

НОВЫЕ ДИЗЕЛИ И ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

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

Редакция продолжает серию публикаций материалов 26-го Конгресса CIMAC, посвященных созданию новых моделей двигателей с использованием самых современных тенденций в области двигателестроения.

В докладе фирмы «Technomot» (Англия) приводится описание конструкции нового семейства универсальных быстроходных дизелей размерностью 15/18 в рядном и V-образном исполнении, причем вариант V12 имеет две версии — дизельную и газодизельную. При создании нового семейства двигателей ставилась задача существенного повышения КПД и достижения прогрессивных экологических показателей в рамках максимально простой и надежной конструкции. Последнее особенно важно, поскольку новый двигатель предполагается выпускать в разных странах мира на предприятиях с разными стандартами производства.

В докладе фирмы «Jenbacher» представлены результаты работы по повышению КПД и снижению вредных выбросов газовых двигателей GE-Jenbacher за счет применения цикла Миллера–Аткинсона. Этот прогрессивный цикл достаточно популярен у двигателестроителей. Однако, как известно, при существенном увеличении фазовых сдвигов угла открытия впускного клапана, т. е. применения «укороченного впуска» или «укороченного сжатия» возникает необходимость применения высокого наддува. В докладе рассматриваются качественные и количественные аспекты этой проблемы, возникшей в ходе создания газовых двигателей новой серии.

СОЗДАНИЕ НОВОГО ВЫСОКОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ПОВЫШЕННОЙ НАДЕЖНОСТИ

Esmail Karimi, Norman Hadley, Technomot Ltd, Англия

Доклад посвящен созданию нового семейства дизелей и газодизелей размерности $D/S = 15/18$ с диапазоном мощности 500–1250 кВт. Рассматриваются, в частности, вопросы применения системы впрыска высокого давления типа common rail, турбокомпрессоров с высоким КПД, головок цилиндра с поперечной продувкой и разделенными окнами и других инновационных технологий, направленных на достижение рекордных для данного класса двигателей показателей топливной экономичности.

Согласно техническому заданию двигатель должен был разрабатываться в двух версиях — дизель и газодизель.

Одним из условий контракта была передача большинства разработанных технологий заказчи-

ку. Это потребовало детальной и тщательно расписанной процедуры непрерывного ведения отчетности, а также организации учебных курсов для персонала заказчика в офисе разработчика «Technomot» (г. Warrington, Англия) длительностью более одного года. В настоящее время многие заказчики, не довольствуясь готовыми решениями, желают сами принимать участие в их создании.

«Technomot», со своей стороны, всегда был сторонником принципа параллельного проектирования, что и обеспечило в итоге успех нового проекта — от выработки концепции до создания опытного образца. В команду разработчиков вошли опытные расчетчики, технологи, маркетологи, специалисты по адаптации двигателей к различным применениям, обеспечению качества и послепродажному обслуживанию. Это позволило всесторонне оценить все компоненты и системы двигателя, и гарантировало, что ни один существенный аспект разработки не будет упущен.

Данный подход был формально закреплён введением процедуры регулярных обсуждений проекта, в ходе которых компоненты и системы, как и конструкция двигателя в целом, тщательно исследовались для выявления возможных видов отказов, а также решения производственных и эксплуатационных проблем.

В качестве примера подобного комплексного подхода можно привести историю проектирования головки блока цилиндров. С самого начала было решено, что поставленные задачи могут быть реализованы только за счет применения четырехклапанной головки и камеры сгорания с поперечной продувкой. На основании имеющегося опыта была создана предварительная модель для оценки конструкции с точки зрения тепловой и механической прочности.

Постоянное и тесное сотрудничество между конструкторами и расчетчиками, а также оперативный обмен данными между программными моделирующими системами ProEngineer и Ansys позволили, действуя методом последовательных приближений, достаточно быстро оптимизировать габариты и массу головки, а также размеры окон. С первого же дня была поставлена задача учета таких факторов, как технологичность и перспективы обеспечения качества.

Другой пример — проектирование шатунно-поршневой группы для шестицилиндровой версии двигателя. Одним из требований заказчика

была максимальная взаимозаменяемость деталей для разных компоновок двигателя. Однако это требование оказалось несовместимым с задачей минимизации массогабаритных показателей. В частности, для двигателей рядного исполнения понадобился легкий шатун с горизонтальным разъемом, извлекаемый через цилиндровую втулку. Поскольку преимущества такого решения были очевидны, заказчик с ним согласился.

В этом случае пришлось просчитать более 200 комбинаций диаметра шейки кривошипа, размера демпфера, длины шатуна и других параметров, прежде чем был найден оптимальный вариант, причем на это ушло всего две недели. Такая скорость расчета вариантов была достигнута благодаря использованию фирменного программного обеспечения, в частности, программ *TechnodynTM* и *TechnotoryTM*. Эти программы предназначены для расчетов внутренних сил, действующих на механизмы двигателя, и крутильных колебаний.

В результате удалось добиться снижения массы шатуна рядного двигателя на 27 % по сравнению с вариантом для V-образного блока. Это дало возможность соответственно снизить массу противовесов и благодаря этому уменьшить длину шатуна на 12 % (по сравнению с вариантом для V-образного блока), а также уменьшить размеры картера и общую высоту двигателя.

Еще одним требованием к 6-цилиндровой версии двигателя была возможность ее установки под полом автомотрисы, т. е. в горизонтальном положении с максимальным габаритом по высоте установки 870 мм. Хотя данное применение двигателя не самое типичное, оно потребовало перекомпоновки некоторых узлов, например масляного холодильника и стартера, ради сокращения габаритов. Заказчик особенно настаивал на том, чтобы конструкция двигателя обеспечивала возможность организации его производства на разных предприятиях в различных странах мира, поэтому при разработке предпочтение было отдано надежным и проверенным временем техническим решениям. Подобные решения, кроме того, диктовались необходимостью обеспечения большого моторесурса.

Блок цилиндров при горизонтальном расположении двигателя был наклонен под углом 10° к горизонту, что позволило предотвратить растекание масла без ущерба прочности. Создатели двигателя понимали, что и при вертикальной ориентации компактность не менее важна, к тому же она способствует снижению производственных затрат.

В качестве примера компромисса между соображениями инноваций и практичности можно привести принятое с самого начала решение об



Рис 1. Легкий шатун «Technomot» для рядного двигателя

использовании системы впрыска топлива типа *common rail*. Это решение, вытекающее из требований высокой топливной экономичности и минимальных вредных выбросов, для данного заказчика было новаторским. Чтобы облегчить переход к этой новой для заказчика технологии, «Technomot» заказал соответствующее оборудование у солидного и надежного поставщика.

