилиндра, его давление снижается, затем газ проходит через балластную камеру, через секцию системы пробоотбора, связанную с атмосферой, и из зонда поступает на анализатор. При этом в детектор попадает количество газа, необходимое для анализа, а остальной газ уходит через байпас. Такая организация пробоотбора повышает быстродействие и стабильность анализатора.

В балластной камере взаимное расположение зондов, идущих от цилиндра двигателя и анализатора, таково, что отбор газа для анализа происходит под углом 90°. Формы балластной камеры и зондов выбраны таким образом, чтобы была обеспечена возможность количественного измерения состава газовой смеси непосредственно перед ее воспламенением при давлении



**Рис. 9. Система отбора проб FFID в конфигурации, предназначенной для измерений**



**Рис. 10. Точки пробоотбора в камере сгорания**

в цилиндре, которое возникает при работе на максимальной нагрузке. На рис. 10 показаны точки пробоотбора в ходе экспериментов. В головке цилиндра между впускным и выпускным клапанами было установлено 19 зондов (выступающих на 3, 10 и 26 мм), использовались два анализатора для проведения измерений одновременно в двух точках.

При оценке профиля концентрации суммы углеводородов ( $\Sigma CH$ ), измеренной в цилиндре с помощью FFID, необходимо было учитывать следующие факторы: точность измерений, колебания измеряемых величин от цикла к циклу, а также задержку в линии между зондами и детектором. Ниже описаны результаты испытаний, проведенных при работе двигателя на практически однородной смеси. Данные, полученные при этих испытаниях, были использованы для оценки распределения плотности газовой смеси. Для того чтобы обеспечить высокую однородность смеси, во всасывающую трубу было добавлено колено, а для повышения плотности газовой смеси во всасывающей трубе была организована подача газа перед впускным расширительным бачком.

Пример профилей измеренных концентраций  $\Sigma CH$  показан на рис. 11. Плотность  $\Sigma CH$  в каждой точке измерения определялась как среднее арифметическое по 200 циклам с поправкой на запаздывание реакции детектора (которое измерялось отдельно и составило порядка 52 град ПКВ). Заданный коэффициент избытка воздуха составлял  $\lambda = 2,0$ . Пиковые значения  $\Sigma CH$  во всех

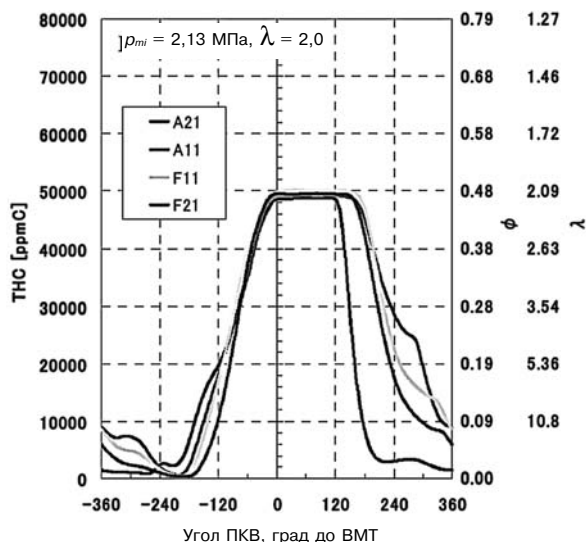


Рис. 11. Пример построения профиля  $\Sigma СН$  с усреднением по 200 циклам

точках измерения были примерно одни и те же, а форма всех профилей  $\Sigma СН$  практически одинакова.

Как видно из графиков, кривые изменения  $\Sigma СН$  по всем циклам имеют одну и ту же форму в диапазоне высокой плотности заряда (0–150 град ПКВ). Вариация от цикла к циклу составляет около 0,01, что соответствует типичным колебаниям значения  $\lambda$ . По результатам работы на смеси с высокой степенью однородности был сделан вывод о весьма высокой точности измерений, выполненных с помощью данной системы, даже с учетом того факта, что цикловые колебания плотности газовой смеси были весьма малы.

Результат измерений распределения газовой смеси в 19 точках показаны на рис. 12. Диаграммы слева соответствуют смеси с высокой степенью однородности (см. выше); диаграммы справа соответствуют смеси со специально задаваемой неоднородностью. На диаграмме погрешность в каждой точке замеров изображена в виде соответствующих столбцов.

Результат измерений для случаев, когда распределение плотности задавалось специально, показывает, как правило, более заметные колебания плотности по сравнению с однородной смесью. Как выяснилось, плотность в центре камеры сгорания достигает максимума в точке с высотой  $H = 30$  мм.

### Визуализация характеристик сгорания и детонационный анализ с помощью ТОМО

В ходе экспериментов выполнялось оптическое измерение распространения пламени и возникновения детонации с целью установить, какой вид распределения плотности газовой смеси окажется наиболее эффективным с точки зрения предотвращения детонации. Задача эксперимента состояла в определении точек и условий возникновения детонации. При этом весьма полезно было определить оптимальные условия сгорания в целях увеличения теплового КПД, сравнивая кривые изменения давления в цилиндре.

Для оптического анализа процесса сгорания в цилиндре двигателя была использована система VISIOTOMO (оптическая система визуализации процесса сгорания) фирмы AVL. Схема размещения оптических датчиков в цилиндре показана на рис. 13.

Оптические датчики были размещены по периферии камеры сгорания, что позволяло наблюдать за процессом сгорания и определять точки возникновения детонации. Оптический датчик диаметром 8 мм имеет четырехлинзовую оптическую систему, воспринимающую свет от пламени. Каждая линза связана с пятью оптическими волокнами, что в сумме дает 20 оптических каналов. Датчики способны воспринимать цвет с длиной волны от 250 до 1100 нм. Этот диапазон охватывает практически весь спектр излучения, от инфракрасного до ультрафиолетового, и включает, в частности, излучение пламени при горении топлива.

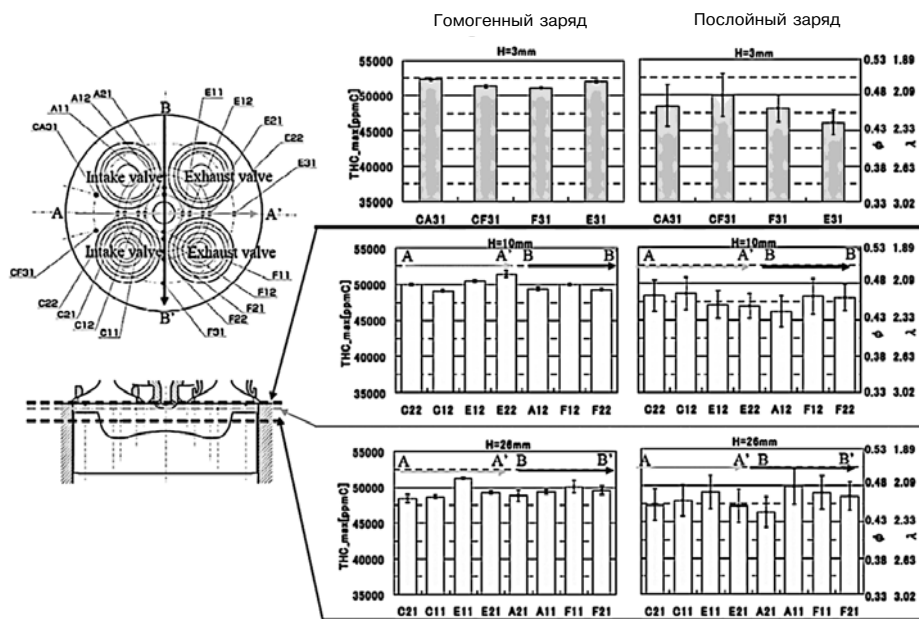


Рис. 12. Измерения в 19 точках пробоотбора в камере сгорания: сравнение результатов при послойной и однородной структуре заряда

