УДК 621.431.72

ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ КРЫШЕК ЦИЛИНДРОВ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

М.И. Раенко к.т.н.; В.А. Рыжов к.т.н.; С.П. Мягков
ОАО «Коломенский завод»

Для крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей, работающих в области неизотермического малоциклового нагружения, в качестве критериев прочности необходимо рассматривать два предельных состояния.

Первое предельное состояние определяется потерей несущей способности конструкции вследствие термической усталости. Оценка прочности осуществляется по пределу выносливости крышки при ограниченной долговечности. Разрушение имеет усталостный характер.

Второе предельное состояние заключается в возникновении знакопеременных пластических деформаций в полуциклах сжатия и растяжения. Оценка прочности осуществляется по предельному времени, в течение которого конструкция может работать в квазиупругой области. Разрушение имеет вязкий, деформационный характер.

Выполненная оценка долговечности для серийной крышки цилиндра двигателя 16ЧН26/26 с номинальной мощностью 3680 кВт показала, что рассмотренная крышка цилиндров является работоспособной при использовании на дизелях как тепловозного, так и судового назначения в течение заданного срока службы до капитального ремонта.

Для крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей при существующих материалах и уровне форсирования остается недостижимым необходимый запас циклической прочности по основному виду нагружения — термоциклическому. В результате конструкция имеет ограниченную долговечность и работает в области постоянной повреждаемости.

Выполненные исследования показали, что в качестве критериев прочности деталей, работающих в области неизотермического малоциклового нагружения, в частности, для крышек цилиндров необходимо рассматривать два предельных состояния. Первое предельное состояние заключается в потере несущей способности конструкции вследствие термической усталости. В этом случае оценка прочности осуществляется по пределу выносливости крышки при ограниченной долговечности σ_{-1N}, где N — предельное число циклов теплосмен в эксплуатации. Разрушение имеет усталостный характер. Второе предельное состояние заключается в возникновении знакопеременных пластических деформаций в полуциклах сжатия и растяжения. Оценка прочности в этом случае осуществляется по предельному времени, в течение которого конструкция может работать в квазиупругой области (предельное время релаксации). Разрушение имеет вязкий, деформационный характер.

При относительно низких температурах (≤ 350 °С) более значимым является первый критерий, с ростом температур значимость второго критерия повышается. При высоком уровне температур в перемычках между клапанами (~400 °С) вероятность разрушения лучше описывается вторым критерием.

Оценка долговечности серийной крышки цилиндра двигателя 16ЧН26/26 выполнялась для условий судового и тепловозного применения при номинальной мощности 3680 кВт. Результаты расчета температурных полей крышки цилиндра, выполненного методом конечных элементов (МКЭ) в трехмерной постановке, представлены на рис. 1. Полученные поля температур приняты в качестве исходных данных для решения задачи термопластичности в циклической температурно-временной постановке с учетом ползучести и релаксации напряжений. Расчет выполнялся МКЭ с использованием математической модели, описанной в [1]. При расчетах учитывалась зависимость модуля упругости и коэффициента линейного расширения материала от температуры.

В качестве исходных данных по нелинейному поведению материала крышки (чугуна марки ВПЧ-НМ) за пределами упругости были приняты диаграммы деформирования σ–ε, полученные при испытаниях образцов при разных уровнях температур в диапазоне от 20 до 450 °С. Расчет первого полуцикла нагружения осуществляется методом пошагового нагружения, начиная с равномерной температуры (20 °С) во всех узлах модели до достижения температурного поля, соответствующего режиму полной мощности двигателя. Далее производился расчет релаксации напряжений в течение времени выдержки τ при полученном в первом полуцикле уровне теплового

а) *б)*

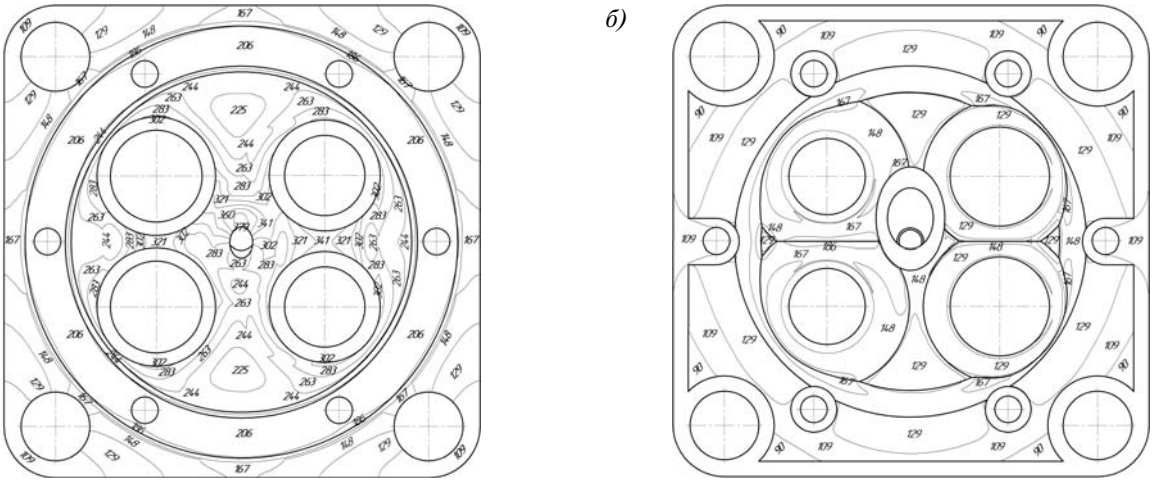

Рис. 1. Температурное поле крышки цилиндра на режиме полной мощности двигателя (P_e = 3680 кВт):
а — со стороны огневого днища; *б* — со стороны полости охлаждения

и напряженно-деформированного состояния конструкции.

После этого выполнялся второй полуцикл разгрузки также методом пошагового нагружения, начиная с температуры, соответствующей полной мощности двигателя до равномерной температуры (20 °С) во всех узлах модели, то есть до полного остывания. Материал считался циклически изотропным. После завершения первого цикла в наиболее нагруженных сечениях конструкции возникают остаточные напряжения. Второй и последующие циклы, включающие нагрузку, выдержку и разгрузку, осуществляются аналогично, при этом остаточные напряжения, полученные на каждом предшествующем цикле, рассматриваются как начальные условия для выполнения последующего расчета параметров цикла.

В качестве типового закона изменения нагрузок в период эксплуатации тепловозного дизеля принят закон блочного нагружения, эквивалентного по повреждающему воздействию на крышку цилиндра фактическому эксплуатационному спектру нагрузок [2]. Статистические характеристики блока нагружения были получены в результате схематизации методом полных циклов случайного процесса изменения нагрузок на характерном участке пути [3]. Блок нагружения соответствует длине пути $l_б$ = 310 км и содержит четыре трапецеидальных полных цикла (номинальная мощность–выдержка–холостой ход). Время выдержки при полной мощности (время релаксации напряжений) в каждом цикле составляет τ = = 0,7125 ч.

В соответствии с требованиями ОАО РЖД ресурс S современных модификаций тепловозных дизелей до капитального ремонта (КР) должен составлять не менее 1600 тыс. км пробега тепловоза. За весь ресурс будем иметь: λ = 5160 блоков нагрузок, $N_р$ = 20 640 полных циклов теплосмен, суммарное время релаксации напряжений τ_Σ = 14 700 ч.

Обычно считается, что температурное состояние крышки цилиндра на холостом ходу дизеля близко к равномерному нагреву. Теоретически температурных напряжений при этом не возникает, поэтому в расчетах обычно принимается условие нулевых температурных напряжений в конструкции на этом режиме работы двигателя. Однако в связи с тем, что крышка цилиндра находится в силовом взаимодействии с другими деталями цилиндрового комплекта, в частности с блоком цилиндров, ее свободное тепловое расширение ограничено, что может приводить к появлению напряжений.

Для оценки влияния этого фактора был выполнен приближенный расчет напряжений на режиме холостого хода с помощью упрощенной балочной модели клапанной перемычки. Балка переменной жесткости предполагалась упруго защемленной по торцам. В качестве исходных данных для расчета приняты полученные экспериментально для рассматриваемого типа двигателя температурные поля перемычек на режиме холостого хода дизеля. Согласно этим данным на огневой поверхности днища температура в районе перемычек составляет ≈120 °С, со стороны полости охлаждения ≈100 °С.

Коэффициенты стеснения деформаций определены МКЭ на полноразмерной модели крышки. В результате расчета балочной модели в перемычке между выпускными каналами максимальное значение температурных напряжений составило: σ_{xx} = −84 МПа; в перемычке между впускными каналами σ_{xx} = −106 МПа. Полученные результаты не соответствуют предположениям о незначительном уровне температурных напряжений в крышке цилиндра на режиме холостого

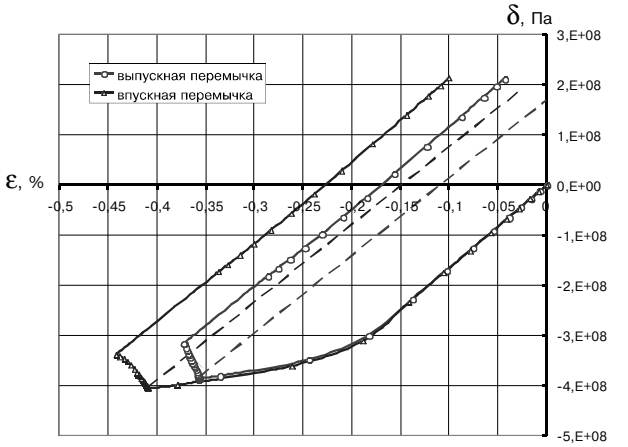

Рис. 2. Остаточные напряжения в перемычках крышки цилиндра после 1100 циклов нагружения и 550 ч выдержки (пунктиром показан первый цикл)

хода двигателя и указывают на необходимость учета этого фактора при оценке долговечности конструкции.

Для определения амплитуд напряжений, вызванных сменой теплового состояния крышки, работающей по типовому блоку нагружения, воспользуемся результатами конечно-элементного расчета остаточных напряжений после стендовых испытаний дизеля, представленными на рис. 2, и результатами расчета напряжений в перемычках на режиме холостого хода с помощью упрощенной модели.

При расчете остаточных напряжений в крышке после стендовых испытаний дизеля принято, что в каждом цикле разгрузка (остывание) производится до температуры 20 °С, что соответствует полному равномерному остыванию. Указанный фактор не влияет на уровень и темп роста остаточных напряжений в крышке цилиндра, но может оказывать существенное влияние на долговечность конструкции.

Таким образом, при оценке размаха напряжений из полученных МКЭ расчетных значений напряжений ($2\sigma_a$) в типовом стабилизированном цикле необходимо исключить напряжения, соответствующие холостому ходу. В результате амплитуда температурных напряжений в перемычке между выпускными каналами составит: σ_a = 221,6 МПа, в перемычке между впускными каналами: σ_a = 223,2 МПа. Поскольку высокопрочный чугун относится к циклически стабильным материалам, значения амплитуд будут оставаться постоянными на протяжении всего процесса эксплуатации конструкции, а изменяются только средние напряжения цикла, что значительно упрощает анализ как напряженного состояния, так и долговечности конструкции.

Определение числа циклов до разрушения с учетом выносливости материала в условиях неизотермического нагружения осуществляется по кривым термической усталости для высокопрочного чугуна (ВПЧ) при различных температурах и уровнях напряжений, приведенным в работе [4]. По уравнениям кривых термической усталости определяем количество циклов до разрушения. Наклонный участок кривых согласно [3] аппроксимирован зависимостью

$$N = \exp(\alpha - \beta \cdot \sigma_a),$$

где α и β — параметры кривых термической усталости.

Коэффициенты α и β при температуре 315 °С равны: α = 17,97 и β = 0,0306; при 340 °С: α = 17,74 и β = 0,0307. В результате предельное число циклов до разрушения для выпускной перемычки составит N = 52 212 циклов, для впускной перемычки N = 63 889 циклов. Сопоставляя полученные величины с предельно возможным количеством полных циклов теплосмен крышек в эксплуатации до КР ($N_р$ = 20 640 циклов), получаем запасы циклической прочности при ограниченной долговечности: для выпускной

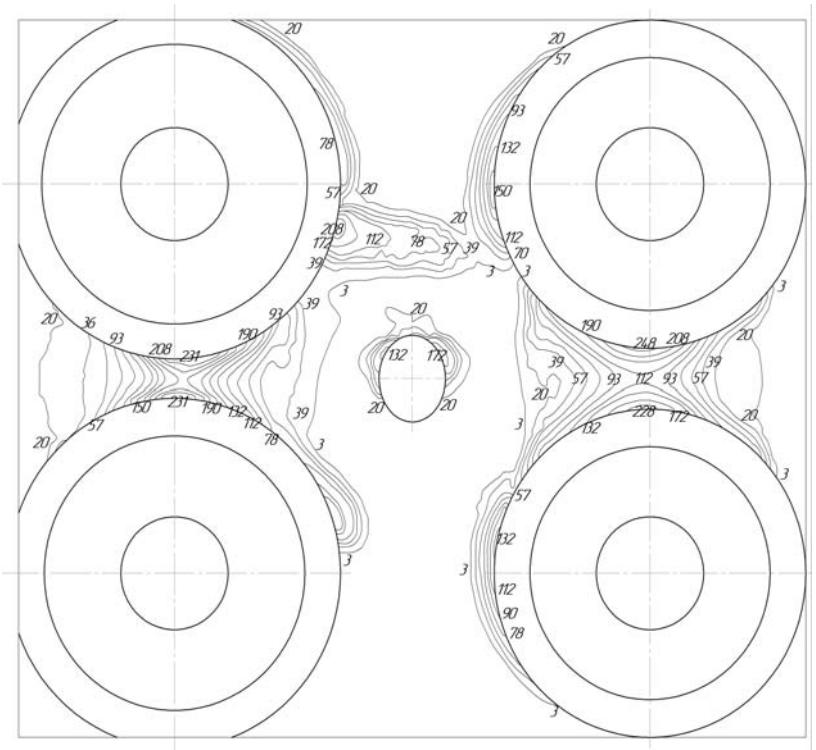

Рис. 3. Распределение остаточных напряжений (МПа) в межклапанных перемычках крышки цилиндра дизеля 16ЧН26/26 (P_e = 3680 кВт) после 60 000 ч работы

перемычки n = 2,5; для впускной — n = 3,1. Полученные величины запасов достаточны для обеспечения надежной работы рассмотренного варианта крышки цилиндра в течение всего ресурса тепловозного дизеля [4].

Сравнение данных по сменности режимов работы дизелей в эксплуатации показывает, что число циклов тепловых смен судового среднеоборотного дизеля может отличаться на порядок (в меньшую сторону) от числа циклов тепловозного дизеля. В то же время судовой дизель по сравнению с тепловозным дизелем более продолжительное время работает на режиме номинальной (или близкой к ней) мощности. При заданном ресурсе до КР в 60 000 ч это время составляет τ_{Σ} = 25 000 ч [3].

Оценка прочности в этом случае осуществляется по предельному времени, в течение которого конструкция может работать в области приспособляемости (квазиупругой области). Предельное состояние соответствует наступлению двухсторонних пластических деформаций, то есть моменту времени, когда остаточные напряжения в конструкции достигают предела упругости материала при растяжении.

На рис. 3 показано распределение остаточных напряжений в конструкции после работы дизеля на режиме номинальной мощности в течение времени, соответствующему заданному моторесурсу судового двигателя.