Аналогичная политика проводилась и в отношении других компонентов двигателя. Для минимизации рисков основные комплектующие, такие как картер, коленчатый вал, кулачковый вал и головки цилиндров заказывались у наиболее известных британских и европейских поставщиков. «Technomot» имеет многолетний опыт работы со всеми этими поставщиками, поэтому не было никаких сомнений в своевременности будущих поставок.

Поставщиков вспомогательного оборудования подбирал сам заказчик, пользуясь, однако, советами «Technomot» для подбора поставщиков в странах с наименьшей стоимостью производства. В данном случае заказчик пользовался консультациями «Technomot», чтобы обеспечить конкурентоспособность двигателей на мировом рынке.

Для создания рабочего процесса с максимальной возможной термодинамической эффективностью была использована фирменная программа термодинамического моделирования *TechnoportTM*, соединившая в себе достижения термодинамики с многолетним инженерным опытом ее создателей.

Оптимизация процесса сгорания проводилась с интенсивным использованием гидродинамического моделирования (*Computational Fluid Dynamics — CFD*). Поставщик системы топливоподачи провел собственное гидродинамическое моделирование системы *common rail* многоцилиндрового двигателя, от топливного насоса до распылителей (рис. 2).

Результаты гидродинамического моделирования в системе *AMEsim* поступали непосредственно в систему моделирования сгорания *Star-CD*, что обеспечило возможность комплексного ана-

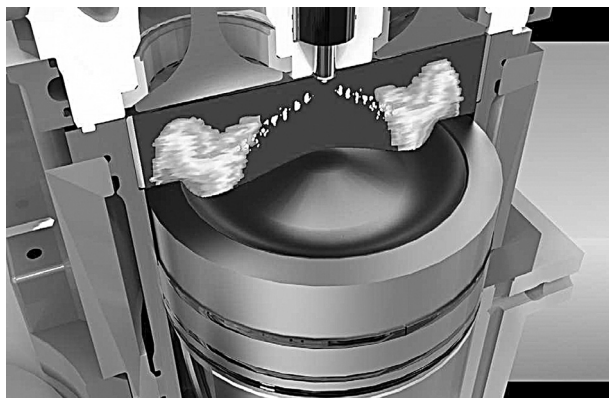


Рис. 2. Результат CFD моделирования впрыска

лиза конфигурации распылителя. Такое взаимодействие двух программ моделирования позволило создать модель, которая по своей достоверности далеко опережает все предыдущие.

Программный пакет CFX системы Ansys был использован для оптимизации параметров потока воздуха, который поступает из воздушного ресивера во всасывающие окна, проходит через камеру сгорания и уходит в выпускной коллектор через выпускные окна. Этот же пакет в сочетании с методом конечных элементов (Finite Element Analysis — FEA) использовался для оптимизации системы охлаждения крышки цилиндра с учетом параметров теплопередачи, теплоотвода и температуры металла. Это потребовало высокого уровня взаимодействия между модулями Ansys CFX и Ansys FEA.

Метод конечных элементов сыграл значительную роль в оптимизации толщины сечений различных компонентов двигателя с точки зрения наилучшего использования материала, надежности и технологичности в рамках данного применения. Все расчеты температуры, скорости деформации и усталостной прочности сводились к поиску оптимальных параметров, при которых условия прочности материала удовлетворялись бы с достаточным запасом.

В ходе работы была произведена тепловая оптимизация головки цилиндра. Как показывает опыт, для выбранного сорта чугуна с шаровидным графитом температура фронта пламени не должна превышать 350 °С во избежание проявления эффекта ползучести. Кроме того, была выполнена механическая оптимизация (минимизация) угла отклонения фронта пламени в пределах заданных границ.

В ходе термомеханического расчета оценивались эффекты многоциклового и малоциклового усталости при пиковых нагрузках по давлению и высоким термическим перегрузкам. Подобные перегрузки характерны, в частности, для быстроходных паромов, двигатели которых работают в

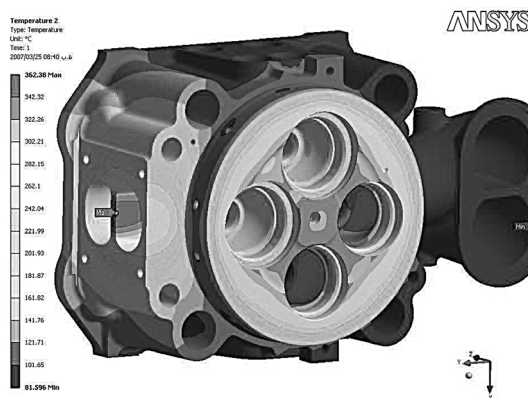


Рис. 3. Предварительный тепловой расчет головки цилиндра

режиме частых пусков и остановок. В результате родилась конструкция, обеспечивающая достаточные запасы прочности во всем диапазоне нагрузок и скоростей (рис. 3).

Для шатуна V-образного двигателя был выбран вариант с косым плоским разъемом. За основу был принят вариант с углом наклона 40° к горизонтали. Затем выбранные параметры были уточнены с целью минимизации скольжения в разьеме, толщины масляной пленки и обеспечения возможности выема поршня через втулку цилиндра. Последнее условие потребовало увеличения угла наклона к горизонтали до 41°, так как понадобилось утолщение материала вокруг резьбового отверстия для шатунных болтов.

Плоский разъем был выбран во избежание технологических проблем, связанных с профилированием зубчатого разьема. Как показывает опыт, для обеспечения нормальной работы плоского разьема и минимизации скольжения в разьеме необходимо, чтобы предварительный затяг болтов превышал равнодействующую сил инерции и сборки (посадки подшипника) не менее чем в 4 раза. Выполнение этого условия было подтверждено МКЭ. (рис. 4)

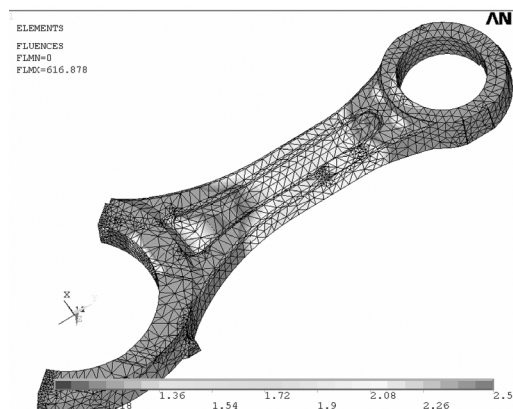


Рис. 4. Распределение коэффициента запаса прочности в стержне шатуна

Прессовая посадка, согласно рекомендациям производителя подшипника, должна обеспечивать радиальное давление на подшипник в пределах 12–18 МПа.