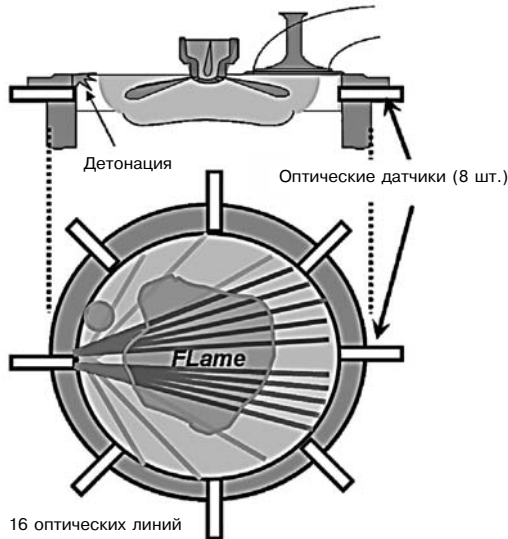


Рис. 13. Схема размещения оптических датчиков

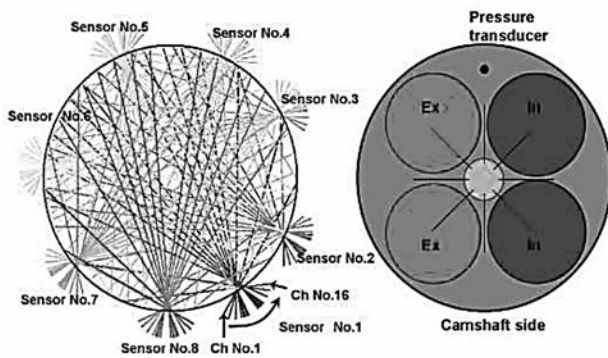


Рис. 14. Геометрия измерений

Данная система, частота пропускания которой составляет от 1 Гц до 1 МГц, способна регистрировать не только явления, сопровождающие процесс сгорания, например, распространение факела, но и детонацию, когда волны давления начинают распространяться по камере сгорания со скоростью порядка 1000 м/с.

На рис. 14 показана геометрия сканирования камеры сгорания. Каждый оптический датчик, используя 16 из имеющихся 20 каналов, улавливал свет пламени, распространяющегося по камере сгорания, с 16 различных направлений. Таким образом, 8 оптических датчиков вели постоянное измерение интенсивности света пламени в общей сложности со 128 направлений. Анализатор обрабатывал полученные данные и на выходе выдавал распределение интенсивности света в камере сгорания на одной поверхности. Информация от оптических датчиков передавалась по оптоволоконным линиям к оптическому регистрирующему устройству. Затем эти записи поступали на оптический анализатор, использующий специальное программное обеспечение. Помимо оптических датчиков, использовались также

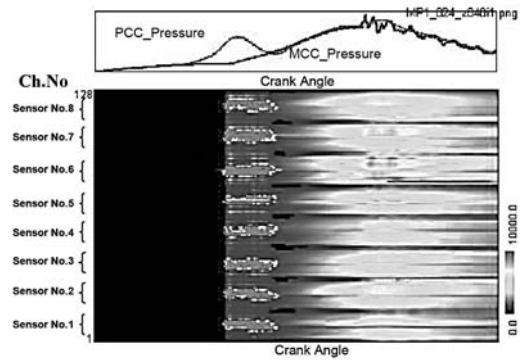


Рис. 15. Пример измеренных сигналов давления и интенсивности пламени для каналов 1–128

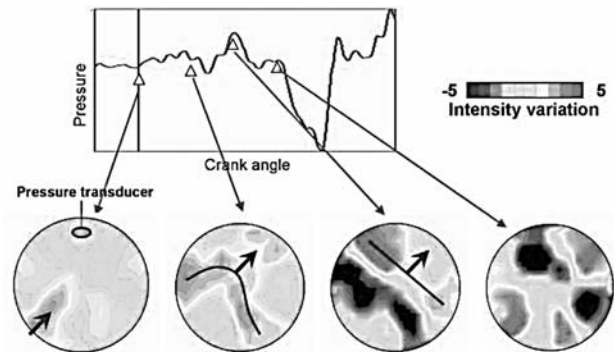


Рис. 16. Синхронная обработка результатов измерения давления и ТОМО

сигналы по давлению в цилиндре, углу ПКВ и положению ВМТ. Обработка этой информации происходила следующим образом:

- Строятся кривые изменения давления в цилиндре и интенсивности света (от каждого оптического датчика) в зависимости от угла ПКВ с учетом положения ВМТ (рис. 15).
- Строятся томограммы (срезы, показывающие интенсивность пламени) через каждый градус ПКВ.
- Изображения интенсивности пламени для каждого значения давления в цилиндре и угла ПКВ рассматривались через фильтр высоких частот, затем изучалась корреляция между изображениями и частотой возникновения детонации, и, наконец, определялась точка возникновения детонации для каждого цикла (рис. 16).

В случае, показанном на рис. 16, точка, в которой началась детонация, находится в нижнем левом секторе круга, а волна давления движется в сторону верхнего правого сектора. Точка начала детонации определялась для нескольких десятков циклов, после чего результаты обрабатывались.

На рис. 17 показана динамика развития пламени, а также характеристики изменения давления в камере сгорания и скорости тепловыделения (ROHR) для исходных условий. Как выяснилось, определить точки начала самовоспламенения

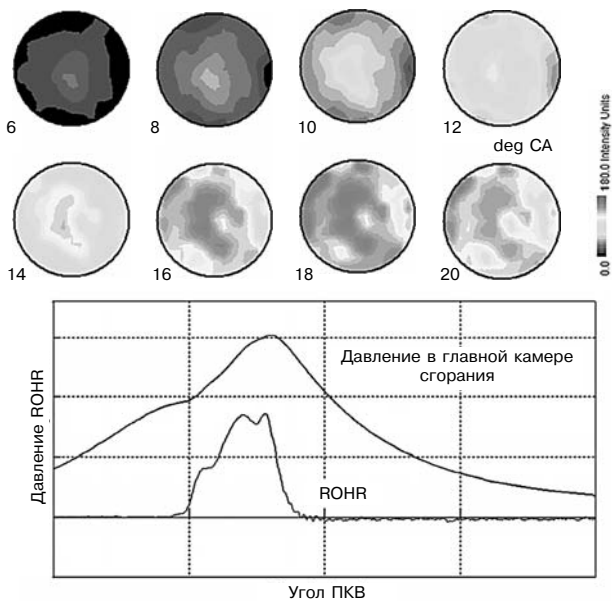


Рис. 17. Результат усреднения по 100 циклам картины распространения пламени, изменения давления и скорости тепловыделения при исходных условиях

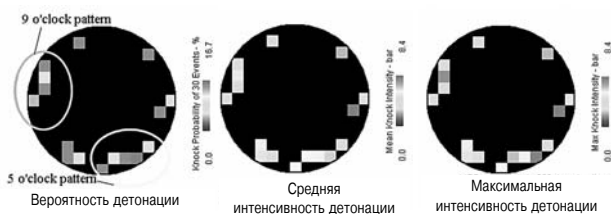


Рис. 18. Определение вероятности и интенсивности детонации при исходных условиях

по серии изображений развития факела в функции от угла ПКВ довольно трудно.