Для определения вероятности наступления предельного состояния необходимо сопоставить остаточные напряжения в перемычках с условным пределом упругости материала при растяжении. Предел упругости высокопрочного чугуна при сжатии (310–340 °С) составляет $\sigma^{-}_{0,02} = -318$ МПа; при растяжении (20 °С) $\sigma^{+}_{0,02}$ = 360 МПа. Максимальные рабочие температурные напряжения (см. рис. 2) в выпускной и впускной перемычках соответственно составляют $\sigma_{max} = -389$ МПа и $\sigma_{max} = -405$ МПа. В результате неупругого деформирования в полуцикле сжатия материал упрочняется, но при последующем полуцикле растяжения согласно эффекту Баушингера разупрочняется на такую же величину и предел текучести становится равным: $\sigma^{+}_{0,02} = 289$ МПа для выпускной перемычки; $\sigma^{+}_{0,02}$ = 273 МПа для впускной перемычки.

Из приведенных на рис. 3 данных следует, что максимальные остаточные напряжения в местах посадки клапанных седел выпускной и впускной перемычек соответственно составляют $\sigma_{ост}$ = = 248 МПа и $\sigma_{ост} = 231$ МПа, то есть их значения ниже предела упругости материала. Таким образом, условие прочности по критерию предельного времени релаксации выполняется.

Выполненная расчетная оценка долговечности крышки цилиндра среднеоборотного дизеля 16ЧН26/26 показала, что этот наиболее напряженный элемент конструкции является работоспособным при использовании на дизелях как тепловозного, так и судового назначения при форсировании дизеля по мощности до P_e = = 3680 кВт.

Литература

1. *Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Мягков С.П.* Применение методов математического моделирования НДС крышки цилиндра форсированного дизеля // Сб. научн. тр. по материалам Международной конференции «Двигатель 2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана / под ред. Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — С. 154–159.

2. ГОСТ 25.101–83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. — М., 1983. — 29 с.

3. *Чайнов Н.Д., Раенко М.И., Мягков С.П.* Вопросы прочности крышек цилиндров среднеоборотных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. — 2008. — № 1. — С. 62–65.

4. *Салтыков М.А., Сальников М.А.* Оценка сопротивления разрушению чугуна с шаровидной формой графита при температурных циклических нагрузках для прогноза ресурса деталей цилиндропоршневой группы двигателей транспортного назначения // Двигателестроение. — 1983. — № 6. — С. 35–38.

УДК 621.436-567.1 (088.8)

РАСЧЕТ ГАСИТЕЛЕЙ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В.Ф. Дрозденко, к.т.н.
ОАО НИКТИД

Представлены методические подходы и алгоритмы расчетов гасителей крутильных колебаний коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания. Приведены результаты расчета гасителей крутильных колебаний автомобильного двигателя ЗМЗ 405.10 с резиновым и жидкостным силиконовым демпфером.

Эффективным способом гашения и снижения амплитуд крутильных колебаний коленчатого вала является применение демпфера жидкостного трения (силиконового) или демпфера внутреннего трения (резинового). При этом необходимо обеспечить условия, при которых на всех режимах работы двигателя касательные напряжения в узловом сечении коленчатого вала не превышали бы допустимых значений.

Ниже приводятся общие методические подходы к расчету демпферов жидкостного и внутреннего трения, а также результаты расчета демпфера крутильных колебаний коленчатого вала автомобильного двигателя ЗМЗ 405.10. Основные технические данные двигателя: 4-цилиндровый, рядный, бензиновый номинальной мощностью 143,4 кВт при частоте вращения коленчатого вала 4500 об/мин с диаметром цилиндра 92 мм и ходом поршня 94 мм.

Вынужденные колебания приведенной шестимассовой системы крутильных колебаний коленчатого вала двигателя ЗМЗ 405.10 (первая масса включает массы механизма газораспределения и масляного насоса, со второй по пятую — моторные массы, шестая масса — момент инерции маховика коленчатого вала с муфтой сцепления) в общем виде описываются следующей системой дифференциальных уравнений [1]:

$$J_j\ddot{\varphi}_j - b_{j-1}(\dot{\varphi}_{j-1} - \dot{\varphi}_j) + b_j(\dot{\varphi}_j - \dot{\varphi}_{j+1}) + \xi_j\dot{\varphi}_j - C_{j-1}(\varphi_{j-1} - \varphi_j) + C_j(\varphi_j - \varphi_{j+1}) = M_j, \quad (1)$$

где φ_j — угловые перемещения масс j ($j = 1, ..., n$), рад; b_j — коэффициент демпфирования на участке между массами j и $j + 1$, Н·м·с; C_j — коэффициент жесткости коленчатого вала между массами j и $j + 1$, Н·м·рад$^{-1}$; ξ_j — коэффициент демпфирования массы j (моторной массы), Н·м·с; M_j — вынуждающий момент, действующий на массу j, Н·м.

В случае прекращения подачи топлива в какой-либо цилиндр двигателя (отключение цилиндра) приравниваются к нулю вынуждающий момент и коэффициент демпфирования.

При установке на носок коленчатого вала демпфера первое уравнение системы (1) принимает вид:

для жидкостного демпфера:

$$J_д\ddot{\varphi}_д + \xi_д(\dot{\varphi}_д - \dot{\varphi}_1) = 0;$$

для демпфера внутреннего трения:

$$J_д\ddot{\varphi}_д + \xi_д(\dot{\varphi}_д - \dot{\varphi}_1) + c_д(\varphi_д - \varphi_1) = 0,$$

где $J_д$ — момент инерции маховика демпфера, кг·м^2; $\xi_д$ — коэффициент демпфирования демпфера, Н·м·с; $c_д$ — коэффициент жесткости упругого элемента демпфера, Н·м; $\varphi_д$ — угловые перемещения маховика демпфера, рад.

После расчета вынуждающих моментов M_j, действующих на моторные массы, система дифференциальных уравнений (1) представляется в матричном виде, решение которой легко реализуется ПЭВМ [1].

На рис. 1 (кривая *1*) представлены результаты расчета вынужденных колебаний коленчатого вала двигателя ЗМЗ 405.10 без демпфера от действия 12 гармоник вынуждающего момента. Из расчетов следует, что резонансные частоты вращения коленчатого вала равны 3800 и 5700 об/мин, им соответствуют углы закрутки носка коленчатого вала — 0,0065 и 0,0113 рад. При этом касательные напряжения τ в узловом сечении вала соответствуют 28,2 и 50,1 МПа, что превышает предельно допустимые значения, равные 22–25 МПа и указывает на необходимость применения демпфера.

При расчете вынужденных колебаний в приведенной многомассовой крутильной системе коленчатого вала с жидкостным демпфером для заданного момента инерции маховика демпфера требуется определить оптимальный коэффициент демпфирования, при котором амплитуды угловых колебаний масс крутильной системы будут минимальны. Оптимальный коэффициент демпфирования можно определить при расчете вынужденных колебаний в приведенной многомассовой

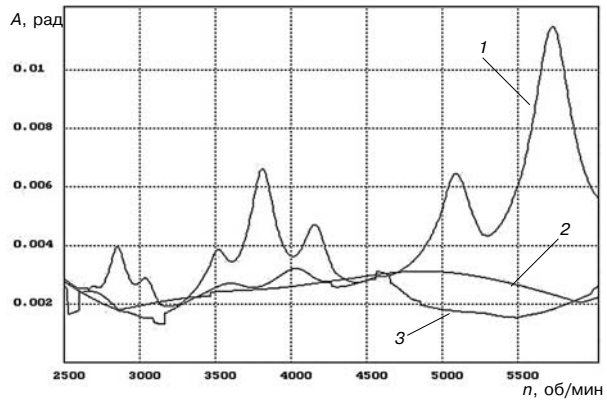

Рис. 1. Изменение амплитуды *A* угловых колебаний носка коленчатого вала двигателя ЗМЗ 405.10 от частоты вращения:

1 — двигатель без демпфера; *2* — двигатель с силиконовым демпфером $J_д$ = 0,0233 кг·м^2, $\xi_{опт}$ = 39 Н·м·с; *3* — двигатель с резиновым демпфером $J_д$ = 0,01 кг·м^2, $c_д$ = 39980 Н·м, $\xi_д$ = = 3,71 Н·м·с

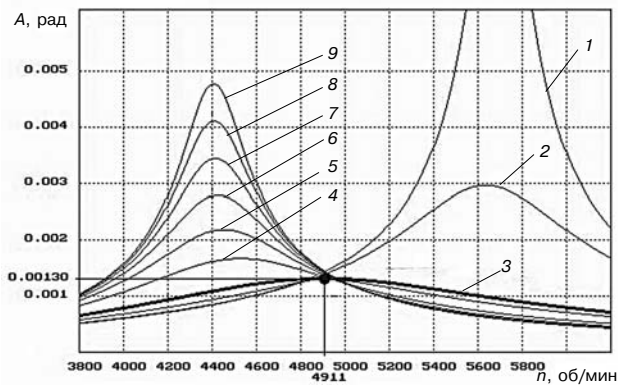

Рис. 2. Амплитуды *A* угловых колебаний носка коленчатого вала для 4-й основной гармоники при использовании жидкостного демпфера ($J_д$ = 0,0233 кг·м^2):

1 — $\xi_д$ = 0; *2* — $\xi_д$ = 8 Н·м·с; *3* — $\xi_д$ = 39 Н·м·с; *4* — $\xi_д$ = 80 Н·м·с; *5* — $\xi_д$ = 48 Н·м·с; *6* — $\xi_д$ = 168 Н·м·с; *7* — $\xi_д$ = 224 Н·м·с; *8* — $\xi_д$ = 288 Н·м·с; 9 — $\xi_д$ = 360 Н·м·с

крутильной системе с жидкостным демпфером и вынуждающем моменте, действующем на моторные массы от одной основной гармоники. На рис. 2 представлена зависимость изменения угловых колебаний носка коленчатого вала двигателя ЗМЗ-405.10 для 4-й гармоники вынуждающего момента от частоты вращения при различных значениях коэффициента демпфирования. Из приведенных данных следует, что для демпфера с моментом инерции маховика $J_д$ = 0,0233 кг·м^2 оптимальный коэффициент демпфирования $\xi_д$ = 39 Н·м·с. На рис. 3 представлена зависимость резонансных угловых амплитуд колебаний носка коленчатого вала от величины момента инерции маховика демпфера при оптимальных значениях его коэффициента депфирования, по которой можно оценивать степень гашения крутильных колебаний коленчатого вала жидкостным демпфером.

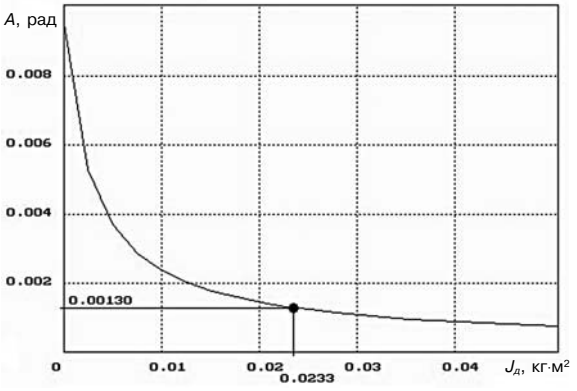

Рис. 3. Изменение резонансных амплитуд *A* для 4-й основной гармоники угловых колебаний носка коленчатого вала двигателя при оптимальных коэффициентах демпфирования

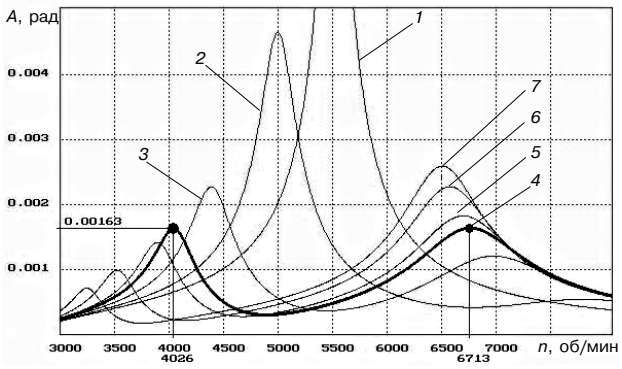

Рис. 4. Амплитуды колебаний *A* носка коленчатого вала для 4-й основной гармоники при различных значениях момента инерции маховика резинового демпфера $J_д$ ($c_д$ = 39980 Н·м, $\xi_д$ =3,71 Н·м·с):

1 — $J_д$ = 0,002 кг·м^2; *2* — $J_д$ = 0,005 кг·м^2; *3* — $J_д$ = 0,008 кг·м^2; *4* — $J_д$ = 0,01 кг·м^2; *5* — $J_д$ = 0,011 кг·м^2; *6* — $J_д$ = 0,014 кг·м^2; *7* — $J_д$ = 0,017 кг·м^2

При расчете вынужденных колебаний в приведенной многомассовой крутильной системе коленчатого вала с демпфером внутреннего трения (резиновым демпфером) необходимо определить оптимальное значение момента инерции моховика демпфера, то есть значение момента инерции маховика, при котором амплитуды угловых колебаний масс крутильной системы будут минимальны. При этом значения коэффициентов жесткости и демпфирования упругого элемента должны быть заданы. Оптимальный момент инерции маховика демпфера можно определить при расчете вынужденных колебаний в приведенной многомассовой крутильной системе с демпфером внутреннего трения и вынуждающем моменте, действующем на моторные массы от одной основной гармоники. На рис. 4 представлена зависимость изменения угловых колебаний носка коленчатого вала двигателя ЗМЗ-405.10 для 4-й гармоники вынуждающего момента от частоты его вращения при различных значениях момента

инерции маховика демпфера. Для заданных значений коэффициента жесткости и демпфирования упругого элемента, определенных экспериментально, $c_д$ = 39 980 Н·м, $\xi_д$ = 3,71 Н·м·с, оптимальный момент инерции маховика демпфера $J_д$ = 0,01 кг·м^2.

По результатам выполненных расчетов и условий компоновки демпферов на двигателе были выбраны оптимальные значения моментов инерции маховика демпфера: для силиконового демпфера $J_д$ = 0,0233 кг·м^2, при этом $\xi_д$ = 39 Н·м·с; τ = 13,5 МПа; для резинового демпфера $J_д$ = = 0,01 кг·м^2, при этом $c_д$ = 39 980 Н·м, $\xi_д$ = = 3,71 Н·м·с; τ = 13,2 МПа.

Радиальный $h_р$ и торцевые $h_т$ зазоры между корпусом и маховиком силиконового демпфера найдем из условия, что при заданных габаритных размерах демпфера и динамической вязкости η силиконовой жидкости момент трения между корпусом и маховиком демпфера будет оптимальным (рис. 5). Момент трения демпфера в крутильной системе коленчатого вала двигателя равен

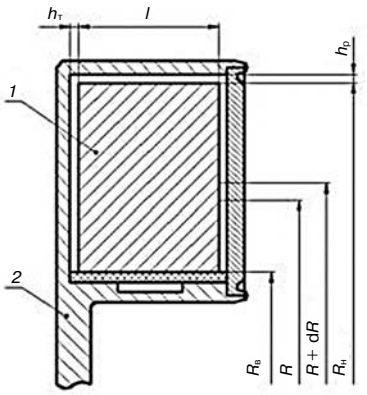

Рис. 5. Схема жидкостного демпфера:
1 — маховик; *2* — корпус

$$M_т' = \xi_д \omega_с (A_1 - A_д), \qquad (2)$$

где $\omega_с$ — собственная угловая частота колебаний крутильной системы.