В расчетах шатуна заданные граничные условия включали как инерционные нагрузки, так и нагрузки от прессовой посадки. В данном случае эти нагрузки складываются из затяга болтов и радиальных усилий, возникающих при запрессовке обоих подшипников — поршневого и шатунного. Значения сил инерции, возникающих при разгоне, а также сил, действующих на поршень при пиковом давлении в цилиндре, были найдены по результатам моделирования с помощью программы TechnoDyne. Эти значения были использованы при расчетах постоянных и циклических напряжений и, в конечном итоге, коэффициентов запаса прочности.

Расчетные коэффициенты запаса прочности с учетом радиального биения и продольного изгиба оказались достаточно велики. Полученные величины контактного давления на наружные

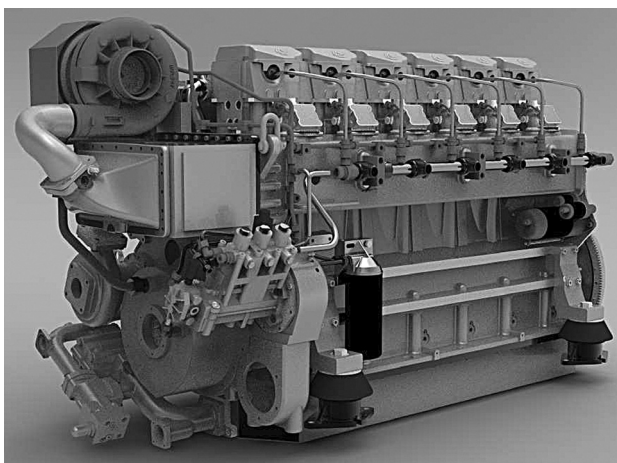


Рис. 5. Рядный 6-цилиндровый дизель

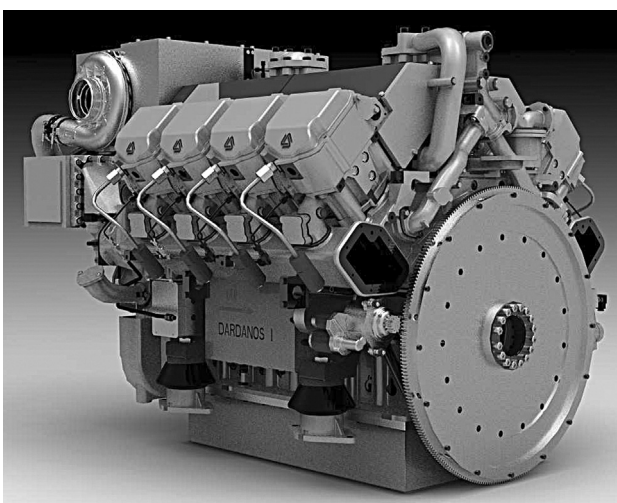


Рис. 6. Дизель V8

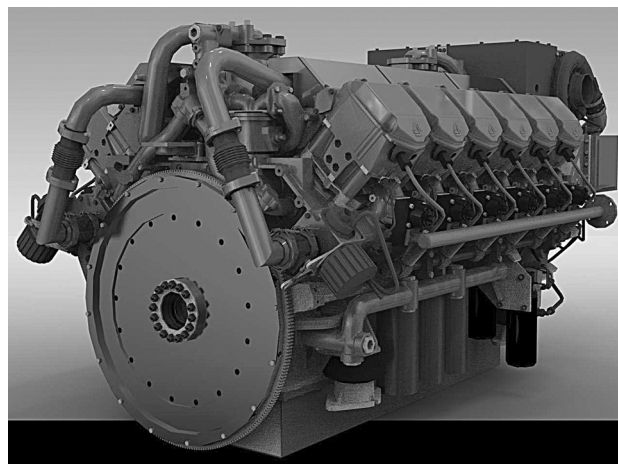


Рис. 7. Газодизель V12

поверхности подшипников, а также значения проскальзывания сравнивались с критериями приемлемости, основанными на опыте проектирования аналогичных двигателей, чтобы можно было оценить риск развития при длительной эксплуатации фреттинга и возникновения проблем, связанных с этим механизмом разрушения. Был проведен расчет посадки и жесткости обоих подшипников, в результате которого методом последовательных приближений были получены приемлемые значения контактного давления и скольжения.

Для динамических расчетов всех движущихся частей двигателя был использован пакет ADAMS, предназначенный для анализа многомассовых систем. Он использовался также для расчетов механизмов привода клапанов, зубчатой передачи, коленвала и шатуна, что позволило исследовать эти узлы достаточно подробно.

В двигателе применен цельный поршень из высокопрочного алюминиевого сплава с тремя поршневыми кольцами, охлаждаемый маслом. Масло на охлаждение поршня поступает из магистрали перед фильтром, причем его подача регулируется клапаном во избежание переохлаждения на малых нагрузках. Оптимизация системы охлаждения поршня стала возможной благодаря тесному сотрудничеству с его изготовителем, предоставившим подробные карты распределения температур в камере сгорания и коэффициентов теплопроводности. Это позволило гарантировать, что температура днища поршня будет оставаться в допустимых пределах.

Основное внимание было сосредоточено на V-образном 12-цилиндровом двигателе, который считается приоритетным. Первый опытный образец такого двигателя был поставлен на испытания досрочно, летом 2009 г. Одновременно была продолжена работа над остальными вариантами, в числе которых рядный 6-цилиндровый (рис. 5), V-образный 8-цилиндровый

(рис. 6), а также V-образный 12-цилиндровый газодизель (рис. 7).

Газодизельный вариант был особенно важен для заказчика, поскольку большая часть его рынков сбыта составляют области, где природный газ значительно более доступен, чем дизельное топливо. При этом газодизель по мощности должен быть как можно ближе к дизелю. Это задача оказалась непростой, но решаемой.

Используя новейшие методы борьбы с детонацией и работая в тесном сотрудничестве с аналитиками заказчика, «Technomot» продемонстрировала возможность достижения газодизелем номинальной мощности, составляющей до 90 % мощности дизельного аналога. Методы предотвращения детонации подробно освещены в публикации ASME ICES2008-1630.

После тщательного анализа всех факторов, касающихся, в первую очередь, расхода топлива и безопасности, было принято стратегическое решение об организации индивидуальной подачи газа в каждый цилиндр. Тем самым устраняется необходимость прохождения газозвдушной смеси через компрессор, связанное с определенными рисками, и предотвращаются непроизводительные потери газа при продувке. Схема системы подачи газа показана на рис. 8.