На рис. 18 показано распределение вероятностей детонации в тех точках, где она была обнаружена, по данным измерений 30 циклов при исходных условиях. Здесь вероятность детонации — это общая плотность распределения вероятности в тех точках, где детонация была обнаружена на каждом цикле, средняя интенсивность детонации — это среднее значение силы детонации в тех точках, где она была обнаружена, а максимальная интенсивность детонации — это максимальное значение силы детонации в соответствующих точках. Оказалось, что детонация наиболее вероятна со стороны впускного клапана, ближайшей к кулачковому валу и со стороны выпускного клапана. Результаты анализа интенсивности детонации показали, что детонация со стороны впускного клапана отличается большей силой и интенсивностью.

Результаты исследования показали эффективность системы VISIOTOMO для оценки распространения пламени и анализа детонации.

В дальнейшем авторы планируют исследовать с помощью оптического анализа различные

варианты распределения плотности газозвушной смеси, и продолжить работу над повышением эффективности сгорания.

### Выводы

Для оптимизации процесса сгорания (с точки зрения устранения детонации) с помощью метода гидродинамического анализа (CFD) была изучена возможность управления распределением плотности газозвушной смеси. Пламенно-ионизационный метод (FFID) был использован для измерения распределения плотности смеси в цилиндре опытного отсека MACH30G, а метод томографии (ТОМО) — для измерения характеристик распространения пламени и анализа детонации в условиях высокого давления ( $p_{mi} = 2,13$  МПа). При этом были получены следующие результаты:

➤ Метод CFD был применен для изучения возможности управления распределением плотности газозвушной смеси в цилиндре за счет вихреобразования во входных патрубках. Как выяснилось, путем изменения конфигурации газовой трубки, установленной во впускных патрубках, можно добиться желаемого распределения состава смеси в цилиндре.

➤ Метод FFID был использован для измерения распределения плотности газозвушной смеси в цилиндре перед сгоранием при работе на номинальной нагрузке. Было показано, что при работе в условиях, имитирующих гомогенность газозвушной смеси, оптимизация системы пробоотбора позволяет осуществить чрезвычайно точные измерения, учитывая при этом межцикловые вариации. Были также выполнены измерения в 19 точках камеры сгорания при разных вариантах распределения плотности газозвушной смеси в цилиндре, при этом была доказана возможность количественной оценки ее состава.

➤ Метод ТОМО использовался для оценки распространения пламени и анализа условий возникновения детонации. Были получены данные, определяющие локализацию точек возникновения детонации, а также данные о ее характере и интенсивности.

### СОЗДАНИЕ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ MD20G МОЩНОСТЬЮ 1000 КВТ

*Mr. Morio Kondo, Mr. Atsushi Sakane, Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., LTD., Japan*

Двигатель типа MD20G — одна из недавних разработок фирмы Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd. Это газодизель с открытой камерой, работающий на обедненной смеси. Он создан на базе дизеля Daihatsu DK20. В его конструкции применены такие технологии, как цикл Миллера и система выявления аномалий процесса сгорания с помощью анализа с линейной экстраполяцией.



Кроме того, для повышения общего КПД в двигателе применена система использования энергии выпуска (ТКС) в виде турбокомпрессора с приводимым от него электрогенератором.

Определенный по результатам испытаний КПД на выходном фланце газодизеля составил 42,5 %, что является лучшим в мире показателем для газовых двигателей данного класса мощности.

**Введение**

Учитывая возросший спрос на газовые двигатели для установок когенерации, Компания Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd. разработала новый газовый двигатель типа MD20G мощностью 1000 кВт на базе дизеля DK20 фирмы Daihatsu Diesel Mfg Co. Выпуск MD20G начался в июне 2004 г. Параллельно с выпуском серии продолжались интенсивные заводские испытания, в ходе которых общая наработка к моменту написания доклада составила более 6000 ч.

КПД установки (с ТКС) достиг 42,5%, что является рекордом для машин этого класса мощности (1 МВт), а среднее эффективное давление составило 2 МПа.

**Конструкция**

Общий вид двигателя показан на рис. 1, а его характеристики приведены в табл. 1. Двигатель

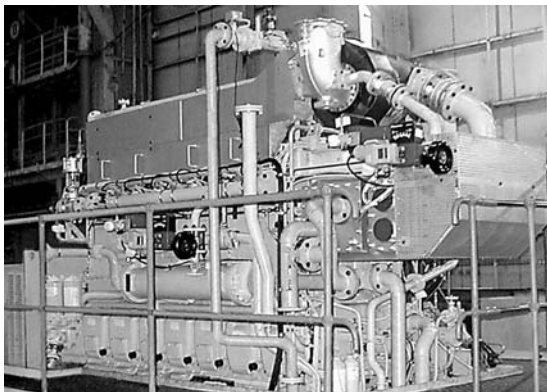


Рис. 1. Общий вид двигателя MD20G

Таблица 1

**Характеристики двигателей MD20G**

	6MD20G		8MD20G	
Диаметр цилиндра, мм	200			
Ход поршня, мм	300			
Вид основного топлива	Коммунально-бытовой газ, природный газ			
Вид запального топлива	Дизельное топливо			
Число цилиндров	6		8	
Частота, Гц	50	60	50	60
Мощность без ТКС, кВт	815	815	1085	1085
Мощность с ТКС, кВт	835	835	1105	1105
Среднее эффективное давление, МПа	1,8	2	1,8	2
Частота вращения, об/мин	1000	900	1000	900
Тип зажигания	Прямое зажигание от запального топлива			

был создан на основе дизеля DK20, объем выпуска которого к этому времени превысил 3000 единиц, и унаследовал высокую прочность и надежность своего дизельного прототипа.

**Электронное управление подачей газа**

Для предотвращения попадания части топливного газа в выпускной коллектор в период перекрытия клапанов во всасывающей трубке каждого цилиндра был установлен регулирующий клапан с электронным управлением.

Идея заключается в том, что после закрытия выпускного клапана к всасываемому воздуху добавляется газ, дозируемый по сигналу системы управления, и образовавшаяся смесь поступает в цилиндр. В данном случае система управления выполняет функцию регулятора скорости, задающего количество газа и момент начала его выпуска в зависимости от нагрузки двигателя.

Поскольку дозирование газа в каждом цикле происходит непосредственно перед подачей его в цилиндр, система обладает прекрасной динамикой.

**Движение газа в цилиндре и его оптимизация**

Характер движения газа в цилиндре является основным фактором, определяющим качество смешивания газа с воздухом и параметры горения рабочей смеси. Оптимизация течения газа — это наиболее эффективный способ улучшения параметров процесса сгорания и снижения выбросов NO<sub>x</sub>.

Поэтому исследование началось с математического моделирования газодинамики процесса, чтобы изучить механизмы формирования потока газа, в том числе такие, как опрокидывающийся (вертикальный спиральный) поток, вихревой (горизонтальный спиральный) поток и т. п.

На основании моделирования было разработано и испытано на одноцилиндровом отсеке несколько вариантов системы всасывания. По результатам испытаний для дальнейшей работы была выбрана система завихрения смеси, показанная на рис 2.