С другой стороны момент трения в демпфере $M_{тр}$" складывается из моментов, возникающих на цилиндрической $M_{т.ц}$ и торцевых (их две) $M_{т.т}$ поверхностях демпфера

$$M_т'' = M_{т.ц} + 2M_{т.т}\ . \qquad (3)$$

Момент трения $M_{Т.Ц}$ на цилиндрической поверхности маховика, при установке его на подшипник скольжения по внутреннему диаметру, равен

$$M_{т.ц} = \frac{2\pi D l R_н^{\,2} \eta_t}{\sqrt{1 - \psi D - \Phi D^2 + H D^3}}, \qquad (4)$$

где $D = [\omega_с(A_1 - A_д)R_Н]/h_P$ — скорость сдвига; ψ = = 0,1864·10^{-2}(1 − 0,187η_t); Φ = 0,4871·10^{-5} (1 + + 0,0145ηt); H = 0,3393·10^{-8}; $R_н$ — наружный радиус маховика демпфера; l — ширина маховика демпфера; η_t — динамическая вязкость силиконовой жидкости при температуре t °С.

Момент трения на каждой торцевой поверхности

$$M_{т.т} = 2\pi D_0 \eta_t \int_{R_в}^{R_н} \frac{R^3 dR}{\sqrt{1 - \Psi D_0 R - \Phi D_0^2 R^2 + H D_0^3 R^3}}, \qquad (5)$$

где $D_0 = [\omega_с(A_1 - A_д)]/h_т$; $R_в$ — внутренний радиус маховика демпфера.

Формулы (4) и (5) получены с учетом зависимости вязкости силиконовой жидкости от скорости сдвига, полученной по данным экспериментальных исследований [2].

Расчет величин η, $h_р$, $h_т$ при значении момента инерции маховика $J_д$, соответствующего оптимальному коэффициенту демпфирования $\xi_д$, проводится из условия равенства моментов трения, определенных по зависимостям (2) и (3)

$$M_{тр}' = M_{тр}''.$$

На рис. 6 для демпфера двигателя ЗМЗ405.10 представлена расчетная зависимость вязкости силиконовой жидкости типа ПМС от величины радиального и торцевых зазоров $h_р = h_т$. По результатам расчетных исследований для этого демпфера ($J_д$ = 0,0233 кг·м^2) были приняты следующие конструктивные параметры, соответствующие его оптимальному моменту трения:

— вязкость силиконовой жидкости h = 250 Па·с (ПМС-250 000);

— радиальный и торцевые зазоры между корпусом и маховиком демпфера $h_р = h_т$ = 0,35 мм.

Резиновые демпферы крутильных колебаний достаточно эффективны. Однако при современных методах вулканизации резины трудно получить идентичные их свойства по коэффициенту жесткости упругого элемента во всех демпферах.

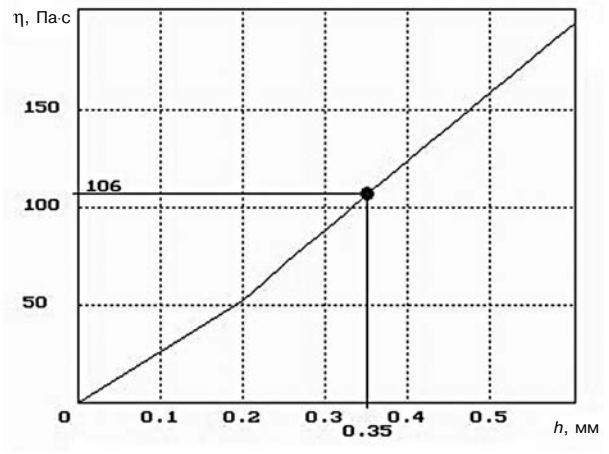

Рис. 6. Зависимость динамической вязкости η силиконовой жидкости типа ПМС-250 000 от радиального $h_р$ и торцевых $h_т$ зазоров ($h_р = h_т$):

t, °С	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
η, Па·с	280	199	156	130	111	98	87	79	72	67	62

Кроме того, коэффициент жесткости упругого элемента резинового демпфера изменяется с течением времени, а также зависит от действия температуры и света.

Силиконовые демпферы обладают более стабильными свойствами по сравнению с резиновыми. В качестве демпфирующего элемента в них используется полиметилсилоксановая (силиконовая) жидкость, вязкость которой мало зависит от температуры и не изменяется с течением времени.

Для расчета на ПЭВМ жидкостного (силиконового) демпфера и демпфера внутреннего трения (резинового) в ОАО НИКТИД разработан комплекс программ.

Литература

1. *Гоц А.Н., Дрозденко В.Ф., Доброгаев Р.П.* Методика и алгоритм расчета вынужденных крутильных колебаний коленчатого вала ДВС от полного спектра крутящего момента // Двигателестроение. — 1987. — № 8. — С. 12–15.

2. *Доброгаев Р.П., Гоц А.Н., Дрозденко В.Ф.* Регрессионный анализ силиконовых жидкостей типа ПМС // Тракторы и сельхозмашины. — 1986. — № 6. — С. 22–25.

ЮБИЛЕЙ!

Виктору Валентиновичу Эфросу 80 лет



27 июня 2010 г. исполняется восемьдесят лет Виктору Валентиновичу Эфросу, академику Академии инженерных наук и транспорта РФ, заслуженному деятелю науки и техники РФ, лауреату Государственной премии СССР, доктору технических наук, профессору ВлГУ

Виктор Валентинович Эфрос после окончания в 1954 г. МВТУ им. Н.Э.Баумана начал работать на Владимирском тракторном заводе, где при его непосредственном участии сначала как исследователя, а в дальнейшем (1966–1983 гг.) как главного и генерального конструктора был разработан ряд прогрессивных двигателей и тракторов. За создание семейства дизелей с воздушным охлаждением и организацию их массового производства В.В. Эфросу в 1979 г. присуждена Государственная премия СССР. По результатам проведенных на заводе исследований в 1964 г. Виктор Валентинович защитил кандидатскую, а в 1979 г. докторскую диссертации.

В период с 1983 по 1986 г. В.В. Эфрос работал директором научно-исследовательского и конструкторско-технологического института тракторных и комбайновых двигателей и обеспечил уверенное развитие научно-экспериментальной базы института, преобразованного в отраслевой научно-технический центр. В 1985 г. Виктору Валентиновичу присвоено звание профессора.

В 1986 г. В.В. Эфрос возглавил кафедру «Двигатели внутреннего сгорания» Владимирского государственного университета. При его активном участии разработаны новые учебные планы подготовки специалистов, сформированы новые научные направления и создана школа подготовки кадров высшей квалификации. С 2007 г. Виктор Валентинович работает профессором кафедры ДВС ВлГУ.

Под научным руководством В.В. Эфроса защищено 26 кандидатских и докторских диссертаций. Им опубликовано 300 научных работ, получено более 50 авторских свидетельств и патентов на изобретения. Он избран действительным членом Академии инженерных наук и транспорта России. В 1991 г. ему присуждено звание заслуженного деятеля науки и техники РФ, в 2000 г. — почетного машиностроителя РФ. Его деятельность отмечена орденами и медалями СССР и РФ, медалями ВДНХ СССР и множеством отраслевых наград.

Высокий общепризнанный авторитет В.В. Эфроса как в университете, так и в коллективах других предприятий и организаций страны является результатом его продуктивной научной, педагогической и инженерной деятельности, принципиальности, доброжелательности, высокой культуры, активной поддержки творческих начинаний.

Коллектив автотранспортного факультета, кафедры «Тепловые двигатели и энергетические установки» Владимирского государственного университета и редакция журнала «Двигателестроение» сердечно поздравляют Виктора Валентиновича с юбилеем и желают ему здоровья, благополучия и творческих успехов

УДК 621.431.74

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ИМПУЛЬСА ДАВЛЕНИЯ ЗА ТНВД СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

А.А. Обозов, д.т.н.
ЗАО УК «Брянский машиностроительный завод»

Приводятся результаты исследования работы топливной аппаратуры судового малооборотного дизеля 6S50MC-C (выпускаемого ЗАО УК БМЗ по лицензии компании «MAN Diesel»). Предложен метод оценки цикловой подачи топлива на основе анализа импульса давления топлива, образующегося после топливного насоса высокого давления (ТНВД). Получены дифференциальные и интегральные характеристики процесса топливоподачи дизеля, которые могут быть использованы для диагностики судовых дизелей в условиях эксплуатации.

При разработке систем технического диагностирования (СТД) дизелей следует руководствоваться принципом получения максимально возможного количества информации о функционировании систем дизелей на основе анализа разных по своей физической природе источников такой информации. Другим важным принципом является необходимость совмещенного (комплексного) анализа информации, поступающей от этих различных источников. Так, совмещенный анализ процессов, происходящих в системе топливоподачи и цилиндрах двигателя (индикаторного процесса), может оказаться значительно информативнее, чем анализ, основанный на отдельном рассмотрении этих процессов. При диагностировании топливной аппаратуры (ТА) дизеля значимым функциональным (диагностическим) параметром является цикловая подача топлива, впрыскиваемого в цилиндр.

Величина цикловой подачи топлива может быть определена различными методами, например: на основе анализа конструктивных характеристик топливного насоса высокого давления (ТНВД) (цикловая подача определяется как произведение активного хода плунжера, площади плунжера, коэффициента расхода и плотности топлива); из экспериментальных данных (в ходе испытаний двигателей регистрируются индексы ТНВД, частота вращения коленчатого вала и расход топлива. В результате не представляет затруднений построить зависимость цикловой подачи от индекса рейки топливоподачи ТНВД). В качестве альтернативных можно рассматривать методы, основанные на анализе индикаторного процесса, происходящего в цилиндре двигателя (существует явно выраженная корреляция между цикловой подачей и средним индикаторным давлением цикла; цикловую подачу топлива также можно определить из характеристик активного тепловыделения, получаемых при обработке индикаторных диаграмм).

Одним из методов определения цикловой подачи топлива является метод, основанный на анализе параметров импульса давления топлива, образующегося в контрольной точке после ТНВД (для регистрации импульса на крышке ТНВД судовых дизелей специально предусматривается установка датчика давления топлива).

Целью проведенного на БМЗ исследования было определение цикловой подачи топлива по параметрам зарегистрированного импульса давления топлива после ТНВД. Экспериментальные исследования проводились на судовом малооборотном дизеле MAN B&W 6S50MC-C, изготавливаемом по лицензии компании «MAN Diesel» (Германия–Дания). Технические характеристики дизеля приведены в табл. 1.

На рис. 1 приведены характеристики процесса топливоподачи дизеля 6S50MC-C, полученные на режимах винтовой характеристике в диапазоне изменения мощности 25–110 %СМДМ. На рисунке показан только фрагмент импульса давления топлива, соответствующий фазе впрыски-

Таблица 1

Технические характеристики судового малооборотного дизеля 6S50MC-C (заводское обозначение ДБ62)

Спецификационная максимальная длительная мощность (СМДМ)	8310 кВт
Частота вращения коленчатого вала	123 об/мин
Среднее эффективное давление цикла p_{me}	17,2 бар
Диаметр цилиндров $D_ц$	0,5 м
Ход поршня S	2,0 м
Число цилиндров	6
Удельный эффективный расход топлива SFOC	171 г/(кВт·ч)

Примечание. Приведены параметры, соответствующие режиму СМДМ.

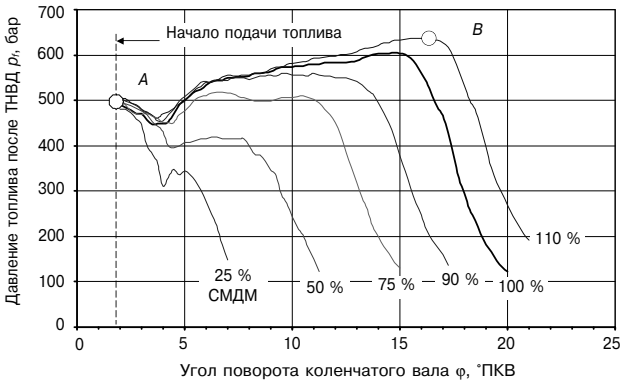

Рис. 1. Иллюстрация характера изменения давления топлива после ТНВД в течение фазы впрыскивания топлива в цилиндр двигателя

вания топлива в цилиндр (более подробное описание импульса можно найти в публикациях [1–3]).

Точке *A* приблизительно соответствует момент открытия форсунки и начало поступления топлива в цилиндр. Условно можно считать, что форсунка находится в открытом состоянии на участке от точки *A* и до тех пор, пока давление топлива перед форсункой остается выше статического давления открытия форсунки ($p_f > p_{f\,\text{откр}} =$ = 300 бар). Было принято допущение о том, что закрытие форсунки (посадка запирающей иглы) происходит мгновенно при давлении топлива после ТНВД, равном 200 бар (хотя такое допущение может оказаться не совсем корректным).

Основные конструктивные характеристики ТА исследуемого дизеля приведены в табл 2.

Скорость истечения топлива из сопловых отверстий C_f (м/с) в процессе подачи топлива определяется по формуле

$$C_f = 1000\sqrt{\left(\frac{2}{\rho}\right)\left(\frac{p_f - p_{cyl}}{10}\right)}, \qquad (1)$$

где ρ — плотность топлива, кг/м^3, приведенная к температуре топлива перед ТНВД; p_f — давление топлива после ТНВД, бар; p_{cyl} — среднее давление газов в цилиндре дизеля на участке подачи топлива, бар.

Таблица 2

Основные конструктивные характеристики ТА

Число форсунок, установленных на одном цилиндре $Z_ф$	2
Число сопловых отверстий распылителя N_c	6
Диаметр сопловых отверстий распылителя d_c	0,95 мм
Диаметр плунжера ТНВД $d_{пл}$	52 мм
Скорость подъема плунжера (на линейном участке профиля топливной кулачной шайбы) $C_{пл}$	1,5 мм/°ПКВ

Величина p_{cyl} принимается постоянной, не зависящей от угла ПКВ (зависит только от режима работы двигателя). Для определения p_{cyl} используются полученные в ходе испытаний дизеля регрессионные уравнения, описывающие в широком диапазоне нагрузок зависимость давления сжатия p_{comp} и разностного комплекса $p_{\max} - p_{comp}$ от давления продувочного воздуха p_{scav} (параметр p_{scav} идентифицирует нагрузочный режим двигателя):

$$p_{comp} = 37{,}45\ p_{scav} + 1{,}47;$$

$$p_{\max} - p_{comp} = -5{,}465\ p_{scav}^2 + 21{,}70\ p_{scav} + 7{,}91.$$

Было получено следующее описание параметра p_{cyl} в функции от давления продувочного воздуха p_{scav}, которое использовалось при расчете величины:

$$p_{cyl} = p_{comp} + 0{,}5(p_{\max} - p_{comp}) =$$
$$= -2{,}733 p_{scav}^2 + 48{,}30 p_{scav} + 5{,}42.$$

В соответствии с формулой (1) получены профили скорости истечения топлива, которые имеют слегка возрастающий характер для режимов 75–110 %СМДМ. Основная доля цикловой подачи на этих режимах поступает цилиндр при высоких скоростях истечения. Максимальная скорость истечения (см. рис. 1, точка *B*) на режиме 110 % СМДМ достигает 340 м/с. На режимах 25 и 50 % СМДМ основная доля цикловой подачи топлива поступает в цилиндр на ниспадающем профиле скорости. Тем не менее следует отметить, что на долевых режимах начало впрыскивания топлива происходит при значительных скоростях истечения (вследствие бо́льшего перепада давлений $p_{\max} - p_{comp}$). В момент открытия форсунки скорость истечения на долевых режимах достигает 310–320 м/с. Расчеты показывают, что в момент посадки иглы на запорный конус форсунки происходит истечение топлива со скоростью 100–150 м/с, причем большие скорости соответствуют долевым режимам. Следует еще раз подчеркнуть, что приведенные выше параметры процесса топливоподачи получены на основе анализа давлений топлива, регистрируемых после ТНВД. Вследствие гидродинамических потерь уровни давлений перед форсункой будут меньше уровней давлений после ТНВД и соответственно действительные скорости истечения топлива будут меньше.