Возможность подачи газа была учтена с самого начала при конструировании головки цилиндра. В каждой отливке головки имеется специальный выступ, который после соответствующей механической обработки может быть использован для размещения электромагнитного газового клапана

Основные параметры двигателя (версия V12)

Длительная мощность (ИСО 3046)	1000 кВт при 50 Гц 1100 кВт при 60 Гц
Кратковременная мощность (ИСО 3046)	1100 кВт при 50 Гц 1250 кВт при 60 Гц
Частота вращения	1500 об/мин 1800 об/мин
Диаметр цилиндра	150 мм
Ход поршня	180 мм
Среднее эффективное давление	22 бар
Максимальное давление в цилиндре	200 бар
Удельный расход топлива	199 г/кВт·ч (ИСО 3046)
Выбросы	Директива European Rail 97/68, стадия IIIa
Длина	2195 мм
Ширина	1280 мм
Высота	1240 мм
Масса	3700 кг

над каналом подачи воздуха. В дизелях этот выступ остается необработанным. Такое решение позволило сократить производственные расходы за счет унификации отливок.

Как уже говорилось выше, при разработке 6-цилиндрового рядного варианта пришлось учесть специфические требования железнодорожного применения. Тем не менее удалось добиться высокой степени унификации деталей рядной и V-образной версий, за исключением конструкции шатуна.

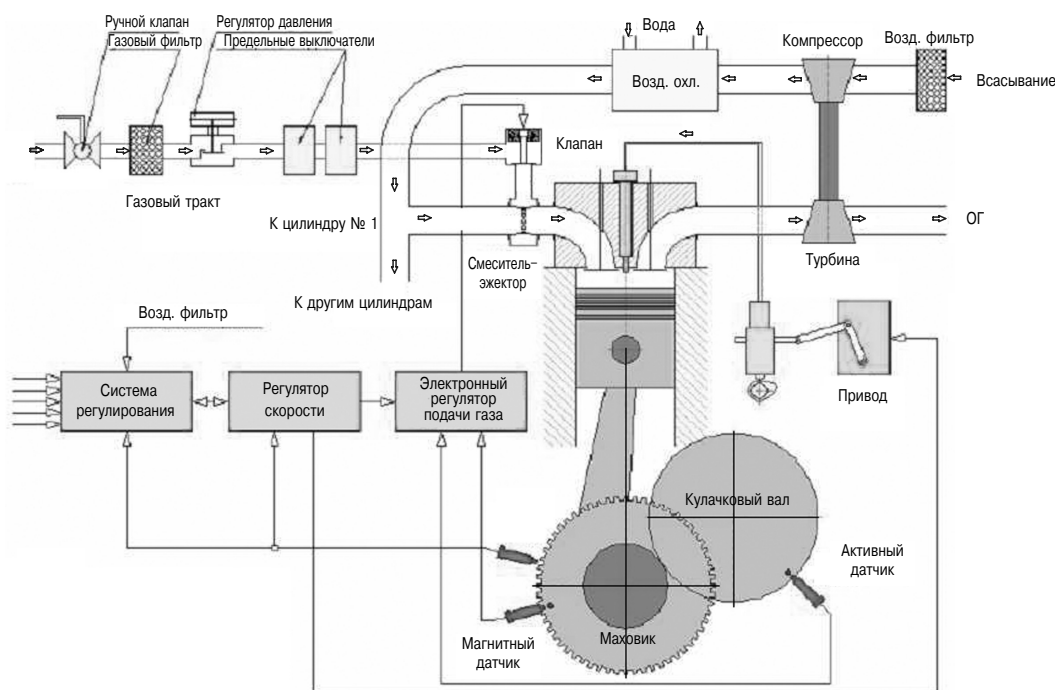


Рис. 8. Схема управления подачей газа в газодизеле

Основные параметры нового семейства двигателей (применительно к версии V12) сведены в таблицу.

Для фирмы «Technomot» данный проект, помимо прочего, стал отправной точкой для создания собственного одноцилиндрового лабораторного отсека. Этот отсек используется для отработки технических и технологических решений в ходе реализации программы Technomot по уменьшению вредных выбросов. Целью этой программы является снижение выбросов NO_x до 2 г/кВт·ч при сохранении рекордного в своем классе расхода топлива.

Выводы

Сочетая практический опыт, инновации, параллельное проектирование и сложное компьютерное моделирование, фирма «Technomot» создала семейство двигателей, находящееся на уровне лучших мировых образцов по своим техническим и массогабаритным показателям, надежности, компактности и экономичности.

В двигателе применена современная электронная система топливоподачи, позволившая существенно снизить расход топлива, но основные его компоненты выбраны из соображений максимального упрощения производства, эксплуатации и обслуживания. Это позволит свести к минимуму как производственные, так и эксплуатационные расходы. Конструкция двигателя обеспечивает универсальность его применения. Он может быть, в частности, использован как главный судовой, тепловозный, а также в составе дизель-генератора.

**ГАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ БУДУЩЕГО:
ИННОВАЦИОННЫЙ ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ
И ВЫСОКАЯ СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ
ВЫВОДЯТ КПД НА НОВЫЙ УРОВЕНЬ**

Johann Klausner, Christian Trapp, Herbert Schaumberger, Markus Haidn, Juergen Lang, GE Jenbacher GmbH, Австрия

В мире наблюдается отчетливая тенденция к децентрализации энергоснабжения, и не последняя роль в этом процессе отводится газовым двигателям. Современные машины уже достигли достаточно высокого уровня КПД за счет организации процесса сгорания и использования цикла Миллера–Аткинсона в сочетании с высокой степенью сжатия. Однако задача дальнейшего повышения КПД с повестки дня не снимается, в частности, для обеспечения возможности работы двигателей на различных видах газов. В настоящем докладе описывается новая идеология применения высокого наддува для усиленного цикла Миллера-Аткинсона. Увеличение степени повышения давления и КПД турбокомпрессора позволяет более полно использовать потенциальные возможности этого цикла.

Одной из важнейших задач энергетики на ближайшие годы становится производство электрической и тепловой энергии в количествах, достаточных для стабильного развития мировой экономики. Основными сдерживающими факторами при этом выступают климатические изменения и ограниченность ресурсов ископаемого топлива. Оба эти фактора тесно связаны между собой, поскольку глобальное потепление, по мнению некоторых ученых, считается результатом увеличения концентрации двуокиси углерода (CO₂) в земной атмосфере.