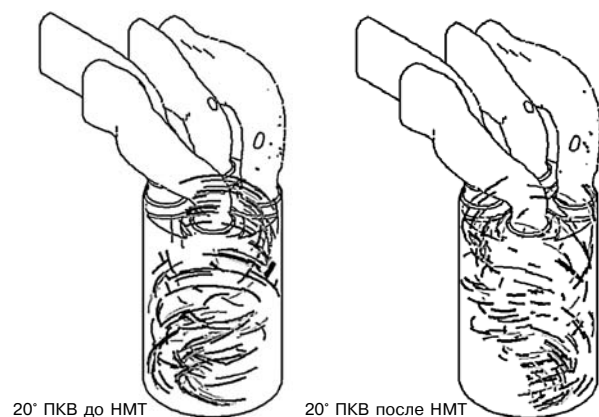


Рис. 2. Движение газа в цилиндре (по результатам моделирования)

### Цикл Миллера на бедной смеси

Рабочий процесс двигателя использует цикл Миллера, при котором угол закрытия выпускного клапана выбирается так, чтобы можно было уменьшить степень сжатия, сохраняя при этом высокое значение степени расширения. Последнее является условием поддержания высокого термодинамического КПД и уменьшения степени сжатия; при этом снижается температура смеси, что обеспечивает более надежный контроль (иначе говоря, предотвращение) детонации и уменьшение выбросов  $\text{NO}_x$ .

Для создаваемого ГД был выбран режим работы на бедной смеси с коэффициентом избытка воздуха порядка 2 (что соответствует объемной концентрации газа 4,7 %). Работа в таком режиме требует очень высокой точности поддержания соотношения воздух–топливо и стабильного зажигания.

Для выполнения этих условий система регулирования ведет непрерывный расчет в реальном времени необходимого давления воздуха на входе в функции от нагрузки двигателя и температуры воздуха для поддержания давления воздуха и соотношения воздух–топливо на постоянном уровне.

Стабильность зажигания обусловлена тем, что оно осуществляется с использованием запального (пилотного) топлива, энергия зажигания которого намного выше, чем у свечи искрового зажигания.

#### Прямой впрыск запального топлива

В газовых двигателях, независимо от вида зажигания, обычно используется форкамера. Однако в данном случае конструкторы отдали предпочтение системе прямого впрыска запального (дизельного) топлива в цилиндр, наполненный газовойоздушной смесью, через управляемый электромагнитный клапан системы типа common rail.

Для более детального изучения процессов смесеобразования и сгорания был создан специальный одноцилиндровый двигатель размерностью 96/108 мм, работающий при 1000 об/мин, конструкция которого позволяет вести скоростную фотосъемку. Примеры снимков показаны на рис. 3. Белым кружком обведены объекты визуализации.

В начале происходит воспламенение дизельного топлива, впрыскиваемого через 4 отверстия фор-

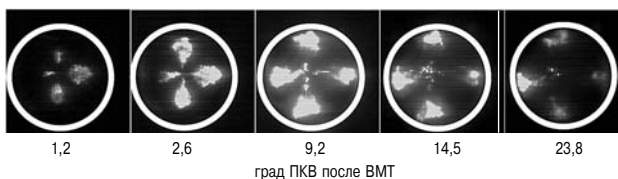


Рис. 3. Визуализация процесса сгорания пилотного дизельного топлива в бедной газовойоздушной смеси

сунки (1,2 град ПКВ до ВМТ). Затем пламя распространяется по объему газовойоздушной смеси, которая начинает гореть (2,6–23,8 град ПКВ).

Наличие прямого впрыска обеспечивает возможность пуска на одном дизельном топливе, без подачи газа. При этом, в отличие от форкамерного двигателя, отпадает необходимость в специальных устройствах облегчения пуска, таких как свечи зажигания и/или запальные свечи.

Отсутствие форкамеры упрощает конструкцию головки цилиндра и повышает прочность камеры сгорания.

Характеристики зажигания оказываются значительно лучше, чем при искровом зажигании, и сравнимы с форкамерным вариантом. Стабильное зажигание смеси на режиме полной нагрузки может быть достигнуто при содержании запального топлива менее 1% от количества газа (в смысле калорийности), что обеспечивает возможность работы на сверхобедненной смеси.

#### Выявление аномалий процесса сгорания

Было создано специальное оборудование для выявления и контроля в реальном времени аномалий процесса сгорания (детонации и пропуска вспышек) в каждом цилиндре, основанное на сочетании анализа с линейной экстраполяцией (предсказанием) и обработкой сигналов датчика детонации (ускорения) и граничной самообучающейся нейросети. При обнаружении детонации угол опережения впрыска запального топлива в соответствующем цилиндре уменьшается в зависимости от силы детонации. При обнаружении пропуска вспышек соответственно увеличивается цикловая подача запального топлива.

На рис. 4 приведены кривые изменения коэффициентов линейного предсказания (КЛП), рассчитанные по форме сигнала датчика детонации (вибрации) соответственно при нормальных условиях, а также при наличии слабой, средней и сильной детонации. Из графиков видно, как величина КЛП зависит от интенсивности детонации. Чем сильнее детонация, тем больше значение КЛП.

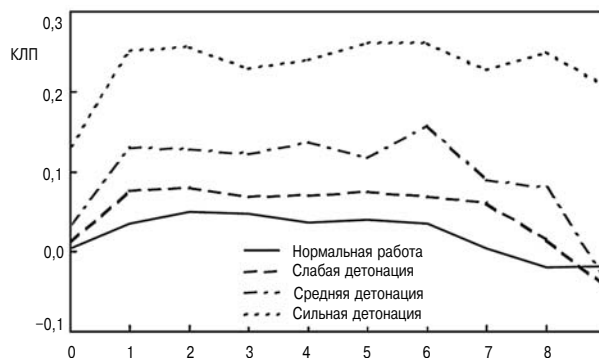


Рис. 4. Коэффициент линейного предсказания при наличии и отсутствии детонации

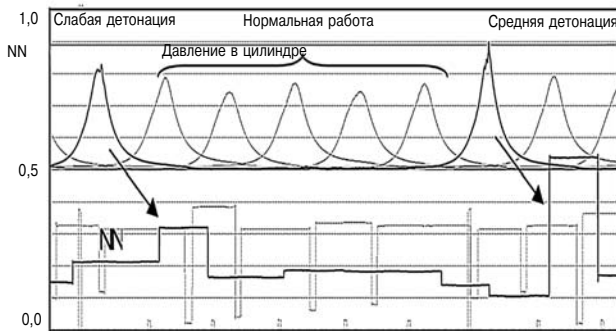


Рис. 5. Пример выходного сигнала (NN) нейросети

С помощью нейросети указанные характеристики приводятся к безразмерному виду и вводятся в систему регулирования в виде электрических сигналов. На рис. 5 показаны примеры таких характеристик, на которые наложена кривая изменения давления в цилиндре. Мы видим, что выходная величина сигнала нейросети (NN) при наличии детонации больше, чем при нормальных условиях. Чем сильнее детонация, тем больше значение КЛП.

Проверка работы оборудования для выявления детонации проводилась путем искусственного создания детонации регулируемой интенсивности.

Результаты проверки подтвердили возможность организации работы двигателя на больших нагрузках с высоким КПД без детонации за счет оперативной подстройки угла опережения впрыска в зависимости от величины NN.

#### Турбокомпаундная система

В конструкцию турбокомпрессора был внесен ряд усовершенствований, позволивших существенно поднять его КПД. В результате образовался избыток энергии отработавших газов по сравнению с величиной, необходимой для сжатия поступающего воздуха. Для утилизации этой избыточной энергии была создана компактная турбокомпаундная система (ТКС) в виде высокооборотного генератора, приводимого напрямую от турбокомпрессора.

Параметры высокооборотного генератора:

- мощность 40 кВт;
- частота вращения 45 000 об/мин;
- частота тока 750 Гц;
- напряжение  $490 \pm 30$  В.

Частота и напряжение генератора зависят от частоты вращения турбины, поэтому чтобы его энергию можно было использовать в нужных целях, необходима специальная схема.