Скорость подачи топлива $\mathrm{d}Q_f/\mathrm{d}\varphi$ (г/°ПКВ) определяется из уравнения

$$\frac{\mathrm{d}Q_f}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{1}{10}\rho(\mu F_c)\left(\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}\varphi}\right), \qquad (2)$$

где μ — интегральный коэффициент расхода, учитывающий погрешность, возникающую вследствие использования при расчетах параметров импульса давления топлива, образующегося после ТНВД (а не импульса, образующегося в подыгольчатой

полости форсунки) и коэффициент расхода сопловых отверстий распылителя (так как величина коэффициента μ неизвестна, предварительно примем μ = 1); F_c — суммарная площадь сопловых отверстий форсунок, установленных на цилиндре $F_c = N_c Z_\phi \pi (0{,}1d)^2/4$; $dt/d\varphi = 1/6n$, с/°ПКВ.

Цикловая подача топлива $Q_{f\ цикл}$ (г/цикл) определяется как интеграл с пределами интегрирования, соответствующими фазам открытия $\varphi_{откр}$ и закрытия $\varphi_{закр}$ форсунки

$$Q_{f\ цикл} = \int_{\varphi_{откр}}^{\varphi_{закр}} \left(\frac{dQ_f}{d\varphi} \right) d\varphi. \qquad (3)$$

Интегрирование выражения (3) выполняется численным методом.

На рис. 2 приведены полученные дифференциальная $dQ_f/d\varphi = f(\varphi)$ и интегральная $Q_f = f(\varphi)$ характеристики подачи топлива, рассчитанные по параметрам импульса давления топлива, образующегося после ТНВД.

Как видно из рис. 2, *а* скорость подачи топлива для исследуемого двигателя для наиболее часто используемых эксплуатационных режимов (в диапазоне изменения мощности 75− 100 % СМДМ) составляет приблизительно 3±0,2 г/°ПКВ (при принятом коэффициенте расхода μ = 1). На долевом режиме (25 % СМДМ) скорость подачи топлива выше и составляет в момент

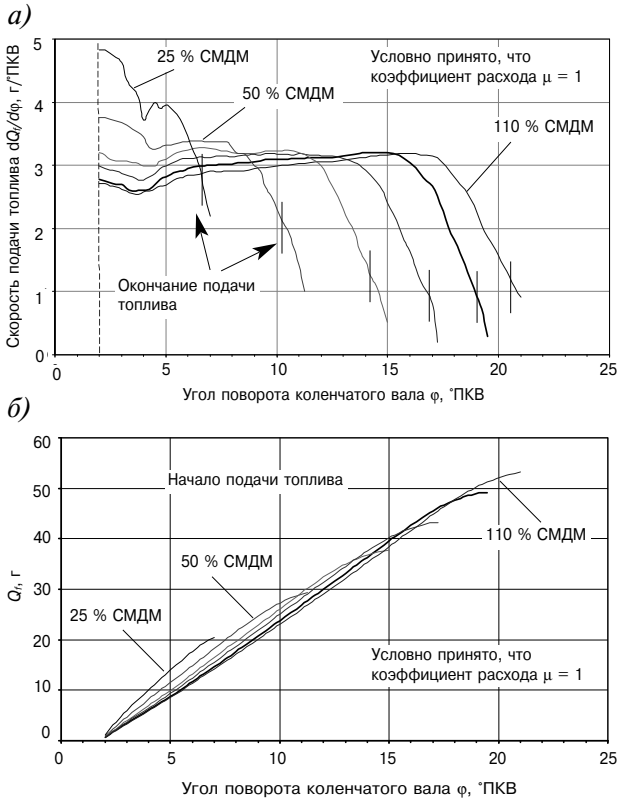

Рис. 2. Дифференциальная (*а*) и интегральная (*б*) характеристики подачи топлива в цилиндр судового малооборотного дизеля 6S50MC-C

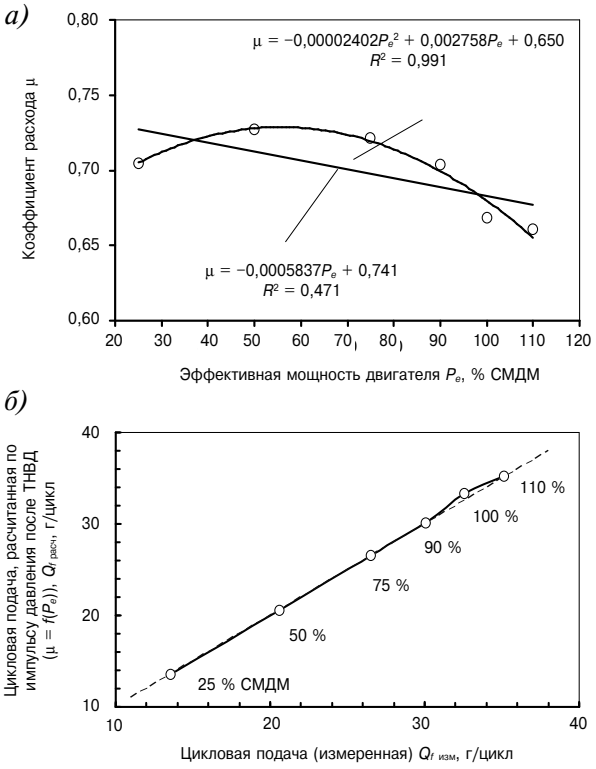

Рис. 3. Иллюстрация зависимости коэффициента расхода μ от эффективной мощности двигателя (*а*) и сопоставление рассчитанных и действительных цикловых подач топлива (*б*)

открытия форсунки при давлении топлива $p_f \approx$ 500 бар приблизительно 4,5−5 г/°ПКВ (при коэффициенте расхода μ = 1).

Из выражения (3) рассчитывалась цикловая подача топлива для режимов 25−110 % СМДМ винтовой характеристики. Действительная цикловая подача топлива определялась по результатам непосредственных измерений расхода топлива, выполненных в период стендовых испытания двигателя. Действительное значение коэффициента расхода μ можно определить как отношение измеренной цикловой подачи к рассчитанной на основе анализа импульса давления топлива после ТНВД.

Рассчитанные значения коэффициента расхода μ в функции от эффективной мощности показаны на рис. 3, *а* (зависимость коэффициента μ от мощности качественно описывается полиномом второй степени; полином первой степени дает грубое описание). Из рис. 3, *б* видно, что полученные расчетные значения цикловой подачи топлива хорошо согласуются с действительными значениями.

Выводы

Выполнено исследование процесса топливоподачи судового малооборотного дизеля 6S50MC-C. На основе анализа импульса давления топлива, образующегося после ТНВД, по-

строены дифференциальные и интегральные характеристики топливоподачи.

Получены регрессионные уравнения, описывающие зависимость интегрального коэффициента расхода μ от эффективной мощности двигателя. Характеристики коэффициента расхода заложены в СТД ТА, что позволило при выполнении диагностических процедур, анализируя импульс давления топлива после ТНВД, оценивать величину цикловой подачи топлива.

Литература

1. *Обозов А.А.* Алгоритм нахождения характерных точек на характеристике топливоподачи судового дизеля // Двигателестроение. — 2006. — № 4. — С. 35–39.

2. *Обозов А.А.* Эталонные характеристики процесса топливоподачи судовых малооборотных дизелей // Судостроение. — 2007. — № 3. — С. 32–36.

3. *Обозов А.А.* Результаты исследования импульса давления топлива за ТНВД судового малооборотного дизеля 6S50MC-C (MAN B&W) производства БМЗ // Двигателестроение. — 2009. – № 4. — С. 18–22.

ЮБИЛЕЙ!



Леониду Вячеславовичу Нечаеву 80 лет

13 июня 2010 года исполнилось восемьдесят лет Леониду Вячеславовичу Нечаеву, профессору кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Алтайского государственного технического университета имени И.И. Ползунова

Выпускник Томского политехнического института, Леонид Вячеславович Нечаев более 35 лет своей педагогической и научно-практической деятельности посвятил созданию экспериментально-исследовательской базы кафедры ДВС АлтГТУ им. И.И. Ползунова. Под его руководством более 25 лет группа сотрудников кафедры ДВС и инженеров работала по заказам предприятий, решая научно-технические проблемы газообмена и форсирования дизелей с газотурбинным наддувом.

По основной научной специализации им опубликовано более 200 научных статей и трудов, получено десять авторских свидетельств и патентов РФ на изобретения.

Профессор Л.В. Нечаев работал в составе Межведомственного совета по НИР, входил в состав экспертной и научно-методической комиссий и в Совет ветеранов АлтГТУ.

За успехи в научной и преподавательской деятельности награжден двумя медалями, нагрудными знаками «Изобретатель СССР» и «Почетный работник высшего профессионального образования РФ», избран членом-корреспондентом международной академии информатизации.

Коллектив кафедры ДВС АлтГТУ им. И.И. Ползунова и редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют Леонида Вячеславовича с юбилеем и желают ему здоровья, благополучия, душевной бодрости и оптимизма

УДК 629.424.1

ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ФОРСУНОК ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ РЕМОНТНОГО ПРОИЗВОДСТВА

А.Ю. Коньков, к.т.н., доц., В.Г. Кочерга, преподаватель
Дальневосточный государственный университет путей сообщения

Предложена модернизация типового стенда для проверки и регулировки форсунок дизелей, заключающаяся в установке дополнительного измерительного оборудования для регистрации быстропротекающих процессов при впрыскивании топлива. Представлен новый метод получения информации о техническом состоянии проверяемой форсунки с использованием положений теории идентификации. Приведены результаты практической реализации метода, предназначенного для проверки форсунок дизелей 10Д100 и Д49.

Существующая технология проверки технического состояния (ТС) форсунок основана на использовании специальных устройств, в которых для впрыскивания топлива используется секция топливного насоса высокого давления (ТНВД) с ручным приводом плунжера. Огромное количество конструктивных вариантов исполнения таких устройств — от приспособлений, разработанных для гаража, до производительных автоматизированных стендов, — принципиально соответствуют схеме, изображенной на рис. 1 сплошными линиями. Отработанная десятилетиями технология испытания форсунок позволяет объективно определить показатели герметичности распылителя по запирающему конусу, гидравлическую плотность форсунки, давление начала впрыскивания. Заводы изготовителя уделяют большое внимание контролю перепада давления в процессе впрыскивания $\Delta p_{впр}$ (разницы между давлением начала и конца подачи топлива). Однако достоверное определение этого показателя сопряжено в эксплуатации с определенными трудностями, обусловленными, по мнению авторов, применением в качестве средства измерения трубчато-пружинного манометра. Суть проблемы становится понятной при анализе серии осциллограмм (рис. 2), полученных при испытании одной и той же форсунки одним и тем же оператором на стенде А106.2, сертифицированным для использования в локомотиворемонтных депо страны [1]. Для осциллографирования стенд был дополнительно оснащен датчиком давления, датчиком хода плунжера и устройством ввода данных в персональный компьютер, которые показаны на рис. 1 прерывистой линией. Существенное отличие представленных на рис. 2 осциллограмм давления на участке после т. *2* обусловлено, в первую очередь, остаточным давлением, с которого начался нагнетательный ход плунжера, и, во вторую, — законом движения плунжера. Следует отметить, что оба эти фактора являются во многом случайными и не регламентируются существующими инструкциями.

На всех осциллограммах можно выделить несколько участков. На первом участке, предшествующем открытию иглы, давление нарастает, усилие, прикладываемое оператором, приближается к максимальному значению и поэтому определение давления в момент начала впрыскивания (т. *1*) не вызывает трудностей, в том числе и с использованием штатного манометра стенда. Теоретически следовало бы прекратить нагнетательный ход плунжера сразу после того как откроется клапан (игла) форсунки и начнется процесс *1–2* — истечение топлива. Пример такого впрыска приведен на рис. 2, *а*. Нагнетательный ход в этом случае начался с малого значения

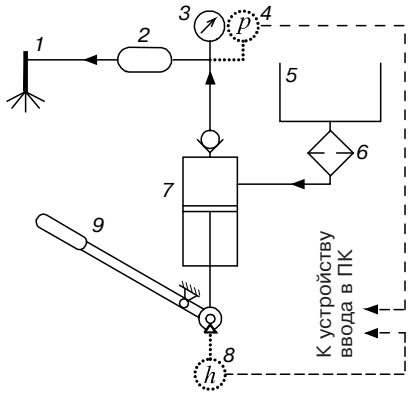

Рис. 1. Схема стенда для проверки и регулировки форсунок:
1 — форсунка; *2* — аккумулятор; *3* — манометр; *4* — датчик давления; *5* — бак с топливом; *6* — фильтр; *7* — секция ТНВД; *8* — датчик линейного перемещения; *9* — рычаг

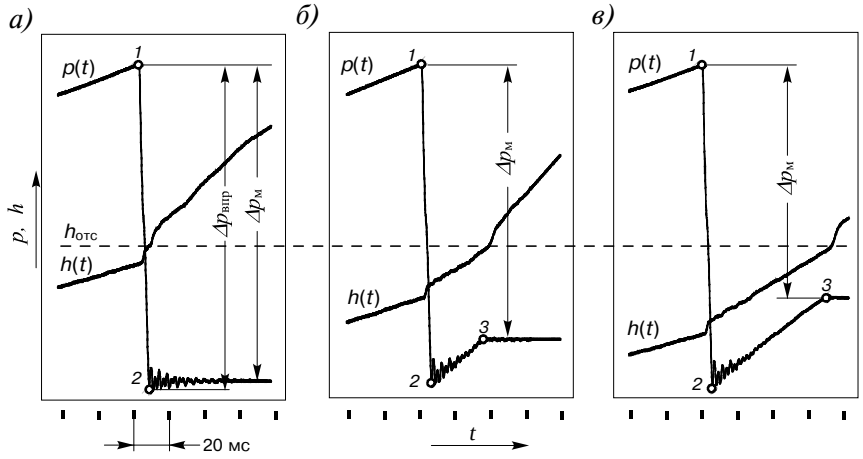

Рис. 2. Осциллограммы давления $p(t)$ и хода плунжера $h(t)$ при различных условиях впрыскивания:

$\Delta p_{впр}$ и $\Delta p_м$ — соответственно действительный и измеренный по манометру перепады давления в процессе впрыскивания; $h_{отс}$ — подъем плунжера, соответствующий отсечке топлива

давления в магистрали и нижняя кромка плунжера открыла отсечное отверстие практически одновременно с началом процесса впрыскивания. Давление конца впрыскивания и остаточное давление на этой осциллограмме примерно совпадают. На других реализациях сигнала давления после посадки иглы в седло нагнетательный ход плунжера продолжался (участок *2–3*), и это привело к заметным отличиям остаточного давления (фиксируемого оператором по манометру) от давления в конце впрыскивания. Существует два направления устранения указанной проблемы. Задачей первого является такое конструктивное исполнение стенда, при котором процесс впрыскивания будет максимально приближен к характеру, соответствующему осциллограмме рис. 2, *а*. Это достигается тщательной регулировкой подачи ТНВД стенда и подбором объема аккумулятора стенда [2] или даже дополнительными устройствами для плавного досжатия топлива перед форсункой при заблаговременно остановленном плунжере, как это выполнено в приспособлении 30Д.181.61 спч. [3]. Такие решения снижают универсальность оборудования, увеличивают продолжительность операций. При этом по-прежнему остается доля случая в результатах измерения. Этого недостатка лишено второе направление, задачей которого является регистрация и анализ быстроизменяющегося в процессе впрыскивания давления. Перепад давлений, определенный по ординатам т. *1* и т. *2* во всех приведенных выше реализациях сигнала одинаков и соответствует рекомендованной заводом-изготовителем для форсунок дизель-генератора 1А-9ДГ исп. 3.