На рис. 1 показано распределение мирового производства энергии в 2010 г. на основе различных видов топлива. Доля минерального топлива при этом составляет 67 %, из которых 30 % приходится на природный газ, сжигаемый в поршневых двигателях, турбинах и установках смешанного цикла. Сравнивая это распределение с прогнозом на 2030 г., мы видим значительные изменения, особенно в газовом секторе (рис. 2).

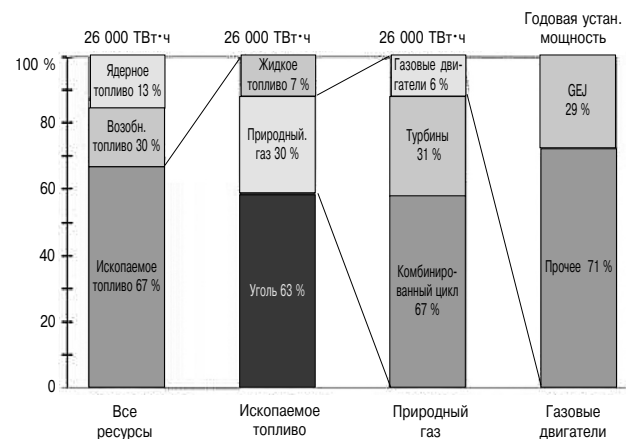


Рис. 1. Мировое производство электроэнергии и установленная мощность газовых двигателей в 2010 г. (по данным АЭП и GE-Jenbacher)

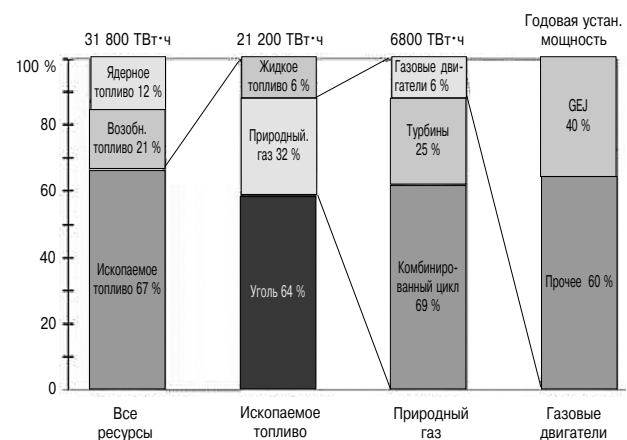


Рис. 2. Мировое производство электроэнергии и установленная мощность газовых двигателей — прогноз на 2030 г. (по данным АЭП и GE-Jenbacher)

Наибольшая часть выбросов CO_2 в атмосферу происходит в результате сжигания минерального топлива для промышленных целей, в системах отопления, производства электроэнергии, в двигателях внутреннего сгорания и т. п. Поскольку запасы минерального топлива не безграничны, все большее значение приобретает оптимизация использования имеющихся ресурсов. Несмотря на растущее разнообразие источников энергии, в том числе увеличение доли возобновляемой («зеленой») энергии с минимальным или нулевым «углеродистым следом», в мире пока нет замены минеральному (ископаемому) топливу в качестве основного источника энергии.

Растет не только доля потребления газового топлива, все большее значение среди его потребителей приобретают газовые двигатели. Хотя доля газовых двигателей на рынке (6 %) в 2010 г., по-видимому, не изменится, прогнозируемый на 2030 г. объем электроэнергии, получаемой от сжигания природного газа, возрастет до 6800 ТВт·ч против 4140 ТВт·ч в 2010 г. Для компании GE-Jenbacher это означает, что по сравнению с 1700 МВт установленной мощности в 2010 г. (годовой выпуск), в 2030 г. этот показатель возрастет до 3500 МВт.

Согласно прогнозу на 2030 г., доля рынка газовых двигателей, покрываемая машинами GE-Jenbacher, должна возрасти с 29 до 40 %.

Возрастающее значение газового топлива объясняется не только относительно большим объемом его мировых запасов, которые более чем в 3 раза превышают суммарные запасы нефти, но и значительно меньшим количеством вредных выбросов, образующихся при его сгорании. Если же рассматривать структуру газового сектора, то рост относительной доли газовых поршневых двигателей в общем объеме производства стимулируется обоими упомянутыми факторами. Эти двигатели не только вырабатывают электроэнергию высокой степени экологической чистоты, но и обладают высоким КПД, который сегодня в среднем составляет порядка 45 %. Экологическая чистота делает газовые двигатели идеальным источником энергии для электростанций комбинированного цикла, образующих структуры децентрализованного энергоснабжения. Использование получаемого при этом тепла для отопления близлежащих зданий и помещений позволяет повысить общий КПД такой станции до 90 % и более. Это является решающим вкладом в оптимизацию использования имеющихся запасов топлива.

Газовые двигатели, вклад которых в загрязнение атмосферы незначителен, можно использовать на густонаселенных территориях. Такая возможность допускается самыми строгими экологи-

ческими нормативами, например, TA Luft 2002 в Германии. Естественно, TA Luft накладывает на производителей двигателей самые жесткие ограничения. В густонаселенных районах такие ограничения особенно существенны, например, в центральных городских районах допустимые выбросы снижаются до 50 % от норм TA Luft. Например, допустимый выброс NO_x составляет всего 250 мг/м³.

Вместе с тем по-прежнему наблюдается не только снижение запасов минерального топлива, но и его подорожание. Газ не составляет исключения. Так что и с этой точки зрения проблема эффективности преобразования энергии становится все более острой.

Именно с этим вызовом сталкиваются сейчас разработчики газовых двигателей. Газовые двигатели будущего должны не только иметь более высокий КПД, но и обеспечить снижение выбросов CO_2 . Кроме того, условия работы в густонаселенных зонах требуют снижения выбросов окислов азота (NO_x), углеводородов (НС), альдегидов и других вредных веществ и увеличения допустимого ассортимента топлива, в частности, возможности использования газообразных отходов. Такой двигатель должен обладать высочайшей надежностью и экономичностью, а также удовлетворять целому ряду других требований, таких как возможность работы на природном газе непостоянного состава (так называемое «flex fuel» — топливо с переменным метановым числом), работы на различной высоте и т. п.

Вызовы — настоящие и будущие

Уже сегодня газовые двигатели «GE-Jenbacher» с наддувом имеют эффективный КПД 46,6 %. Часть этих двигателей оборудуется системами селективного каталитического восстановления (SCR), необходимыми для выполнения местных экологических требований. При этом максимальное давление сгорания уже сейчас достигает 200 бар, а в будущем при достижении КПД 50 % его придется увеличить до 300 бар.