С помощью этой схемы осуществляется регулирование мощности генератора таким образом, чтобы давление воздуха на входе в цилиндры всегда было равно заданному. Если давление воздуха превысит заданный уровень, система регулирования будет увеличивать отбор мощности от ге-

нератора и тем самым снижать частоту вращения турбокомпрессора до тех пор, пока давление воздуха не вернется на заданный уровень. И наоборот, если давление воздуха упадет ниже заданного уровня, система регулирования уменьшит отбор мощности от генератора, а частота вращения турбокомпрессора будет возрастать до тех пор, пока давление воздуха опять-таки не вернется на заданный уровень.

При работе на бедной смеси стабилизация коэффициента избытка воздуха, иначе говоря, давления воздуха на входе в цилиндры, приобретает особое значение. Обычно такая стабилизация осуществляется за счет регулируемого байпаса турбины или перепуска части воздуха в выпускную трубу. Но при наличии ТКС эта система действует как тормоз турбокомпрессора, с помощью которого за счет изменения скорости турбокомпрессора поддерживается постоянное давление воздуха. Таким образом, энергия торможения используется для выработки электричества.

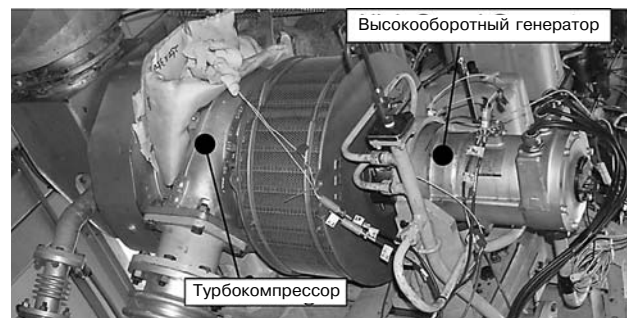


Рис. 6. Турбокомпаундная система

На рис. 6 показан общий вид ТКС. Наибольшей проблемой при создании ТКС оказалась разработка надежной конструкции промежуточного вала, соединяющего турбокомпрессор с высокооборотным генератором из-за возникновения вибрации промежуточного вала.

В результате доводки этого узла проблема вибрации решена.

#### Выводы

Разработан газовый двигатель для привода генератора мощностью 1 МВт, работ на бедной смеси, который обеспечивает самый высокий в мире КПД для машин данного класса, равный 42,6 %.

В дальнейшем предполагается продолжить совершенствование двигателя, набирать опыт эксплуатации и расширять область его применения.

Ведется также работа над газовым двигателем на базе дизеля большей размерности, что позволит в будущем расширить диапазон предлагаемой мощности.

## ПЕРВЫЙ КОРЕЙСКИЙ ГАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

*Mr. J. T. Kim, Mr. J. S. Kim,  
Hyundai Heavy Industries Co. Ltd., Korea  
Mr. Torsten Baufeld, AVL List GmbH, Austria  
Mr. Stephen G. Dexter, United Kingdom*

Компания Hyundai Heavy Industries (HHI) недавно выпустила первый корейский газовый двигатель. Газовые двигатели в целом отличаются высокими экономическими и экологическими показателями, поэтому такое решение стало естественным ответом на быстро растущие, особенно в странах Азии, потребности в использовании альтернативных энергоносителей.

При создании опытного экземпляра двигателя HIMSSEN H17/24G была поставлена задача достижения следующих технико-экономических показателей: среднее эффективное давление — 20 бар при 1200 об/мин, эффективный КПД — 42 %, выбросы NO<sub>x</sub> — не более 50 ppm при содержании кислорода в отработавших газах 13 %.

При этом внимание уделялось не только и даже не столько отработке процесса сгорания, сколько идеологии и реализации системы регулирования двигателя, поскольку именно от этого прежде всего зависит достижение заданных технико-экономических показателей, также как и требуемых показателей надежности и приемистости.

В докладе описываются конструктивные и функциональные особенности нового двигателя, а также результаты доводки процесса сгорания, показывающие, за счет чего достигаются заданные показатели расхода топлива и вредных выбросов.

### Введение

Сегодня в мире насчитывается не более 40 независимых фирм — разработчиков среднеоборотных двигателей, тогда как всего лишь 50 лет назад число таких фирм достигало 150. Если же говорить о разработчиках малооборотных двигателей, то к настоящему времени их осталось только три, в то время как в 1947 г. таких разработчиков было не менее дюжины. Эта тенденция стала неизбежным результатом усиливающейся глобализации, роста конкуренции и сопровождающих их слияний, поглощений и ликвидаций. Если учесть все эти обстоятельства, становится понятным, насколько смелым шагом для компании в наши дни является выход на рынок с новым рядом двигателей. Именно такой шаг и предприняла фирма Hyundai Heavy Industries, создавая ряд двигателей HIMSSEN. В настоящем докладе описан последний (на момент публикации) двигатель этого ряда — HIMSSEN H17/24G.

### Решение

Hyundai Heavy Industries является крупнейшей в мире судостроительной и двигателестроительной корпорацией. С момента своего основания (в 1972 г.) фирма занималась постройкой судов

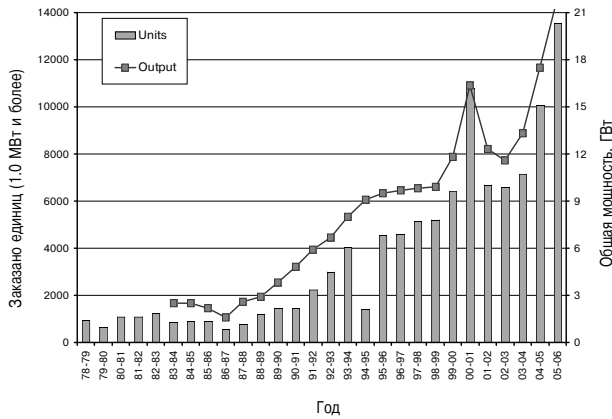
и выпуском других изделий тяжелого машиностроения. В 1978 г. было создано Отделение Двигателей и Машин, перед которым была поставлена задача обеспечения лицензионными главными и вспомогательными двигателями судов, строящихся на корейских и зарубежных верфях. Сегодня на этом производстве, в котором заняты примерно 2300 человек, выпускается в год около 160 малооборотных дизелей, а также порядка 1500 судовых вспомогательных и стационарных дизелей. Начав с двигателя H25/33, разработанного совместно с отделением Rolls-Royce, Bergen, HHI в 2001 г. приступила к созданию нового дизеля собственной конструкции. С тех пор типоразмерный ряд двигателей HHI существенно расширился. В настоящее время считается, что с учетом прогнозируемой динамики энергопотребления существующих на земле запасов нефти хватит еще примерно на 40 лет, в то время как запасов газа должно хватить на 80 лет, а запасов угля — на 200 лет. Поэтому решение HHI приступить к созданию собственного газового двигателя и тем самым увеличить свою долю рынка было вполне логичным. Вспомогательный судовый двигатель HIMSSEN 17/28, работающий при 900 об/мин, уже запущен в серию. Однако в генераторных установках обычно применяются более высокооборотные двигатели, поэтому было решено создать новый двигатель HIMSSEN H17/24G с частотой вращения 1200 об/мин, в котором будут сохранены основные концепции HIMSSEN 17/28, но ход поршня будет уменьшен с 280 до 240 мм. Это будет также первый среднеоборотный газовый двигатель HHI, производимый на экспорт.

Его мощность составит от 550 до 880 кВт при числе цилиндров соответственно от 5 до 8 с возможностью дальнейшей форсировки в будущем. В качестве первого опытного образца был изготовлен пятицилиндровый дизель мощностью 550 кВт.