В Дальневосточном государственном университете путей сообщения в рамках работы студенческого научного общества при лаборатории «Тепловые двигатели» была выполнена модернизация стенда А106.2, заключающаяся в замене манометра вышеуказанными датчиками. Дооснащение стенда микропроцессорным устройством с выводом данных анализа последнего процесса впрыскивания на жидкокристаллический индикатор (рис. 3) является на наш взгляд простым и очевидным решением проблемы корректного определения перепада $\Delta p_{впр}$. Такой же подход используют и ведущие производители испытательного оборудования [4], но, к сожалению, не отечественные.

Дальнейшее развитие работы по совершенствованию испытаний форсунок на стенде А106.2 получили за счет применения компьютерного анализа полученных при прокачке форсунок осциллограмм. Это позволило расширить возможности и объективность оценивания качества распыливания топлива форсунками вместо субъективной визуальной оценки «туманообразности» факела и слуховой оценки «резкого звука, сопровождающего впрыскивание». Здесь в кавычках приводятся выдержки из многочисленных инструкций. Компьютерный анализ выполнялся с использованием теории идентификации. Журнал «Двигателестроение» уже писал о результатах применения этой теории при анализе индикаторных диаграмм дизеля [5]. Там же были изложены основные принципы практической реализации метода количественного оценивания по результатам наблюдения за входным и выходным сигналами объекта. В рассматриваемом методе объект представлен проточной ча-

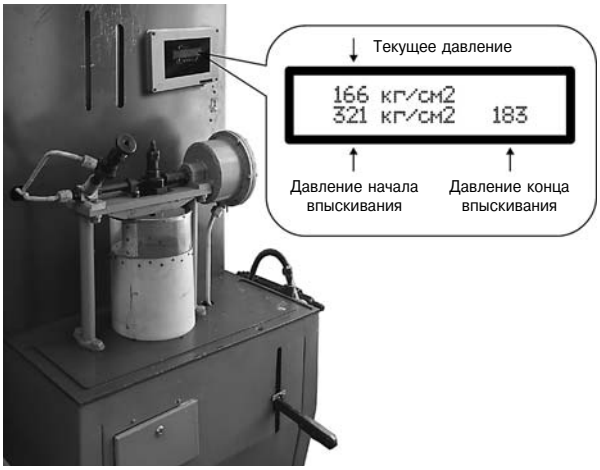

Рис. 3. Фотография модернизированного стенда А106.2 и схема вывода данных на ЖКИ

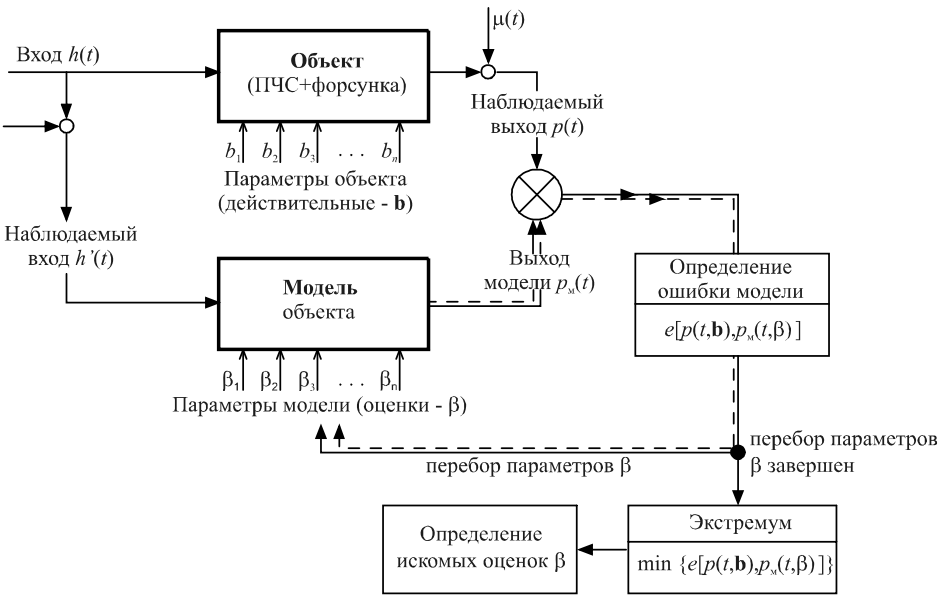

Рис. 4. Структурная схема предлагаемого метода оценивания параметров технического состояния форсунки

стью стенда (ПЧС) и проверяемой форсункой. Наблюдаемым входным сигналом был сигнал датчика перемещения, а выходным — сигнал датчика давления в магистрали стенда. Известно [6], что задача параметрической идентификации объекта заключается в поиске таких значений его параметров, при которых выход модели (в нашем случае результаты расчета сигнала давления) наиболее близок к выходу объекта (измеренному сигналу давления). Важнейшую роль в решении такой задачи играет корректная математическая модель процесса впрыскивания. Особенностью математической модели, разработанной для условий впрыскивания на стенде, является отказ от методики расчета волнового распространения давления топлива в магистрали. Скорость и положение плунжера в любой момент рассчитываемого интервала времени определяются на основании эксперимента. И наконец, потребовались уточнения в описании динамики клапана ТНВД, так как при малых скоростях плунжера его положение оказывается неустойчивым. В остальном авторами использовались подходы, заложенные еще И.В. Астаховым и Б.П. Пугачевым для расчета процесса впрыскивания топливной аппаратурой разделенного типа.

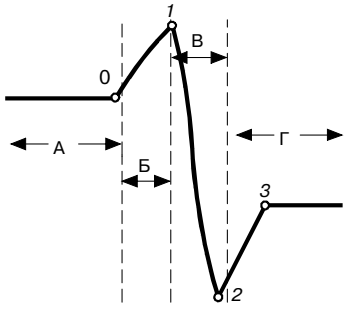

Рис. 5. Разделение расчетной области на характерные участки

Не касаясь деталей выполненных уточнений, рассмотрим технологию поиска «оценок» технического состояния форсунки. Структура предлагаемого метода приведена на рис. 4.

В вектор оцениваемых параметров β были включены семь величин (табл. 1), которые наиболее существенно влияют на результаты расчета математической модели и вместе с тем отражают ТС элементов системы, в том числе и форсунки.

Рассмотрим физические процессы, происходящие в проточной части стенда, на четырех условно выделенных участках диаграммы впрыскивания (рис. 5). Первый участок, до т. 0, характеризует величину давления, оставшегося в трубопроводе стенда, от предыдущего впрыскивания. Наклон прямой линии на этом участке зависит от величины утечек по прецизионной поверхности иглы и корпуса распылителя форсунки, а также от утечек в системе стенда. Движение плунжера насоса стенда на этом участке происходит при открытых впускных окнах гильзы плунжера. В окрестности т. 0 происходит открытие нагнетательного клапана ТНВД стенда. С началом движения нагнетательного клапана начинает возрастать давление в магистрали стенда. Положение т. 0 определяется ходом

Таблица 1

Оцениваемые параметры

Обозначение		Наименование	Что характеризует
на рис. 4	общепринятое		
β_1	d_c	Диаметр сопловых отверстий	ТС форсунки
β_2	$\delta_и$	Суммарные утечки в форсунке, приведенные к зазору в сопряжении игла–корпус распылителя	
β_3	z_{max}	Ход иглы форсунки до ограничителя	
β_4	$j_и$	Жесткость пружины иглы форсунки	
β_5	$\delta_п$	Зазор в плунжерной паре	ТС плунжерной пары
β_6	h_s	Ход плунжера до геометрического начала процесса нагнетания топлива	Технологические допуски
β_7	φ	Подача насоса стенда	Режим испытаний

плунжера до геометрического начала нагнетания, величиной затяжки пружины нагнетательного клапана и ее жесткости. Дальнейшее нарастание давления в магистрали стенда (участок 0–*1*) вызвано нагнетательным ходом плунжера при открытом нагнетательном клапане ТНВД стенда. Форма кривой на этом участке зависит от скорости плунжера и величины утечек топлива через зазор в плунжерной паре. В т. *1* давление топлива достигает величины давления начала впрыскивания. На координату расположения этой точки влияет начальная затяжка и жесткость пружины иглы форсунки. Падение давления на участке диаграммы между т. *1* и *2*, определяется величиной дополнительного объема, освобождаемого иглой и расходом топлива через сопловые отверстия. Этот участок представляет собой процесс непосредственного впрыскивания топлива, который продолжается до т. *2* — момента посадки иглы на свое посадочное место. В совокупности на форму кривой участка *1–2* и расположение т. *2* влияют ход иглы до ограничителя и диаметр сопловых отверстий соплового наконечника форсунки. Следующий участок *2–3* является продолжением нагнетательного хода плунжера при открытом нагнетательном клапане ТНВД стенда. Продолжительность этого участка зависит от величины минимального давления в процессе впрыска и подачи ТНВД. Нарастание давления прекращается в момент открытия отсечного окна гильзы плунжера (т. *3*) и соответственно посадки нагнетательного. Участок после т. *3* указывает на величину остаточного давления топлива в трубопроводе стенда.

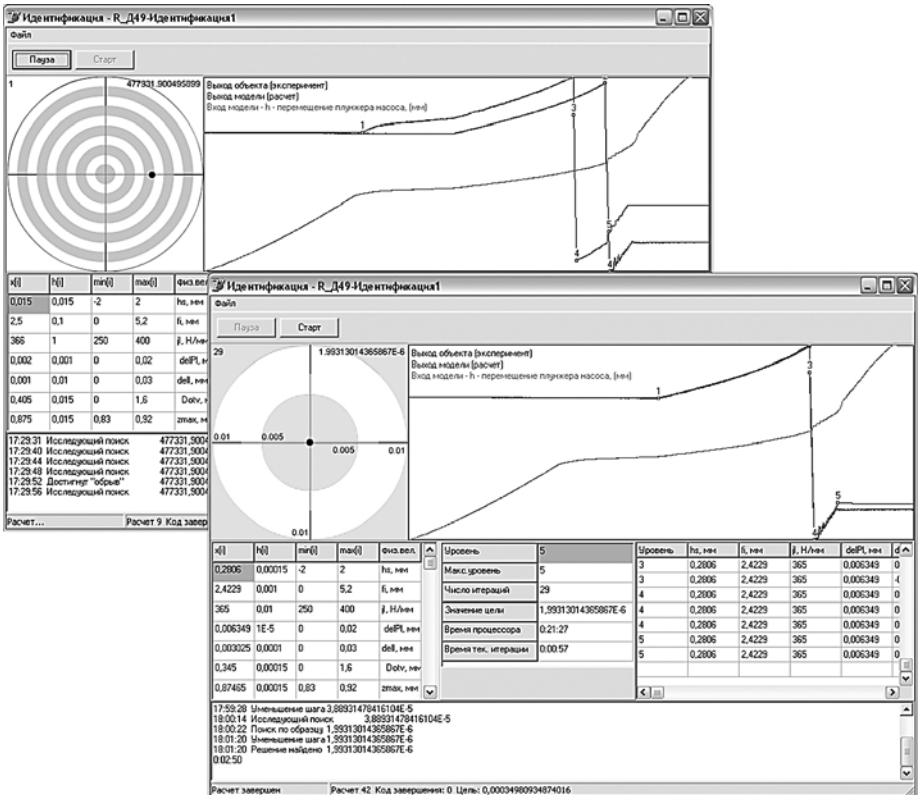

Рис. 6. Внешний вид рабочей области управляющей программы в начале и в конце процесса идентификации

Для снижения уровня оптимизации задача идентификации проводилась в четыре этапа, на каждом из которых рассматривался один из характерных участков временной реализации сигнала давления. На каждом из этапов оптимизации варьировались только те параметры, которые влияют на характер изменения сигнала давления на нем.

На этапе А искомыми параметрами являются h_s и $\delta_и$. При этом начальная затяжка пружины нагнетательного клапана и ее жесткость измерены инструментальными средствами и не определяются в процессе идентификации. После нахождения оптимальных значений этих параметров последующие расчеты (на этапах Б–Г) производятся без их поиска. На этапе Б ищется только один параметр $\delta_п$. Критерием качества оптимизации для этапов А и Б является среднее квадратичное отклонение между экспериментальной и расчетной характеристиками. На этапе В к расчету добавляется участок непосредственного впрыскивания топлива. Минимизация ошибки модели достигается подбором значений сразу трех параметров: $j_и$, d_c, z_{max}. Для последнего этапа Г находится величина подачи насоса стенда — φ. Критерием качества оптимизации этапов В и Г является отклонение по фазе и амплитуде рассматриваемых сигналов в характерных точках: *1* и *2* для этапа В, и *3* для этапа Г. Так как параметр, определяемый на последнем этапе оптимизации, никак не отражает ТС форсунки и относится только к насосу стенда, то его определением в процессе идентификации можно пренебречь.

Таким образом, задача оптимизации с начальными семью параметрами была разбита на отдельные задачи с числом варьируемых параметров не более трех. Для всех этапов использовался модифицированный (с ограничениями) метод Хука–Дживса.

Программная реализация предложенного метода идентификации ТС форсунок выполнена в среде Delphi7. Разработанный комплекс является универсальным для решения разнообразных задач, отвечающих постановке в форме структурной схемы, представленной на рис. 4. Программный комплекс состоит из нескольких модулей. Все исходные данные для расчета и результаты идентификации хранятся в файле MS Excel: геометрические характеристики стенда и испытуемой форсунки; варьируемые параметры; начальные условия процесса расчета; метод вычисления критерия оптимизации, а также выход модели. Эти данные используются управляющей программой расчета, внешний вид рабочей области которой в начале и конце процесса идентификации показан на рис. 6.

Практическая реализация предложенного метода параметрической идентификации выполнена на стенде А106.2 для форсунок тепловозного дизель-генератора 1А-9ДГ исп. 3 и тепловозного дизеля 10Д100. Известно, что наибольшую сложность при диагностике технических систем представляет выявление двух и более одновременно существующих дефектов. Поэтому в представленных ниже примерах оценивалось состояние форсунок с характерными для эксплуатации неисправностями: закоксовывание сопловых отверстий и увеличение хода иглы до ограничителя. Эти неисправности были искусственно созданы для исследуемых форсунок. Наибольшее расхождение между действительными и найденными при идентификации значениями параметров (табл. 2) составило не более 5 %. Необходимо отметить, что хотя в представленных примерах имели место одновременно две неисправности, в ходе процедуры идентификации определялись оценки всех семи параметров.

Для исследованных типов форсунок суммарная площадь сопловых отверстий составила 2/3 от номинальной. Диаметр сопловых отверстий испытуемых форсунок был пересчитан через площадь оставшихся рабочих отверстий. Действительный ход иглы до ограничителя измерялся при помощи специального микрометрического приспособления. Жесткость пружины форсунки определялась на динамометрическом стенде. Зазор по прецизионной поверхности распылителя измерению не поддается. Кроме того, эта величина является интегральной характеристикой, учитывающей гидравлические неплотности по направляющей прецизионной пары и посадочному месту иглы форсунки.

Таблица 2

Результаты идентификации при одновременном изменении диаметра сопловых отверстий и хода иглы до ограничителя форсунок дизель-генератора 1А-9ДГ исп. 3 и дизеля 10Д100

Параметр	1А-9ДГ исп. 3			10Д100		
	H*	*b*	b	H	*b*	b
$\delta_и$, мкм	1–3	—	3,23	1–3	—	3,29
z_{max}, мм	0,75±0,05	0,85	0,87	0,45±0,05	0,7	0,68
d_c, мм	0,39	0,32	0,33	0,56+0,02	0,46	0,45
$j_и$, Н/мм	532–435	365	355	180–130	140	137

Выводы

Разработанный метод стендовой диагностики форсунок дизелей позволяет осуществить количественную оценку важнейших характеристик форсунки, эталонные значения которых не требуют экспериментального определения, так как они указаны заводом-изготовителем.