В мощных (до 4 МВт) двигателях «GE-Jenbacher» (рис. 3) используется принцип внешнего смесеобразования с искровым форкамерным

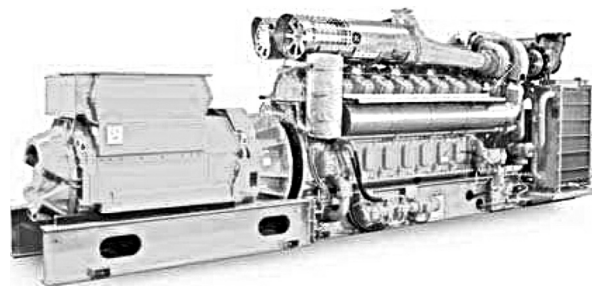


Рис. 3. 16-цилиндровый газовый двигатель «GE-Jenbacher» типа J616F

зажиганием. Такая схема обеспечивает высокую турбулентность заряда и быстрое сгорание топливовоздушной смеси. При этом в процессе используется однородная топливовоздушная смесь, в достаточной мере обедненная ($\lambda = 2$ и более).

Это обстоятельство, как и высокое давление в цилиндре перед зажиганием, равное 60 бар, представляет серьезный вызов для разработчиков.

В целях дальнейшего увеличения КПД двигателя «GE-Jenbacher» работает над повышением давления наддува и новой системой сгорания, обеспечивающей в сочетании высоким наддувом повышенную степень сжатия.

Для предотвращения детонации предполагается использовать «усиленный» цикл Миллера, отличающийся значительно более глубоким смещением фаз газораспределения. Это позволит снизить температуру в цилиндре, поскольку значительно увеличивается продолжительность процесса расширения смеси. При этом снижается также максимальная и средняя температура процесса, что, в свою очередь, уменьшает вероятность детонации и способствует снижению выбросов NO_x .

Для обеспечения необходимого качества газообмена при сокращении такта сжатия, свойственного циклу Миллера–Аткинсона, необходимо значительно увеличить давление наддува без ущерба для КПД двигателя (в смысле увеличения насосных потерь).

В ходе создания двигателя с описанным выше процессом пришлось решать целый ряд частных задач.

Прежде всего до начала испытаний двигателя следовало определить время закрытия впускного клапана при переходе на новую форму кулачка, оптимизированную по результатам моделирования и лабораторных испытаний и оптимизировать параметры газообмена.

Прогресс в области создания турбокомпрессоров позволил повысить давление наддува до $\pi = 6$. Чтобы изучить возможности оптимизации процесса без чрезмерного роста противодавления выпуску, что вызывает падение КПД, предстояло провести значительную работу по повышению КПД турбокомпрессора до 70 %.

Была усовершенствована конструкция форкамеры и поршня с целью обеспечения гарантированного зажигания и быстрого горения, несмотря на повышение давления в цилиндре. В частности, была изменена геометрия форкамеры и каналов распространения факела. Их новая форма идеально соответствует геометрии камеры сгорания и днища поршня. Для оптимизации каналов распространения факела была использована модель 3D-CFD (Computational Fluid Dynamics — вычислительная аэрогидродинамика).

Кроме того, были изменены форма, размер и ориентация направляющих отверстий факела. В результате выходящий из форкамеры факел обеспечивает быстрое распространение пламени по камере сгорания, а также быстрое и полное сгорание при высоком значении λ , даже в зоне вблизи стенки цилиндра. Поскольку при давлении в цилиндре более 60 бар зажигание затруднено, пришлось усовершенствовать технологию зажигания. При высоком давлении обычные индукционные катушки и свечи работают на пределе своих возможностей. Поэтому фирма разработала собственную систему зажигания MORIS с регулируемым высоковольтным конденсатором для питания фирменных свечей зажигания GE-Jenbacher. Комплекс мероприятий по повышению КПД газового двигателя приведен на рис. 4.

Фазы газораспределения

Рабочий процесс по циклу Миллера–Аткинсона обеспечивает снижение температурного уровня процесса в камере сгорания. Этот принцип раннего или позднего закрытия впускного клапана используется во многих газовых двигателях, обеспечивая снижение температуры заряда за счет более глубокого расширения отработавших газов. При этом снижается температура сгорания, а следовательно, и вероятность возникновения детонации. Соотношение между углом закрытия впускного клапана и допустимой степенью сжатия показано на рис. 5.

При использовании газа с метановом числом 70 применение «умеренного» цикла Миллера поднимает уровень предельно допустимой степени сжатия на единицу, одновременно увеличивая допустимую нагрузку на 2 бара по сравнению со стандартным газораспределением. Применение «усиленного» цикла Миллера, использованного в данной разработке, поднимает уровень предельно допустимой степени сжатия еще на две единицы, соответственно увеличивая допустимую нагрузку



Рис. 4. Меры по повышению КПД газового двигателя

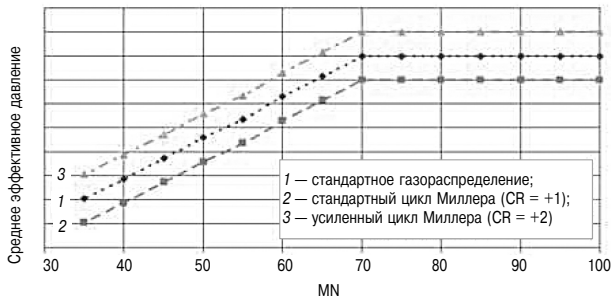


Рис. 5. Соотношение угла закрытия клапана, степени сжатия и среднего эффективного давления

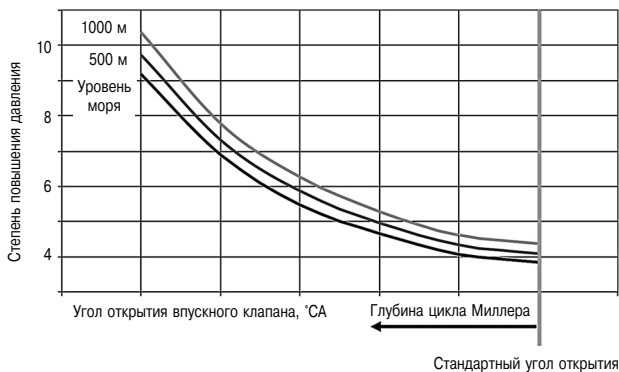


Рис. 6. Зависимость параметров работы двигателя с усиленным циклом Миллера от высоты

на достаточно большую величину. Поскольку каждая единица степени сжатия в данном случае означает увеличение КПД на 0,8 %, оптимизированный «усиленный» цикл Миллера, позволяет заметно поднять его КПД.