### Структура рынка

В течение 20 лет рынок среднеоборотных дизелей для привода генераторов показывал тенденцию устойчивого роста, однако наибольший рост имел место с 2005 по 2006 г. (рис. 1). В значительной степени этот рост был достигнут за счет увеличения популярности газовых двигателей, что отчасти объясняется относительной дешевизной газа по сравнению с дизельным топливом, но в первую очередь — меньшим количеством вредных выбросов. Все новые и новые страны вводят у себя контроль выбросов, и в будущем эта тенденция, очевидно, сохранится.

В Корее энергетический рынок жестко регулируется, поэтому в настоящее время независимые производители энергии особых выгод не



**Рис. 1. Продажи дизелей и газовых двигателей (Diesel and Gas Turbine Worldwide)**

получают. Вместе с тем экологические нормы постоянно ужесточаются, и с этой точки зрения газовые двигатели становятся все более привлекательными по сравнению с дизелями. Мы рассчитываем, что новый корейский двигатель найдет свою нишу на внутреннем рынке, поскольку размеры этого рынка пока весьма ограничены.

Как правило, производителю не приходится выбирать между требованиями топливной экономичности и экологии, поскольку, если они не выполняются одновременно, такая машина не найдет сбыта (за исключением аварийных агрегатов). Поэтому конкуренция идет в двух направлениях: снижение затрат и повышение надежности. Одновременно идет соревнование между высоко- и среднеоборотными двигателями в диапазоне мощностей от 0,5 до 3,0 МВт. Традиционно первые выигрывали в стоимости, а вторые — в надежности. Теперь проектанту приходится думать о том, как совместить оба качества в одной машине.

**Проектная концепция**

Общее проектирование осуществляется ННИ, а AVL является соисполнителем, которому поручены отдельные решения, а также подготовка персонала заказчика и техническая поддержка. Подход ННИ и AVL заключается в максимальной унификации новой машины с существующими двигателями HIMSSEN, известными своей высокой надежностью. Кроме того, это позволит снизить производственные расходы. В более крупных среднеоборотных двигателях повышение топливной экономичности и снижение выбросов могут быть достигнуты лишь за счет применения более сложных, но эффективных технологий, таких как, например, форкамера с искровым зажиганием, инъекция газа под высоким давлением или Micro-Pilot. Эти решения являются вынужденными, особенно когда речь идет о регионах, где действуют особо жесткие экологические нормативы, однако они увеличивают стоимость

и требуют значительного времени для доводки. Для двигателей меньшей размерности, таких как H17/24G, решение может состоять в дополнительной турбулизации смеси в камере сгорания. Тем самым можно обеспечивать высокий КПД и низкий уровень выбросов, не прибегая к значительному усложнению (и, следовательно, удорожанию) системы сжигания топлива.

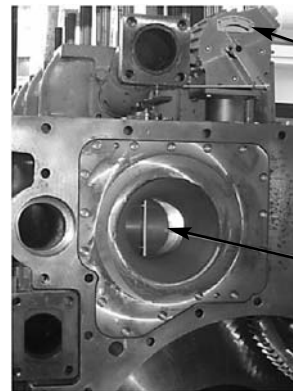
Дальнейшее снижение стоимости и повышение надежности могут быть достигнуты за счет использования комплексной системы управления.

**Конструкция**

Многие узлы и детали нового двигателя унаследованы от прототипа; в то же время в нем появились новые компоненты, обеспечивающие возможность высокоэффективной работы на газе. Эти компоненты описаны ниже.

**Блок цилиндров**

Газовая дроссельная заслонка расположена в воздушном ресивере, как показано на рис. 2.



**Рис. 2. Дроссельная заслонка (1) и исполнительное устройство (2) регулятора скорости**

Для регулирования расхода газа выбрана дроссельная заслонка типа Heinzmann DK 200 диаметром 110 мм. Она приводится от исполнительного устройства типа STG 2080-1. Блок цилиндров имеет смотровое окно. На входе в воздушный ресивер и на выходе из него установлены предохранительные клапаны Hoerbiger EVT98 и пламегасители для предотвращения обратной вспышки (хотя ее вероятность очень мала).

**Головка цилиндра**

Для двигателя с открытой камерой сгорания первостепенное значение имеет степень турбулизации заряда. Проведенные на AVL испытания показали, что есть возможность значительно усилить турбулизацию за счет правильной конфигурации впускных каналов, не меняя конструкции клапанов и их привода. В результате было решено использовать два впускных канала: один направленный, а другой спиральный.

Другое существенное изменение — установка в форкамере по центральной оси головки свечи зажигания, питаемой через короткий провод высокого напряжения от индукционной катушки Altronic (рис. 3).

**Поршень**

Для двигателя был выбран алюминиевый поршень MАНLE. Днище поршня приварено к юбке электронно-лучевой сваркой и связано с

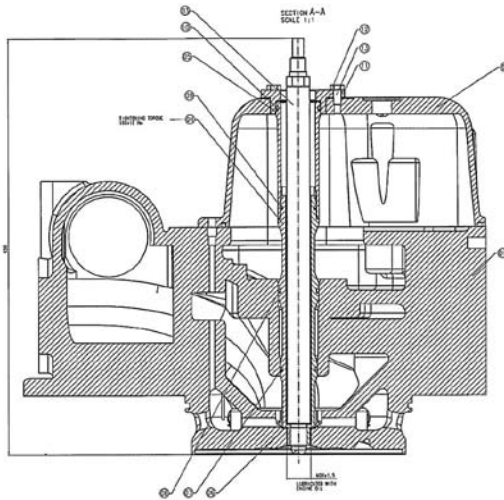


Рис. 3. Многофакельная форкамерная свеча зажигания T119

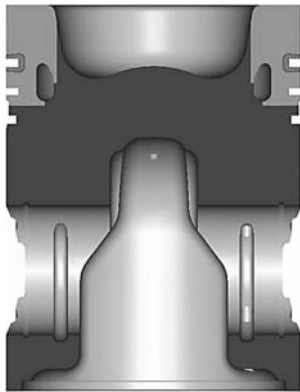


Рис. 4. Сварной поршень с каналом охлаждения EB

ней каналом масляного охлаждения (рис. 4).

Следующая задача состояла в том, чтобы использовать мощные завихрения на входе в цилиндр для турбулизации заряда в камере к моменту зажигания. Это достигается специальным профилированием поршневой части камеры сгорания. Относительная величина зоны завихрения составляет ~50 %, а профиль чаши поршня выбирается таким образом, чтобы обеспечить высокий уровень турбулизации в начале зажигания.

Для усиления вихреобразования уменьшен зазор между головкой и поршнем, который теперь составляет менее 5 мм. Для уменьшения потерь рабочего тела при продувке угол перекрытия клапанов сделан минимальным, что позволило сохранить достаточно большой и безопасный зазор между клапаном и поршнем (3,5 мм). Наличие небольших щелевых зазоров в камере сгорания способствует детонации и росту выбросов CO. Чтобы этого избежать, в цилиндрической втулке установлен пламегаситель, причем расстояние между ним и первым из двух компрессионных колец в ВМТ составляет всего 2 мм.

#### Система впуска

В соответствии с изменением расхода газа на двигателе применен новый турбокомпрессор. Перед компрессором установлен газовый смеситель RMG 985. Он показан на рис. 5.