Выполненная модернизация опрессовочного стенда типа А106.2 отличается простотой доработки штатной конструкции и позволяет не только корректно определять величину перепада давления в процессе впрыскивания, но и практически реализовать предложенный метод количественного оценивания параметров ТС форсунок.

Дальнейшее развитие метода целесообразно вести в направлении использования его в условиях работы топливной аппаратуры непосредственно на дизеле.

Литература

1. Продукция и каталог ПКБ ЦТ ОАО РЖД [Электронный ресурс] / ПКБ ЦТ ОАО РЖД, 1995-2010. — Режим доступа: http://www.pkbct.ru/SPD/Products.aspx.

2. *Федотов, Г.Б., Левин Г.И.* Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытание, совершенствование. — М. : Транспорт, 1983. — 192 с.

3. Дизель-генератор 1А-9ДГ исп. 3. Руководство по эксплуатации 1А-9ДГ.62РЭ.

4. Motorpal: service-equipment [электронный ресурс] / Motorpal a.s., 2008. — Режим доступа: http://www.motorpal.cz/en/products/service-equipment.aspx.

5. *Коньков, А.Ю., Лашко В.А.* Диагностирование технического состояния тепловозного дизеля по индикаторной диаграмме на основе теории идентификации // Двигателестроение. — 2009. — № 3. — С. 19–23.

6. *Эйкхофф П.* Основы идентификации систем управления. Оценивание параметров и состояния; пер. с англ. В.А. Лотоцкий, А.С. Мандель: под ред. Н.С. Райбмана. — М. : Мир, 1975. — 680 с.

УДК 621.785

ГАЗОИМПУЛЬСНАЯ ОБРАБОТКА МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ БЕЗ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАГРЕВА

Д.А. Иванов, доц., О.Н. Засухин, зав. лаб.
Балтийский государственный технический университет ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова

Выполнено исследование влияния дозвуковых газовых течений на свойства металлических материалов, обдуваемых нестационарными газовыми потоками без осуществления предварительного нагрева. Воздействием пульсирующего дозвукового газового потока были улучшены свойства алюминиевого сплава АМг2 в отожженном состоянии, стали 40 и 40Х в состоянии поставки и после различных видов упрочняющей термообработки, а также пластин из холоднокатаной латуни Л68. Показана возможность снижения остаточных напряжений в тонкостенных трубных изделиях из титанового сплава ВТ5, а также шовных трубах из стали 15. Определена оптимальная продолжительность газоимпульсной обработки для управления остаточными напряжениями в конструкции.

Значительное положительное влияние на конструктивную прочность металлических материалов и изделий достигается при сочетании воздействия нестационарными газовыми потоками с термической обработкой [1].

Вместе с тем недостаточно изучено влияние газовых течений на свойства металлических материалов, не подвергаемых упрочняющей термической обработке, и материалов, обдуваемых нестационарными газовыми потоками без предварительного нагрева.

Представляет особый интерес влияние обработки нестационарными газовыми потоками на конструктивную прочность металлических материалов как подвергаемых, так и не подвергаемых упрочняющей термической обработке без предварительного нагрева.

Нагрев повышает подвижность дислокаций в металлических материалах и делает их структуру более восприимчивой к воздействию пульсаций газовой среды, но в силу быстрого охлаждения даже в существенно дозвуковом потоке обработка газовыми импульсами нагретого изделия крайне непродолжительна, что уменьшает ее эффективность и затрудняет установление связи между временем обдува и изменениями механических свойств.





В результате воздействия импульсов газового потока на металлический материал в последнем возникают возмущения, способные оказать влияние на его микроструктуру.

Механические колебания, поглощаясь преимущественно дислокациями, могут вызывать развитие дислокационной перестройки структуры металла, результатом которой будет изменение механических свойств.

Исследования осуществлялись с использованием двух типов устройств. Первое устройство (рис. 1) представляет собой газоструйный генератор колебаний параметров существенно дозвукового потока, построенный по схеме струя-резонатор, обладающий кольцевым соплом, рассекателем кольцевой струи в виде цилиндрического ножа и горизонтальным резонатором тороидально-цилиндрической формы. Подача воздуха в генератор осуществляется при помощи воздуходувки, а варьирование амплитудно-частотных характеристик за счет использования сменных наружных частей и центральных тел кольцевого сопла различных диаметров, а также путем продольного перемещения рассекателя [2, 3]. Обрабатываемые изделия размещались в рабочей камере на выходе из резонатора.

Второе устройство — газоструйный генератор типа свистка Гавро с вертикальным цилиндрическим осесимметричным резонатором. Подача воздуха в него осуществляется по магистрали из ресивера, а варьирование амплитудно-частотных характеристик — за счет изменения давления на входе и применения различных насадков. Обрабатываемые изделия размещались снаружи перед резонатором.

На первом газоструйном генераторе были проведены исследования влияния пульсирующего

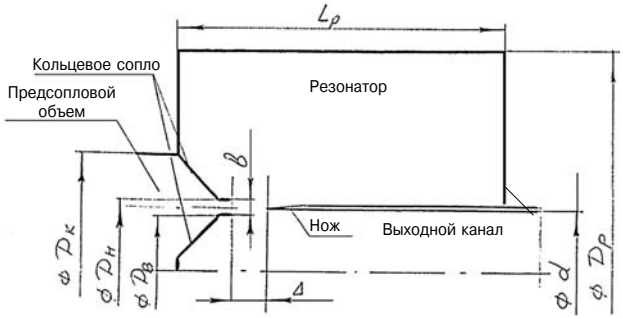

Рис. 1. Газоструйный генератор пульсаций параметров потока:
диаметр резонатора — $D_р = L_р = 0{,}5$ м; диаметр входа в конфузор — $D_к = 210$ мм; диаметры кольцевого сопла — $D_в = 85, 95, 100, 105$ мм; наружные диаметры кольцевой щели — $D_н = 135, 125, 120, 115$ мм; $\beta = D_в/D_н = 0{,}63–0{,}91$; характерный размер — удвоенная ширина щели $B = 2b = D_н - D_в$, $B = 10–50$ мм; выходной канал — цилиндрический $d = 110$ мм; расстояние от среза кольцевого сопла до острия ножа $\Delta = 5–100$ мм

газового потока, имеющего скорость 30 м/с, частоту 560 Гц и звуковое давление 100 дБ на свойства алюминиевого сплава АМг2 в отожженном состоянии. В результате воздействия пульсирующего газового потока в течение 30 мин без нагрева был получен рост как показателей прочности, так и показателей пластичности данного сплава.

Далее при помощи образцов из стали 40 исследовалась зависимость механических свойств от продолжительности обдува без нагрева для данных амплитудно-частотных характеристик. Результаты исследований показали, что положительное влияние пульсирующего газового потока на конструктивную прочность начинает ощутимо проявляться спустя 5 мин после начала обдува и достигает своего максимума через 30–35 мин. Так, для стали 40 в состоянии поставки после 5 мин обработки пульсирующим газовым потоком ударная вязкость составила 0,77 МДж/м^2, а после 35 мин — 0,79 МДж/м^2. Для стали 40 в нормализованном состоянии после 5 мин газоимпульсной обработки ударная вязкость составила 0,98 МДж/м^2, а после 35 мин — 1,4 МДж/м^2. В целом предварительно осуществленная нормализация способствует достижению более высоких сравнительных значений показателей механических свойств в результате газоимпульсной обработки без нагрева чем у нетермообработанных образцов.

Влияние пульсирующего газового потока тех же частот на механические свойства стали 40Х исследовалось как в состоянии поставки, так и после закалки и отпуска при температуре 200 °С в течение 30 мин, после нормализации, после закалки и отпуска 580 °С 30 мин. Обдув во всех случаях осуществлялся в ненагретом состоянии в течение 35 мин.

Результаты исследований показали существенное положительное влияние газоимпульсной обработки на конструктивную прочность данной стали и возможность сокращения продолжительности отпуска с 1,5–2 часов до получаса без снижения надежности изделий.

На втором газоструйном генераторе были проведены исследования влияния пульсирующего газового потока, имеющего скорость 26 м/с, частоту 2100 Гц и звуковое давление 140 дБ на ударную вязкость стали 40 в состоянии поставки и стали 40Х после закалки и отпуска при температуре 200 °С в течение 30 мин. Газоимпульсная обработка и в том и другом случае осуществлялась в ненагретом состоянии в течение 10 мин. В результате был получен рост значений показателей ударной вязкости до 25 %.

Для пластин из холоднокатаной латуни Л68 размером 145×26×1 мм применялся обдув пульсирующим воздушным потоком без нагрева в течение 10 мин при тех же амплитудно-частотных характеристиках.

Пластина располагалась вдоль газового потока. Повышение механических свойств в сравнении с необработанной (контрольной) пластиной: предел прочности $\sigma_в$ 462 МПа против 414; условный предел текучести $\sigma_{0,2}$ 267 МПа против 239 при относительном удлинении δ 23,8 % против 22,1%. Таким образом установлено, что газоимпульсная обработка при данных амплитудно-частотных характеристиках обеспечивает повышение механических свойств тонколистового проката из сплавов на основе меди, не подвергаемых термоупрочнению.

Также при помощи данного газоструйного генератора было проведено исследование газоимпульсной обработки без осуществления предварительного нагрева на остаточные напряжения в тонкостенных трубных изделиях из титановых α-сплавов, не подвергаемых упрочняющей термической обработке. Остаточные напряжения исследовались с помощью трубы из титанового сплава ВТ5, обладающей наружным диаметром 26 мм при толщине стенки 0,5 мм.

Воздействие пульсирующего газового потока, имеющего скорость 26 м/с, частоту 2100 Гц и звуковое давление 140 дБ осуществлялось в течение 10 мин.

На поверхности трубы до обработки пульсирующим газовым потоком присутствовали растягивающие тангенциальные остаточные напряжения величиной 76 МПа, а после десятиминутного обдува без нагрева напряжения на поверхности стали сжимающими, при этом их величина составила 38 МПа.

Малая толщина трубы из ВТ5 позволяет получать хорошие результаты даже при частотах,

вдвое выше 1000 Гц (эффект воздействия для такого тонкого сечения будет носить объемный характер).

Следует отметить, что устранение растягивающих напряжений на поверхности столь тонкостенного изделия другими методами, например поверхностной пластической деформацией, затруднены из-за возможного искажения его формы.

Сварные (шовные) трубы, конструкции и изделия на их основе, в том числе кольцевые, широко применяются в самых различных областях. Однако пластические свойства основного металла и металла шва различны и в таких изделиях зачастую наблюдается неблагоприятное напряженное состояние, в особенности если заготовка подвергалась холодному пластическому деформированию. Обыкновенно неблагоприятные растягивающие напряжения на поверхности кольцевого изделия имеют наибольшее значение напротив сварного шва и для их уменьшения, как правило, применяться дробеструйная обработка, ухудшающая состояние поверхности изделия.

Целью исследования было уменьшение растягивающих напряжений на поверхности кольцевых сварных изделий за счет воздействия низкочастотного дозвукового пульсирующего газового потока без предварительного нагрева.

В качестве исследуемого материала была выбрана сталь 15, широко используемая для производства сварных изделий.

Кольцевые образцы были вырезаны из шовной трубы и имели наружный диаметр 41,5 мм, толщину стенки 2,5 мм, высоту 15 мм. Область сварного шва образцов была подвергнута воздействию пульсирующего дозвукового газового потока частотой 1130 Гц и звуковым давлением 122 дБ, оказывающего комплексное воздействие на изделие. Продолжительность газоимпульсной обработки составила 15 мин. В результате присутствовавшие на поверхности образца напротив шва тангенциальные растягивающие напряжения, имевшие величину +156 МПа поменялись на сжимающие величиной −39,5 МПа.

Как видно из приведенных результатов, газоимпульсная обработка оказывает влияние не только на величину, но и на знак остаточных напряжений, способствуя возникновению благоприятных с точки зрения долговечности изделия сжимающих остаточных напряжений в его поверхностных слоях.

Исследование влияния продолжительности газоимпульсной обработки на напряженное состояние кольцевого изделия показало, что растягивающие напряжения на поверхности существенно снижаются после 5 мин воздействия пульсирующего дозвукового потока с вышеприведенными амплитудно-частотными характеристиками, а после 10 мин воздействия меняются на сжимающие.

Таким образом, установлена высокая эффективность обработки широкого спектра металлических материалов и изделий нестационарными газовыми потоками при отсутствии нагрева для повышения их конструктивной прочности.

Показана возможность управления остаточными напряжениями в целях создания заданного напряженного состояния в конструкции.

Литература

1. *Воробьева Г.А., Иванов Д.А., Сизов А.М.* Упрочнение легированных сталей термоимпульсной обработкой // Технология металлов. — 1998. — № 2. — С. 6−8.

2. *Иванов Д.А.* Повышение конструктивной прочности машиностроительных сталей путем импульсного воздействия при отпускном охлаждении // Двигателестроение. — 2005. — № 4. — С. 30−32.

3. *Иванов Д.А.* Повышение конструктивной прочности материалов за счет воздействия пульсирующих дозвуковых низкочастотных газовых потоков. — СПбГУСЭ, 2008. — 123 с.

УДК 55.42.31; 55.03.33

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТНО-ТЕМПЕРАТУРНЫХ СВОЙСТВ МОТОРНЫХ МАСЕЛ НА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ ПОРШЕНЬ–ЦИЛИНДР

Ю.В. Рождественский, д.т.н., проф., К.В. Гаврилов, к.т.н., доц., И.В. Мухортов, асс., А.А. Дойкин, асп.
Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск






Представлены результаты расчетно-экспериментальных исследований трибосопряжения поршень–цилиндр двигателя типа ЧН13/15 при использовании современных моторных масел с разными реологическими свойствами. Показано, что применением моторных масел с улучшенными вязкостно-температурными свойствами удается улучшить гидромеханические характеристики (ГМХ) трибосопряжения без его конструктивных изменений. Такие характеристики сопряжения, как потери на трение и расход смазки в направлении камеры сгорания, могут быть значительно улучшены изменением конструкции направляющей части поршня в результате решения задачи оптимизации.

Длительное время в инструкции по эксплуатации серийно выпускаемых в нашей стране тракторных двигателей в качестве основных вносятся моторные масла М-8ДМ (зимнее) и М-10ДМ (летнее). Эти марки моторных масел разработаны более 30 лет назад и не позволяют в полной мере обеспечить ресурс существующих и вновь разрабатываемых двигателей.

В настоящее время на рынке горючесмазочных материалов в Российской Федерации имеется много близких по качеству современных марок моторных масел для дизельных двигателей.

Задача данной работы — оценить расчетно-экспериментальным путем как конкретное масло влияет на гидромеханические характеристики (ГМХ) сопряжения поршень–цилиндр, ресурс которого в значительной мере определяет ресурс двигателя в целом.

Для испытаний были выбраны четыре марки из четырех основных групп масел для дизельных двигателей тракторов и дорожно-строительной техники. Первое — М-10ДМ из группы масел, изготавливаемых из сернистой нефти. Второе — Total Rubia XT из группы масел, изготавливаемых на основе глубокоочищенных базовых масел со стандартными пакетами противоизносных присадок. Третье — Mobil Delvac XHP из группы масел с пакетами диалкилдитиофосфатных присадок. Четвертое — Shell Rimula R3X из группы масел, содержащих присадки, устойчивые к термомеханическим воздействиям, главным образом алкилсалицилатные.