В то же время «усиление» цикла Миллера–Аткинсона имеет свои ограничения. Дело в том, что снижение объемного КПД связано с необходимостью значительного увеличения давления наддува, поэтому при существующем турбокомпрессоре среднее эффективное давление ВМЕР > 20 бар недостижимо. Это означает, что степень повышения давления в компрессоре должна быть не 4,8–5, как сейчас, а не менее 6. На рис. 6 показана зависимость необходимой степени повышения давления в компрессоре от высоты над уровнем моря. Таким образом, применение усиленного цикла Миллера влечет за собой необходимость совершенствования турбокомпрессора.

Воспламенение и сгорание

В двигателях «GE-Jenbacher» средней и большой мощности для облегчения процесса воспламенения используется форкамера. В ней находится топливовоздушная смесь, обогащенная до той степени, при которой обеспечивается оптимальное воспламенение. Воспламенившаяся запальная смесь направляется в камеру сгорания, где находится обедненная смесь с $\lambda > 2$. Форма и ориентация отверстия выхода факела подобраны таким образом, чтобы обеспечить максимальную ско-

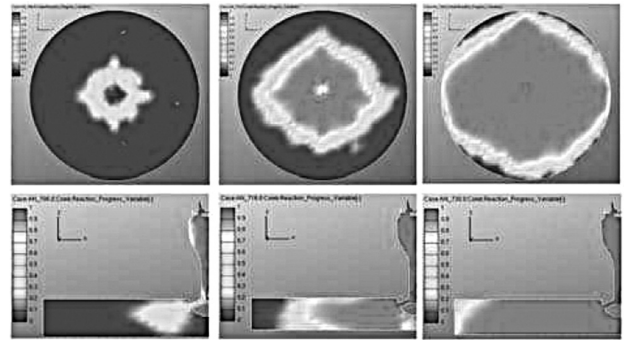


Рис. 7. Картина развития факела и сгорания топлива в двигателе с усовершенствованной форкамерой

рость распространения факела в камере сгорания. На рис. 7 показана картина распространения факела в камере сгорания, полученная в результате аэрогидродинамического моделирования. Хотя картина распространения факела не отражает в полной мере окончательную стадию данной разработки, на рисунке ясно видно, что в цилиндре присутствуют лишь незначительные по объему фрагменты несгоревшей обедненной смеси, находящиеся вблизи его стенок. На нижних кадрах рис. 7 приведены изображения истечения горячей запальной смеси из форкамеры (слева), воспламенения обедненной смеси в цилиндре (в середине) и быстрого распространения пламени в направлении стенок цилиндра (справа).

Для обеспечения гарантированного зажигания смеси при давлении в цилиндре более 60 бар «GE-Jenbacher» разработал новую систему свечей зажигания. В обычных высоковольтных системах для создания искры между электродами свечи используется конденсатор, где накапливается необходимая электрическая энергия. Время существования искры и ее энергия во многом определяются конструкцией катушки зажигания. Обычная дилемма — либо короткоживущая искра с большой энергией, либо длительная искра с малой энергией. Типичное напряжение на катушке зажигания — от 15 до 30 кВ — создает искру с длительностью до 1000 мс. В современных высокофорсированных двигателях, которые характеризуются большими значениями среднего



Рис. 8. Система зажигания MORIS

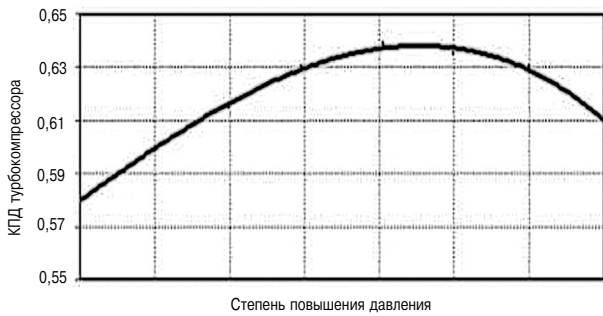


Рис. 9. Зависимость КПД турбокомпрессора от степени повышения давления

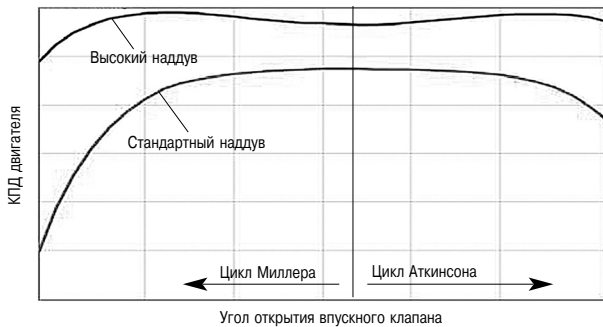


Рис. 10. Сравнение стандартного наддува (нижняя кривая) и при усиленном цикле Миллера (верхняя кривая)

эффективного давления (ВМЕР 25 бар и более), такие параметры искры уже недостаточны для гарантированного зажигания смеси.

Поэтому конструкторам фирмы пришлось разработать конденсаторную систему зажигания нового типа, названную MORIS. В этой системе (рис. 8) как длительность, так и энергия искры высокого напряжения являются регулируемыми величинами. Это позволяет обеспечить гарантированное зажигание даже при наличии таких неблагоприятных факторов, как высокое давление в цилиндре и бедная смесь. Новая система зажигания уже используется на крупных двигателях, например, J624 мощностью 4 МВт, а в дальнейшем будет использована на всех машинах с высоким КПД.

В отличие от обычных конденсаторных схем, в системе MORIS энергия конденсатора передается на катушку несколькими импульсами, причем длительность каждого импульса является регулируемой. Алгоритмы управления позволяют задавать ток искры и ее длительность независимо от напряжения, в пределах, ограниченных лишь физическими возможностями системы. Система управления током создает плазменный канал с определенным энергетическим зарядом. В отличие от многоискровых систем, недостатком которых является пониженный ресурс свечи, система управления MORIS на ресурс свечи никак не влияет, поскольку генерируемая в ней величина

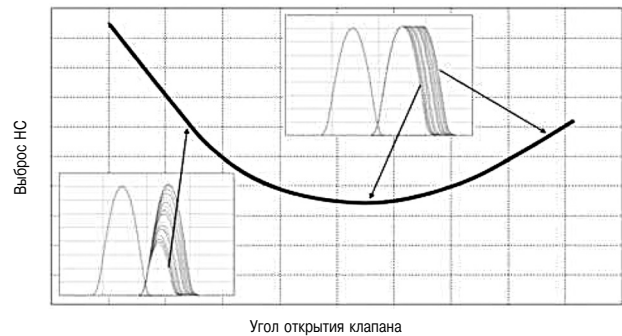


Рис. 11. Зависимость уровня выбросов углеводородов от угла закрытия впускного клапана при обычном наддуве

тока всегда соответствует фактической потребности. Для оптимизации взаимодействия между свечой и системой управления фирма разработала собственную конструкцию свеч. В этих свечах материал и геометрия электродов подобраны так, чтобы обеспечить максимально длительный срок службы в составе регулируемой системы.