Такое расположение позволяет не только повысить однородность газовой смеси, но и минимизировать объем газоздушного тракта между

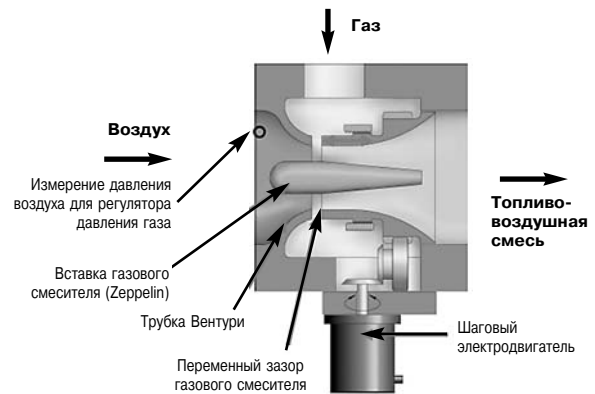


Рис. 5. Газовый смеситель RMG

смесителем и цилиндрами, что улучшает приемистость двигателя.

#### Другие изменения

К числу других изменений по сравнению с дизельным прототипом относятся новые профили впускного и выпускного кулачков, а также отсутствие топливного кулачка и аппаратуры впрыска.

#### Система регулирования

Необходимым компонентом любого современного газового двигателя является эффективная система регулирования и мониторинга. Как показывает опыт, эта система должна быть единой. Если покупать систему контроля детонации у одной фирмы, регулятор скорости — у другой, а систему технической диагностики — у третьей, то обеспечить их совместную работу будет чрезвычайно трудно, а любой сбой, как правило, будет вызывать целый ряд проблем. Поэтому HHI и AVL заказали интегрированную систему управления Smart E<sup>2</sup>CON (Smart Electronic Engine Control) немецкой фирме AVAT.

Система Smart E<sup>2</sup>CON полностью контролирует работу газового двигателя, включая управление смесителем, дроссельной заслонкой и зажиганием, а также обеспечивает непрерывный мониторинг жизненно важных параметров двигателя, таких как величины давлений, температур и детектирование состояний разброса, детонации и пропусков вспышек.

Система обеспечивает как одиночную, так и параллельную работу. Система размещена в одном компактном блоке, соединяемом с необходимыми датчиками и исполнительными устройствами прочными и теплоустойчивыми экранированными кабелями. Система Smart E<sup>2</sup>CON выполняет следующие функции:

- управление пуском и остановом газового двигателя — алгоритм полностью автоматизированного пуска и останова;
- регулирование скорости — цифровой регулятор скорости, учитывающий характеристики двигателя;

**Характеристики двигателя H17/24G**

- регулирование мощности — цифровой регулятор нагрузки, учитывающий характеристики двигателя;
- управление приготовлением рабочей смеси — автоматическое поддержание соотношения воздух—топливо;
- управление зажиганием — управление временем зажигания с помощью импульсов, подаваемых в модуль питания зажигания;
- обнаружение пропусков вспышек — осуществляется с помощью индивидуальных датчиков температуры выхлопа по цилиндрам;
- контроль детонации — выявление детонации в отдельных цилиндрах;
- аварийно-предупредительная сигнализация и защита — двухуровневая сигнализация и защита двигателя и самой системы, в том числе обнаружение отказов датчиков и обрывов кабелей;
- интерфейс с системой управления станцией верхнего уровня — международный стандарт Modbus RTU.

Некоторые заказчики хотят иметь у себя дополнительные системы сигнализации и защиты. Система Smart E<sup>2</sup>CON обеспечивает возможность подключения таких систем, например, измерения расходов или скорости турбокомпрессора.

Система включает операторский терминал с 15-дюймовым сенсорным экраном, используемым для управления и визуализации при работе и при доводке отдельных систем. Существует возможность дистанционного управления работой двигателя от персонального компьютера через модем с помощью специализированного фирменного ПО.

**Характеристики двигателя**

Величина среднего эффективного давления (ВМЕР) при номинальной мощности у дизельного прототипа составляет 23,9 бар. Для газового двигателя также было выбрано относительно высокое значение ВМЕР — 20,2 бар для снижения удельной стоимости (в расчете на киловатт мощности). Характеристики пятицилиндровой модели приведены в таблице и на рис. 6.

Эти характеристики выбраны исходя из возможности их дальнейшего улучшения, особенно на других моделях с большим числом цилиндров. Характеристики заданы для внешних условий по ИСО, т. е. при температуре воздуха 25 °С, атмосферном давлении 1,0 бар и для метанового числа в диапазоне от 78 до 95. Двигатель должен также развивать полную мощность в тропических условиях, при температуре 45 °С.

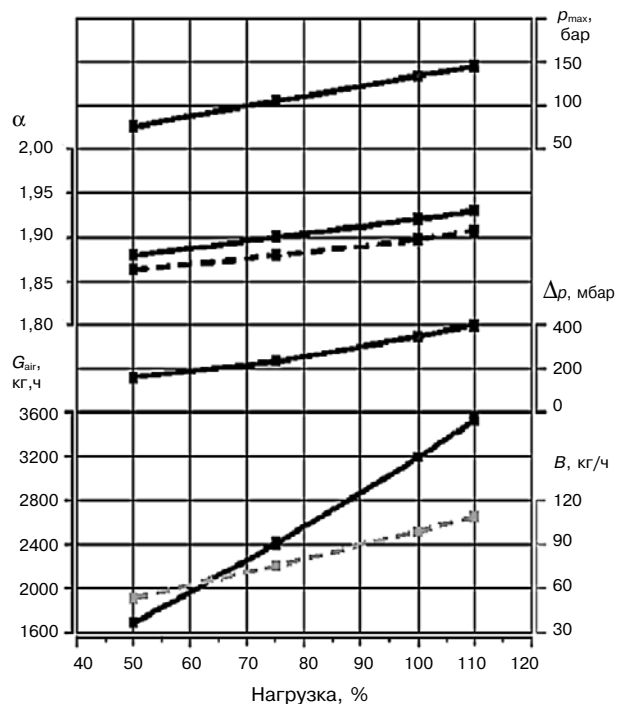
В двигателе используется цикл Миллера, с закрытием впускного клапана при 543° ПКВ (3° после НМТ), но для определенных условий испытывался также вариант с закрытием при 533° ПКВ (7° до НМТ). Это позволяет снизить

Тип двигателя	Газовый двигатель HIMSSEN 17/24
Размерность, мм	170×240
Объем цилиндра, л	5,4
Максимальное давление сгорания, бар	160
Система сгорания	OCSI; PC SP; центральный газоздушный смеситель
Степень сжатия	Будет определена позднее
Номинальная мощность и скорость, кВт/об/мин	550 / 1200
Номинальное среднее эффективное давление, бар	20, 2
Номинальный КПД, %	41
NO <sub>x</sub> при номинальной мощности, ppm	≤50
Динамические характеристики регулирования скорости	По ISO 3046/IV и MAKO, M3.2

температуру остаточного газа, но, с другой стороны, ведет к снижению массового расхода. Окончательно углы газораспределения для цикла Миллера будут выбираться в зависимости от характеристик турбокомпрессора. При этом нужно обеспечить большое значение степени повышения давления при низком расходе.

Перепад давления на дроссельной заслонке Δр при 100%-ной мощности был установлен на уровне 400 мбар для большей гибкости управления при различных настройках.

Двигатель может работать при повышенном (до 30 мбар) давлении воздуха перед компрессором, а также при противодавлении за турбиной до 15 мбар.



**Рис. 6. Характеристики двигателя H17/24G**

Из графиков видно, что максимальное давление сгорания при полной нагрузке не превышает 145 бар. Это обеспечивает хороший запас по прочности и создает потенциал для повышения этого показателя до расчетной величины 160 бар.