В табл. 1 приведены характеристики выбранных масел по классификации SAE (Society of Automotive Engineers — Общество Автомобильных Инженеров) и API (American Petroleum Institute — Американский Институт Нефти).

Предварительно эксплуатационные свойства масел определялись экспериментально на машине трения СМЦ-2 с модернизированным контактом трения, который представляет собой конформный узел трения типа ролик–колодка и позволяет моделировать условия трения в сопряжении поршень–цилиндр. Для оценки несущей способности масла измерялось падение напряжения в контакте трения, характеризующее электропроводность разделяющего слоя масла и зависящее как от толщины слоя, так и от его структуры, определяемой действием противоизносных присадок.

Таблица 1

Марки моторных масел, выбранные для ранжирования

Марка	SAE	API	Назначение
М-10ДМ	30	CD	Двигатели тракторов и др. внедорожной техники
Shell Rimula R3X	15W-40	CH	Двигатели тракторов и др. внедорожной техники
Mobil Delvac XHP	10W-40	CF	Двигатели тракторов и др. внедорожной техники
Total Rubia XT	15W-40	CE	Все типы дизельных двигателей

Результаты экспериментов показали, что для масла М-10ДМ характерна неустойчивая толщина разделяющего слоя и существование температурного предела действия присадок. Установленная закономерность объясняется более слабой адсорбционной активностью алюминия к традиционным диалкилдитиофосфатам по сравнению с черными металлами и медными сплавами. Масло Shell Rimula R3X, содержащее алкилсалицилатные присадки, образует наиболее стабильный разделяющий слой и обеспечивает наиболее надежное смазывание. При смазке маслом Mobil Delvac XHP проявляется как наличие температурного предела, так и термическая активация присадок. Формируемый в конечном счете разделяющий слой обеспечивает надежные противоизносные свойства во всем температурном диапазоне. Близкие, но чуть худшие свойства показало масло Total Rubia XT.

Работоспособность трибосопряжений двигателей внутреннего сгорания, в частности, сопряжения поршень–цилиндр принято оценивать расчетом таких ГМХ, как inf h_{min} — экстремальное за рабочий цикл значение минимальной толщины смазочного слоя, h^*_{min}, N^*, Q^*_1 — средние значения соответственно минимальной толщины смазочного слоя, потерь мощности на трение, расхода масла в направлении камеры сгорания (косвенно характеризующий расход масла на угар) [1].

Методика расчета ГМХ сопряжения основана на совместном решении уравнений движения поршня на смазочном слое и уравнения Рейнольдса [2]. При расчетах использовался комплекс программ, отличительной особенностью которого является возможность определения вязкости смазочного материала на основе модернизированной трехконстантной эмпирической формулы Фогеля [3]:

$$\mu = C_1 \cdot \exp\left(C_2 / (T + C_3)\right), \qquad (1)$$

где C_1, C_2, C_3 — константы, являющиеся характеристиками смазочного материала; T — температура смазочного слоя.

Для определения значений вязкости всех выбранных масел при характерных температурах, используемых при расчете констант, были выполнены экспериментальные исследования, результаты которых представлены в табл. 2. Эксперименты проводились на ротационном вискозиметре с компьютерным управлением Reotest RN 4.1.

Таблица 2

Экспериментальные значения динамической вязкости, Па·с

Характерная температура, °С	М10-ДМ	Mobil Delvac XHP	Shell Rimula R3X	Total Rubia XT
40	0,076208	0,0741	0,0658	0,0860
80	0,017587	0,0188	0,0183	0,0197
100	0,010347	0,0113	0,0119	0,0120

Таблица 3

Исходные данные для расчета сопряжения поршень–цилиндр

№	Параметр	Значение	№	Параметр	Значение
1	Диаметр цилиндра D, мм	130	5	Высота юбки поршня B, мм	83,5
2	Номинальный радиальный зазор h_0, мм	0,115	6	Радиус кривошипа, мм	75
3	Температура смазочного слоя T, °С	130	7	Длина шатуна, мм	260
4	Частота вращения коленчатого вала ω_2, об/мин	2000[1] 1300[2]	8	Масса поршневого комплекта, кг	3,95

[1] Режим максимальной мощности $P_{e\,max}$; [2] режим максимального крутящего момента $M_{кр}$.

Основные исходные данные для гидродинамического расчета сопряжения поршень–цилиндр представлены в табл. 3.

Траектории движения поршня на смазочном слое и значения рассчитанных на их основе ГМХ представлены на рис. 1–4 и в табл. 4.

Таблица 4

ГМХ сопряжения поршень–цилиндр

Марка масла	inf h_{min}, мкм	h^*_{min}, мкм	P^*_e, Вт	Q^*_1, см^3/с
М10-ДМ	11,9[1]	16,7	808,8	17,3
	8,8[2]	15,9	314,5	10,9
Mobil Delvac XHP	12,9	17,1	903,3	17,3
	9,1	16,2	350,7	10,8
Shell Rimula R3X	14,2	17,6	1059,7	17,2
	9,5	16,6	410,9	10,8
Total Rubia XT	13,6	17,3	994,0	17,2
	9,3	16,5	385,5	10,8

[1] Режим максимальной мощности $P_{e\,max}$; [2] режим максимального крутящего момента $M_{кр}$.

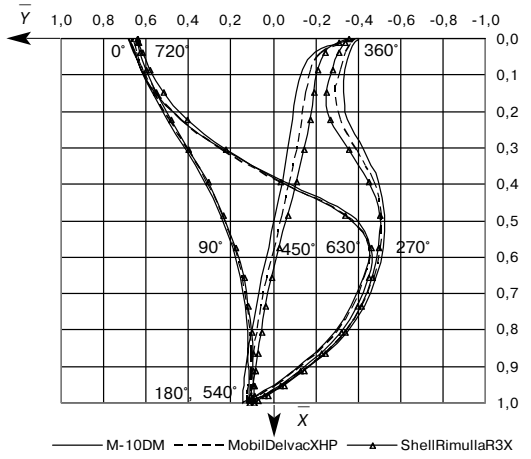

Рис. 1. Траектория движения поршня на режиме N_{max}

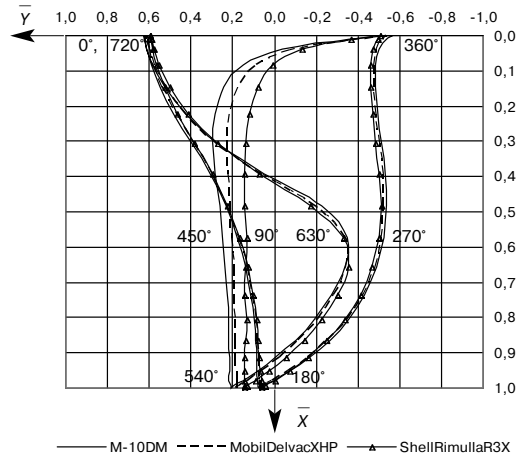

Рис. 2. Траектория движения поршня на режиме $M_{кр}$

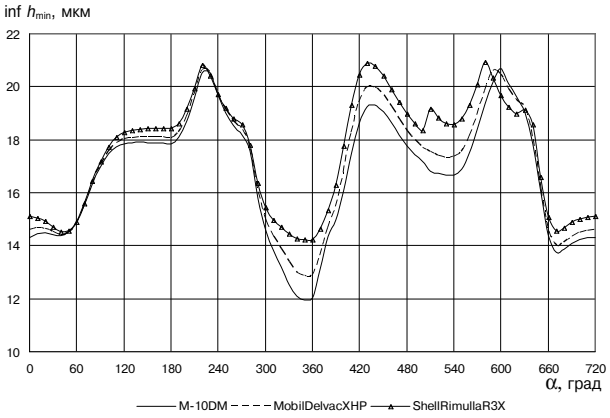

Рис. 3. Зависимость inf h_{min} от угла поворота коленчатого вала α на режиме N_{max}

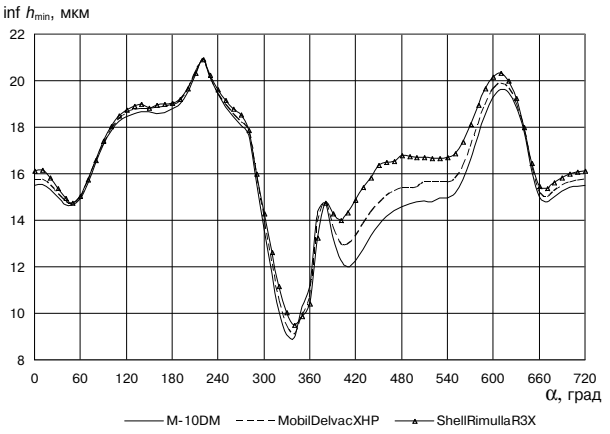

Рис. 4. Зависимость inf h_{min} от угла поворота коленчатого вала α на режиме $M_{кр}$

Анализ результатов показывает, что при использовании моторного масла Shell Rimula R3X вместо рекомендуемого М-10ДМ расчетные значения inf h_{min} выросли на ~19 % на режиме максимальной мощности и на ~8 % на режиме максимального крутящего момента, что значительно повышает износостойкость сопряжения. Средние за цикл значения минимальной толщины h^*_{min} увеличились на ~5% на обоих режимах работы двигателя.

Необходимо отметить, что остальные исследуемые масла увеличивают расчетные значения inf h_{min} и h^*_{min} по сравнению с маслом М-10ДМ на 2−16 % в зависимости от режима.

В связи с тем что увеличение толщины смазочного слоя повлекло за собой увеличение потерь мощности на трение при фактически неизменном расходе Q^*_1 дополнительно исследован поршень с улучшенными, в соответствии с авторской методикой [4], параметрами профиля юбки.

Для аналитического описания профиля юбки поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца, задавались отклонения h_{1i} и h_{2i} профиля от правильной цилиндрической формы на нижнем ($Z = B/2$, где B — высота юбки) и верхнем ($Z = -B/2$) краях юбки и координата Z_{ci} точки C_i вершины параболы (рис. 5), где $i = 1, 2$ — нагруженная и ненагруженная сторона поршня соответственно.

Принималось, что зазор между поршнем и цилиндром на уровне точки C равен характерному

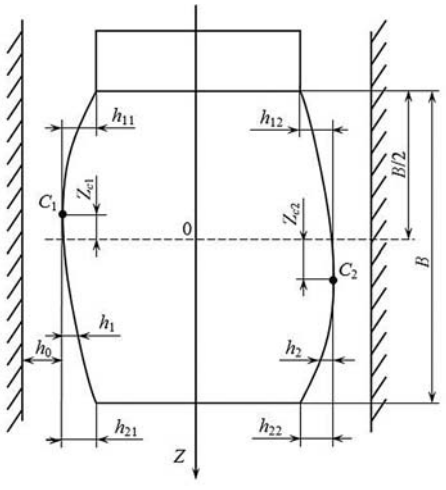

Рис. 5. Основные размеры осевого профиля поршня

зазору в сопряжении при центральном положении поршня h_0. Реальный профиль юбки представлялся аппроксимирующей кривой в виде параболической функции

$$h_i = h_0 k_i |z - m_i|^{l_i}, \quad (2)$$

где k_i и l_i — безразмерные коэффициенты; $z = Z/R$; $m_i = Z_{ci}/R$; R — радиус поршня.

Коэффициенты l_i и k_i находились из выражений:

$$l_i = \frac{\ln(h_{2i}/h_{1i})}{\ln\left|\left[(a-z)/(a+z)\right]\right|}; \quad (3)$$

$$k_i = \frac{h_{1i}}{h_0}(a - m_i)^{-l_i}, \quad (4)$$

где $a = B/(2R)$.

Параметры h_{1i}, h_{2i} и $m_{ci} = Z_{ci}/R$ использовались в качестве параметров оптимизации.

Расчет ГМХ сопряжения с новым асимметричным профилем (с измененными коэффициентами k_i, l_i и m_i) свидетельствует о том, что при использовании масла Shell Rimula R3X, обеспечивающего наилучшую износостойкость, потери на трение N^* снизились на 32 % (табл. 5). Кроме того, увеличились на 16 и 5 % расчетные значения inf $h_{\min}$ и $h^*_{\min}$ соответственно при допустимом значении Q^*_1.

Полученные результаты показывает, что изложенная расчетно-экспериментальная методика позволяет осуществлять выбор моторных масел на основе анализа ГМХ трибосопряжений. Из представленной выборки лучшими эксплуатационными свойствами обладает масло Shell Rimula R3X.

Таким образом, применением моторных масел с улучшенными вязкостно-температурными свойствами удается улучшить ГМХ трибосопряжения даже без его конструктивных изменений.

Такие расчетные ГМХ сопряжения, как потери на трение и расход смазки в направлении камеры сгорания, могут быть значительно снижены (~ на 30%) изменением конструкции направляющей части поршня в результате решения задачи оптимизации, при этом дополнительно увеличивается минимальная толщина смазочного слоя.

Таблица 5

ГМХ сопряжения поршень–цилиндр (режим максимальной мощности)

Марка масла	inf $h_{\min}$, мкм	$h^*_{\min}$, мкм	N^*, Вт	Q^*_1, см^3/с
М10-ДМ	11,9[1]	16,7	808,8	17,3
	15,1[2]	19,8	683,8	20,1
Mobil Delvac XHP	12,9	17,1	903,3	17,3
	16,1	20,0	763,8	19,7
Shell Rimula R3X	14,2	17,6	1059,7	17,2
	17,5	20,9	720,6	20,2
Total Rubia XT	13,6	17,3	994,0	17,2
	17,0	20,2	840,4	19,4

[1] Серийная конструкция поршня; [2] измененная конструкция поршня.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы и Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424).

Литература

1. *Рождественский Ю.В.* Оптимизация сложнонагруженного трибосопряжения типа поршень–цилиндр. Сборник трудов международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы трибологии». Самара. — 2007. — Т. 2. — С. 321–324.

2. *Рождественский Ю.В., Маслов А.П., Плешаков Г.И., Милицын В.В.* Влияние геометрии деталей цилиндропоршневой группы двигателя на гидромеханические характеристики трибосопряжения поршень–цилиндр // Двигателестроение. — 2003. — № 2. — С. 15–18.

3. *Букер.* Динамически нагруженные радиальные подшипники скольжения. Численное приложение метода подвижности // Проблемы трения и смазки. — 1971. — № 1. — С. 161–169.

4. *Рождественский Ю.В., Гусев А.И., Грибанов И.С., Денисов Д.О.* Методика и результаты оптимизации продольной геометрии поршня для сопряжения поршень–цилиндр двигателя внутреннего сгорания // Тяжелое машиностроение. — 2007. — № 6. — С. 28–30.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 2 полугодие 2010 г.

Первая страница обложки	Полноцветная	36 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	32 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	34 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	32 000 руб.
	Черно-белая	28 000 руб.

УДК 621.56:59

МИРОВЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В ПРОИЗВОДСТВЕ И ИСПОЛЬЗОВАНИИ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА КАК УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ И МОТОРНОГО ТОПЛИВА

Н.Г. Кириллов, д.т.н., заслуженный изобретатель РФ, академик АВН,
А.Н. Лазарев, к.т.н., доцент, академик МАИ
Военный инженерно-технический институт

В статье представлены результаты анализа зарубежного опыта производства и использования сжиженного природного газа (СПГ) в качестве универсального энергоносителя и моторного топлива. Отмечено, что в развитых странах мира интенсивно развиваются новые промышленные отрасли по производству высокоэффективного криогенного оборудования для заправочных станций СПГ и различных видов транспортных средств.