Газообмен

В выбранном варианте рабочего процесса впускные клапаны закрываются еще раньше, чем в стандартном цикле Миллера–Аткинсона, что приводит к уменьшению временного интервала, необходимого для поступления заряда в цилиндр. Для обеспечения поступления в камеру сгорания свежего заряда в полном объеме необходимо поднять давление топливовоздушной смеси на входе в цилиндр, для чего нужна достаточно высокая степень повышения давления в турбокомпрессоре. Однако обеспечить ее оказалось не так-то просто. На рис. 9 показана зависимость КПД турбокомпрессора от степени повышения давления. В современных газовых двигателях степень повышения давления обычно находится в диапазоне от 4,8 до 5,8. Начиная с определенного значения степени повышения давления, КПД турбокомпрессора обычно падает. Это происходит из-за усиления обратной циркуляции. Точка максимального значения КПД соответствует степени повышения давления, близкой к 6.

Как показывает опыт, повышение КПД турбокомпрессора на 1 % дает прирост КПД двигателя примерно на 0,08 %. Существующие технологии не позволяют поднять степень повышения давления выше 6 без потери КПД системы наддува. Для обеспечения необходимой плотности свежего заряда фирме «GE-Jenbacher» пришлось разработать новую конструкцию турбокомпрессора, позволяющую получить степень повышения давления более 6 при сохранении КПД турбокомпрессора на уровне свыше 70 %. На рис. 10 изображены две кривые, показывающие зависимость КПД двигателя $\lambda_{\text{МОТ}}$ от параметра цикла Мил-

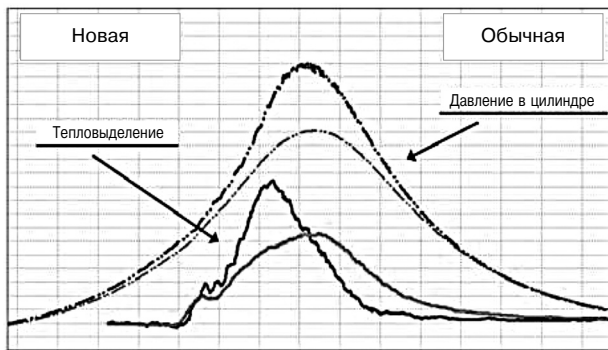


Рис. 12. Сравнение новой и традиционной концепций организации тепловыделения и динамики изменения давления в цилиндре

лера–Аткинсона (угла закрытия впускного клапана) при КПД турбокомпрессора 60 и 70 %. Увеличение КПД турбокомпрессора позволяет сохранять КПД двигателя даже при очень больших отклонениях параметра цикла Миллера–Аткинсона от стандартного.

Еще одним нежелательным побочным эффектом усиленного цикла Миллера–Аткинсона является рост выбросов НС из-за увеличения количества несгоревшего топлива, попадающего в выпускной тракт при продувке. Отсюда следует необходимость оптимизации периода перекрытия клапанов. Чрезмерное перекрытие клапанов приводит к увеличению выброса углеводородов в атмосферу. С другой стороны, недостаточное перекрытие клапанов снижает положительный эффект продувки, не позволяя достичь ожидаемого уменьшения температуры камеры сгорания. При КПД турбокомпрессора более 70 % в сочетании с ранним закрытием впускного клапана концепция управления двигателем должна быть полностью пересмотрена. Подобрать такое время перекрытия клапанов, которое бы находилось в пределах оптимума характеристики (рис. 11), оказалось весьма непросто. Эта характеристика отражает типичную зависимость выбросов НС от угла закрытия впускного клапана в цикле Миллера–Аткинсона при отсутствии каких-либо компенсационных мер. Заметный рост выбросов НС при отклонении угла от оптимума объясняется увеличением потерь при продувке в результате перекрытия клапанов.

Итоговые результаты оптимизации параметров

Применение нового высоконапорного турбокомпрессора, имеющего большой КПД, в сочетании с циклом Миллера–Аткинсона и оптимизированной системой сгорания открывает путь к созданию высокофорсированного двигателя с большим КПД и расширенной зоной рабочих режимов (рис. 12).

Новая концепция двигателя с высоконапорным турбокомпрессором обеспечивает значительное расширение зоны допустимых рабочих режимов по сравнению со стандартным решением. Поскольку в существующих двигателях зона допустимых рабочих режимов представляет собой, как правило, очень узкую полосу между зонами риска (детонации и пропуска вспышек), диапазон настройки угла опережения зажигания для них крайне ограничен. На практике это обычно означает работу двигателя вблизи порога детонации.

Новая концепция использования цикла Миллера при оптимальной организации процесса сгорания дает возможность повысить КПД двигателя на 4–5 %. При этом зона допустимых рабочих режимов существенно расширяется, что позволяет уменьшить значение λ без сопутствующего увеличения выбросов NO_x . Одновременно расширяются возможности регулирования угла опережения зажигания. Разработанный двигатель с высоким наддувом дает возможность гораздо эффективнее управлять параметрами рабочего процесса, сохраняя при этом уровень выбросов NO_x в пределах норматива TA Luft, т. е. 500 мг/нм³.

Выводы

Возможности повышения механического КПД газового двигателя ограничены, главным образом, опасностью возникновения детонации при максимальном давлении сгорания, если машина работает на бедной смеси. Следовательно, для дальнейшего повышения КПД двигателя необходимо снижать температуру сгорания и оптимизировать рабочий процесс. Это даст возможность увеличить степень сжатия и за счет этого повысить удельную мощность.

Фирма «GE Jenbacher» разработала новую концепцию двигателя, соединяющего в себе инновационную технологию высокого наддува, обеспечившую степень повышения давления более 6 при КПД турбокомпрессора свыше 70 %, и оптимальную организацию рабочего процесса. Это позволило применить в двигателе модифицированный (усиленный) цикл Миллера–Аткинсона, отличающийся от обычного намного более глубоким регулированием фаз газораспределения.

Результаты работы свидетельствуют о возможности достижения чрезвычайно высоких значений степени сжатия, среднего эффективного давления до 24 бар и КПД, значительно превышающего 47 %. В среднесрочной перспективе «GE Jenbacher» надеется еще более усовершенствовать описанные выше технологии, и в итоге, возможно, преодолеть 50-процентный порог КПД двигателя.