### Прогресс

Созданию нового двигателя в наши дни сопутствует большая работа по планированию, изучению рынка, оценке технико-экономической эффективности и т. п., занимающая значительное время. Однако когда решение о создании нового двигателя принято, все остальное делается очень быстро. Работы над газовым двигателем ННІ начались в марте 2006 г. Фирма AVL была приглашена в качестве контрагента по разработке концепции, проектированию и обеспечению отдельных комплектующих. Параллельно с этим ННІ в Корее занималась рабочим проектированием и постройкой 5-цилиндрового опытного образца. Затем этот образец был отправлен в Австрию для дооборудования его компонентами газовой системы и подготовки к испытаниям на стенде AVL (рис. 7). На двигатель были установлены система управления, необходимые датчики и контрольно-измерительные приборы.

На стенде в Граце были выполнены функциональные и ресурсные испытания двигателя. Затем ресурсные испытания начались также на стенде ННІ в Ульсане. Далее в повестке дня — работа над 6- и 8-цилиндровыми моделями.

### Заключение

ННІ начала работу над проектом Н17/24G в то время, когда в других странах слияние и закрытие фирм из-за обострения конкуренции на рынке приобрели массовый характер. Тем не менее рынок расширяется. Чтобы завоевать репутацию и успешно продвигаться на рынке, новый двигатель должен демонстрировать высокие технико-экономические показатели, высокую на-

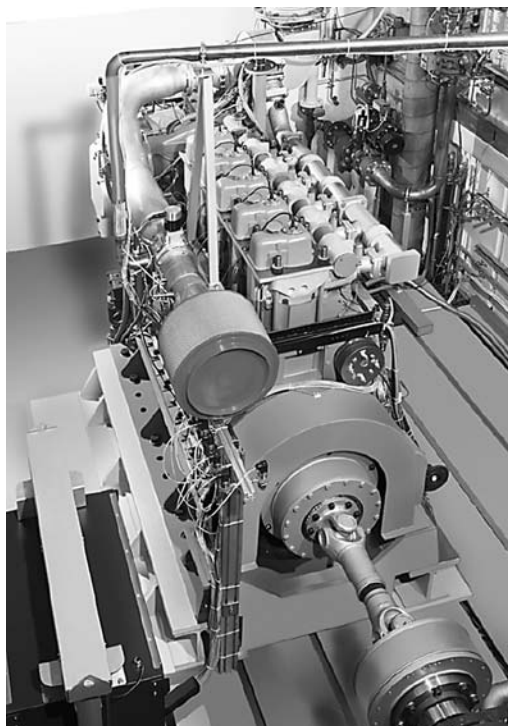


Рис. 7. Опытный образец газового двигателя Н17/24 на стенде фирмы AVL

дежность и низкую стоимость. ННІ имеет почти 30-летний опыт массового производства двигателей, и знает, как и за счет чего можно снизить их себестоимость. С самого начала в проект был привнесен богатый опыт AVL, что дало возможность создать конкурентоспособную конструкцию. Тесное сотрудничество обеих компаний с самого начала являлось одним из главных приоритетов, с тем, чтобы ННІ смогла выйти с этим двигателем на рынок и обеспечить устойчивую поддержку своих заказчиков. Это — первый корейский газовый двигатель, за которым вскоре последуют новые члены семейства Н17/24G.



НОВОСТИ ЗАО «ТРАНСМАШХОЛДИНГ»

## ТРАНСМАШХОЛДИНГ СОВМЕСТНО С WARTSILA БУДЕТ ПРОИЗВОДИТЬ И РАЗРАБАТЫВАТЬ ДИЗЕЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Крупнейший в России производитель подвижного состава для железнодорожного транспорта — «Трансмашхолдинг» подписал с ведущим мировым производителем дизелей и судового оборудования корпорацией «Wartsila» (Финляндия) соглашение о создании совместного предприятия, которое будет специализироваться на изготовлении и испытаниях многоцелевых среднеоборотных дизелей для железнодорожного, судового и стационарного применения, а также на производстве ключевых компонентов.

Участники соглашения рассматривают возможность расширения в будущем совместной деятельности в области разработки, производства и других дизельных двигателей.

Соглашение было заключено в финском городе Лаппеэнранта. Подписи под документом поставили Генеральный директор ЗАО «Трансмашхолдинг» Андрей Андреев и Президент «Wartsila» Оле Йоханссон в присутствии Председателя Правительства России Владимира



Путина и Премьер-министра Финляндии Матти Ванханена.

Для управления совместным проектом будет создано отдельное юридическое лицо, в котором партнеры будут иметь равные доли собственности.

В соответствии с достигнутыми договоренностями на свободных площадях входящего в состав «Трансмашхолдинга» завода «Пензадизельмаш» будет построено новое предприятие по производству двигателей, мощность которого составит 350 дизелей и дизель-генераторов в год. Начало производства запланировано на 2012 г.

Новое предприятие будет оснащено современным оборудованием для сборки и испытаний двигателей, линиями для механической обработки блоков цилиндров, шатунов и крышек (головок) цилиндров. Предусмотрено создание современной испытательной базы для проведения научно-исследовательских и опытно-конструкторских

работ. Совместный проект предполагает также локализацию в России производства комплектующих.

Объем инвестиций в создаваемое производство предполагается на уровне 1,8 млрд рублей.

В соответствии с соглашением продукция совместного предприятия предполагается реализовывать не только в России, но и за рубежом.

В настоящее время партнеры ведут работу по созданию новых модификаций дизель-генераторов железнодорожного применения и локомотивов с ними для дальнейшего производства на Брянском машиностроительном заводе (БМЗ), входящем в состав «Трансмашхолдинга».

Совместный проект по организации производства дизельных двигателей — не первый опыт сотрудничества между Трансмашхолдингом и «Wartsila». В 2007 г. БМЗ заключил с финской компанией лицензионное соглашение для производства современных малооборотных главных судовых дизельных двигателей.

**ЮБИЛЕЙ!**



*Дмитрию  
Дмитриевичу  
Матиевскому 70 лет*

*14 июня 2010 г. исполнилось семьдесят лет  
Дмитрию Дмитриевичу Матиевскому,  
доктору технических наук, профессору,  
заслуженному деятелю науки и техники Российской Федерации,  
почетному работнику высшего профессионального образования РФ,  
заведующему кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания»  
Алтайского государственного технического  
университета имени И.И. Ползунова*

Выпускник Алтайского политехнического института Дмитрий Дмитриевич Матиевский известен инженерной и научной общественности страны как крупный ученый в области двигателестроения. Сферой его научных интересов являются физико-технические проблемы создания высокоэкономичных и малотоксичных форсированных дизелей. В этой области на базе кафедры ДВС АлтГТУ им. И.И. Ползунова им создана научная школа, активно ведущая научно-исследовательскую и преподавательскую работу.

Д.Д. Матиевский создал одну из сильнейших в России специализированную техническую кафедру, в штате которой три члена общественных академий, пять докторов наук и шесть профессоров. Им подготовлено восемь докторов и двадцать пять кандидатов технических наук.

Результаты научной, инженерной, изобретательской и учебно-методической деятельности Д.Д. Матиевского изложены более чем в 200 научных публикациях, 35 изобретениях и патентах РФ, двух монографиях и трех учебных пособиях.

Научная и педагогическая деятельность Д.Д. Матиевского получила достойное признание. Указом Президента РФ ему присвоено почетное звание «Заслуженный деятель науки и техники РФ». Награжден Орденом Почета.

*Коллектив кафедры ДВС АлтГТУ им. И.И. Ползунова  
и редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют  
Дмитрия Дмитриевича с юбилеем и желают ему здоровья, благополучия, новых успехов  
в научной и педагогической деятельности*