Сжиженный природный газ — перспективный энергоноситель XXI века

Начало XXI века ознаменовалось возрастающим значением в мировой энергетике природного газа, доля которого достигла одной трети в общем объеме производимой энергии. По данным зарубежных аналитиков, в ближайшем будущем газ постепенно оттеснит на второй план наиболее популярные сегодня энергоносители — нефть и уголь. К 2020 г. доля природного газа в общем энергопотреблении достигнет 45–50 %. Все чаще говорят, что на смену «нефтяной эпохи» наступает эпоха «метана» (природного газа). Это связано, прежде всего, с истощением мировых запасов нефти. Так, если промышленных запасов нефти, по различным прогнозам, хватит еще примерно на 30–35 лет, то газа — более чем на 100 лет [1].

По рассмотренному сценарию развития мировой газовой промышленности на 20-й Всемирной газовой конференции потребление природного газа должно возрасти до 4 трлн куб. м к 2030 г. При этом если развитые страны увеличивают долю природного газа в энергобалансе по причинам экологической безопасности и диверсификации поставок, то страны на стадии индустриального развития наращивают потребление газа вследствие роста потребности растущих экономик. В настоящее время в мире потребляется более 2,5 трлн куб. м природного газа в год, из них на долю международной торговли приходится 625–650 млрд куб. м. Из этого количества более 70 % газа поступает к потребителям по трубопроводной системе и около 27 % продается в виде сжиженного природного газа — СПГ.

Однако по мнению экспертов в недалеком будущем на мировом рынке газа будет доминировать именно сжиженный природный газ. В настоящее время сектор СПГ является одним из самых динамичных в энергетической отрасли: мировое потребление сжиженного газа растет на 10 % в год, тогда как обычного (газопроводного) только на 2,4 %. Согласно существующим прогнозам в 2020 г. доля СПГ в мировой торговле газом составит около 35 %, а в 2030 г. — около 60 %, что будет соответствовать 18–20 % в общем объеме потребляемого природного газа.

Данный прогноз обусловлен, с одной стороны, повышением эффективности технологии сжижения природного газа и постоянным снижением его себестоимости, а с другой — высокой гибкостью каналов поставки СПГ, что позволяет оперативно варьировать обслуживание множества рынков. Технологии получения сжиженного газа превращают данный энергоноситель почти в такой же мобильный вид топлива, как и нефть.

Мировое промышленное производство СПГ в значительной степени стимулировано более экономически выгодной формой транспортировки огромного количества природного газа морским транспортом в сжиженном виде из газодобывающих стран в страны мира, не имеющих своих энергетических ресурсов. Впервые исследования экономической целесообразности морских перевозок СПГ были выполнены американскими и французскими фирмами в середине 60-х годов прошлого века при выборе оптимального решения о путях транспортировки газа из Алжира в Западную Европу. Технико-экономические расчеты показали, что при годовом объеме транспорта газа до 10 млрд куб. м на расстояние свыше 1500 км доставка сжиженного метана в морских танкерах (с учетом расхода на сжижение и регазификацию) становится более рентабельной, чем доставка трубопроводным транспортом со сложным переходом через Средиземное море (рис. 1).

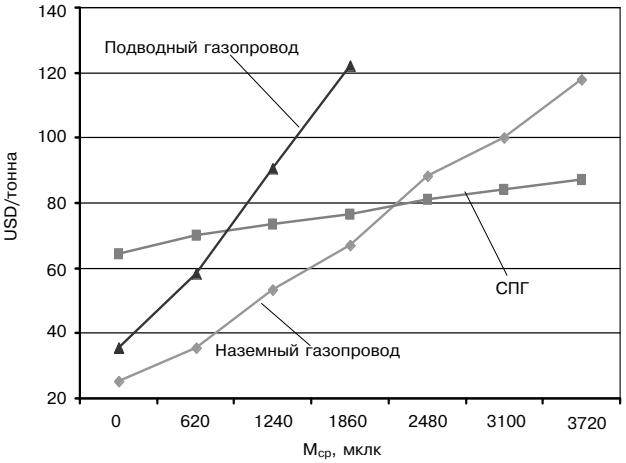

Рис. 1. Увеличение транспортных расходов при увеличении расстояния транспортировки природного газа

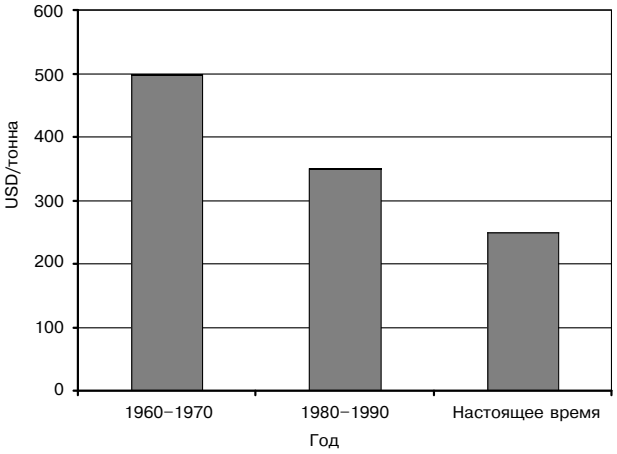

Рис. 2. Удельная себестоимость производства СПГ

На основании этих расчетов в 1964 г. в г. Арзеве (Алжир) был пущен в эксплуатацию первый крупный завод по сжижению природного газа, поставляемого в Англию и Францию. Газ с месторождений Сахары поступал по трубопроводу на завод, а далее уже в жидком виде транспортировался по морю на остров Канвей (в устье р. Темзы) и в г. Гавр. Именно с этого момента СПГ стал восприниматься в мире как один из видов мировых энергоносителей, а морские перевозки — как эффективное средство транспортировки природного газа на большие расстояния.

В общем виде морская доставка газа потребителям может быть представлена следующей схемой: на побережье строится завод по сжижению газа, продукция которого поступает в хранилище. Отсюда с помощью криогенных насосов сжиженный природный газ перекачивается в танкеры-метановозы. Доставленный морским путем СПГ поступает в терминал-хранилище, из которого, по мере надобности, подается на испарительную установку, а далее с помощью компрессорной станции через газораспределительную сеть к потребителям [2].

В настоящее время более 15 стран экспортируют и примерно столько же импортируют этот вид топлива. Кроме этого, разрабатываются новые проекты увеличения экспорта СПГ из Омана, Канады, Австралии, Индонезии, Малайзии, Нигерии и России. Сегодня в мире в эксплуатации находится 24 крупных завода по сжижению природного газа мощностью 220,66 млрд куб. м и строятся еще 17 предприятий мощностью 119,16 млрд куб. м. После ввода их в эксплуатацию общая мощность установок по сжижению природного газа может составить 339,82 млрд куб. м. Кроме этого, в технологической цепочке производства СПГ за рубежом уже построены и эксплуатируются 49 терминалов по испарению СПГ мощностью 232,61 млрд куб. м и 25 терминалов мощностью 158,13 млрд куб. м находятся в стадии строительства.

Производительность вновь вводимых установок сжижения газа возросла за последние 20 лет с 0,6 до 6 млн т СПГ в год за счет применения нового более мощного оборудования, что обеспечено снижением расхода энергии на сжижение. В настоящее время на крупных заводах для получения СПГ используют каскадный способ или холодильный цикл на смешенном холодильном агенте с предварительным пропановым охлаждением. В результате на 20–30 % сократились энергетические затраты. Быстрое развитие технологий производства и перевозки сжиженного природного газа привело к снижению их стоимости, которое совпало с очередным глобальным повышением цен на энергоносители [3].

К регионам с наибольшим прогнозным ростом спроса на СПГ относятся США и страны Юго-Восточной Азии, в первую очередь Китай и Южная Корея. Уже сейчас в США доля СПГ в общем газопотреблении составляет более 25 %. В Азиатско-Тихоокеанском регионе наиболее крупным потребителем СПГ является Япония. В настоящее время Япония импортирует до 85 % (45 млрд куб. м) природного газа в сжиженном состоянии. По прогнозам Международного энергетического агентства (МЭА), импорт СПГ в Европу к 2030 г. увеличится в 6 раз, а общий объем потребления газа в Европе вырастет на 80 %. В общем объеме добытого в Европе газа доля СПГ вырастет с нынешних 8,6 до 27 %. В странах Западной Европы в настоящее время уже эксплуатируется 12 и в строительстве — 6 крупных терминалов по приемке СПГ. Общая мощность терминалов по испарению СПГ в Западной Европе в 2009 г. составила 127,83 млрд куб. м.

Первое крупномасштабное промышленное производство СПГ и выход России на этот рынок связано с реализацией проекта «Сахалин-2». С 2001 г. компанией «Сахалин Энерджи» было

начато строительство завода по производству СПГ на о. Сахалин. В 2009 г. завод был официально запущен в эксплуатацию. Комплекс завода включает в себя две технологические линии производительностью 4,8 млн т СПГ в год каждая, два резервуара хранения объемом по 100 тыс. куб. м и один причал для отгрузки СПГ.

Кроме этого, ОАО «Газпром» рассматривает возможности разработки Штокмановского месторождения и строительства на Ямале мощностей по сжижению газа. Первым в арктических морях планируется разработка Штокмановского газоконденсатного месторождения, расположенного в центральной части Баренцева моря, в 550 км к северо-востоку от Мурманска на глубине около 350 м. Запасы месторождения оцениваются в 3,2 трлн куб. м газа и 31 млн т конденсата. Месторождение готовится к освоению с учетом последующей реализации сжиженного природного газа в США и возможно в Европу. Для этих целей ОАО «Газпром» намерен построить в Мурманской области завод по производству СПГ. Для добычи углеводородов на месторождении будут установлены три ледостойкие плавучие платформы.

С производством СПГ связана и разработка одного из наиболее перспективных газовых месторождений Ямальского полуострова, расположенного в районе Харасавэя. По оценкам экспертов запасов месторождения достаточно для добычи 30 млрд куб. м газа в год на протяжении более 30 лет. При освоении месторождения экономически целесообразнее транспортировать добытый газ не по газопроводам, а вывозить морским транспортом в виде СПГ в Западную Европу, поскольку месторождение находится на побережье Карского моря, причем треть его приходится на шельф. Для этих целей предполагается построить завод и морской терминал, которые могли бы обслуживать 20–25 криогенных морских метановозов грузовместимостью по 125–135 тыс. куб. м. Ориентировочно проект оценивается в сумму не менее 18–24 млрд долл. США (стоимость одной линии по сжижению природного газа производительностью 6 млн т СПГ в год по мировым ценам обходится примерно в 3 млрд долл. США) [4].

СПГ используется для тех же целей, что и сетевой природный газ: получение электричества, тепловой энергии и промышленного холода, газификация населенных пунктов и промышленных объектов, создание резерва топлива для компенсации пиковых нагрузок (так называемый «пик-шейвинг»), а также в виде сырья для химической промышленности [5].

Однако в последнее десятилетие за рубежом обозначилась и наиболее интенсивно развивается еще одна область применения СПГ — использование его как универсального моторного топлива для транспортных средств различного функционального назначения. Широкое использование СПГ в качестве моторного топлива обусловлено тем, что по ценам он дешевле традиционных жидких углеводородных топлив и при этом является экологически более чистым видом топлива.

Зарубежный опыт использования СПГ как альтернативного моторного топлива для транспортных средств

Одним из проявлений перехода развитых стран мира на новый технологический уровень является стремительно растущее применение альтернативных видов моторного топлива. В основном ставка делается на природный газ. Так, несколько лет назад Европейская экономическая комиссия приняла резолюцию, согласно которой к 2020 г. только в Западной Европе на газовое топливо должно быть переведено более 25 млн автомобилей.

Природный газ как моторное топливо на транспортном средстве может находиться в двух состояниях: сжиженном (СПГ) и сжатом, т. е. компримированном (КПГ). До начала нашего века на транспорте в основном применялся компримированный природный газ. Однако в связи с развитием в последние годы инфраструктуры производства СПГ в мире и экспортом огромного количества сжиженного газа в развитые страны наметилась явная тенденция перехода на применение сжиженного природного газа как наиболее перспективного вида моторного топлива.

Это связано с тем, что замена КПГ на СПГ позволяет существенно улучшить технические показатели транспортных средств: уменьшить габариты и массу системы хранения бортового топлива; увеличить полезную грузоподъемность и запас хода на одной заправке; сократить за счет более редких заправок непроизводительные затраты, связанные с холостыми пробегами. Преимущества сжиженного природного газа при использовании в качестве моторного топлива объясняются более высокой его плотностью (в 3 раза) по отношению к компримированному природному газу. Сжижение позволяет уменьшить объем газа, занимаемый в обычных условиях, почти в 600 раз, что приведет, по сравнению со сжатием газа, к уменьшению массы системы хранения природного газа на транспортном средстве в 3–4 раза, а объема в 1,5–3 раза [6, 7].

За рубежом разработано достаточно большое количество различных технологий и установок производства СПГ для обеспечения транспорта этим более дешевым и экологическим чистым топливом. Лидерами в области производства



Рис. 3. Заправочная станция СПГ в Калифорнии



Рис. 4. Комплекс сжижения природного газа фирмы «Криопак»

таких установок являются фирмы «Криопак», «Криогаз Энженеринг Лтд» и др. Так, заправка СПГ автотранспорта в США осуществляется на многочисленных стационарных автозаправочных станциях, куда СПГ доставляется в специальных криогенных метановозах от крупных морских терминалов. Особенно широкая сеть таких автозаправочных станций создана на юго-западе США в штатах Калифорния, Аризона, Колорадо, Техас, Пенсильвания и т. д. Крупнейшая в мире заправочная станция СПГ в Калифорнии при объеме газа в 60 000 л снабжена шестью СПГ-колонками, что позволяет заправлять в короткие сроки до 200 крупных грузовых автомобилей (рис. 3).

Комплекс сжижения природного газа внешнего охлаждения фирмы «Криопак» (рис. 4) предназначен для сжижения природного газа объемом от 13 626 до 454 200 тыс. куб. м в сутки, при этом объем полученного СПГ составит 22–272 куб. м в сутки.

За рубежом созданы и успешно развиваются многие фирмы, специализирующиеся на производстве газовой аппаратуры и криогенного оборудования для конвертации автомобилей на СПГ. Так, американская фирма «Kaiser Brencar» выпускает криогенные баки емкостью от 70 до 500 л под давлением около 0,15 МПа и топливные системы питания жидким газом, обеспечивающие

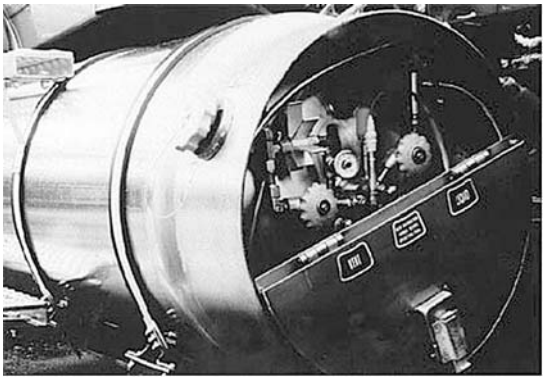

Рис. 5. Криогенный бак СПГ емкостью 500 л

пробег транспортных средств на расстояние до 450 км.

Развивающаяся инфраструктура заправки СПГ и серийное производство широкой номенклатуры сертифицированного газового оборудования позволяет зарубежным странам широко применять криогенное топливо на различных видах транспортных средств. Особенно интенсивно этот процесс идет в автомобильной промышленности. В настоящее время перспективность применения сжиженного природного газа в качестве моторного топлива для автотранспортных средств за рубежом не вызывает ни у кого сомнения. Исследования, выполненные фирмами «Ford», «Toyo Menka», «Mercedes-Benz», MAN, «Messer», BMW и др., показали техническую возможность и экономическую целесообразность использования СПГ на автотранспорте.

СПГ как моторное топливо для автотранспортных средств применяется в США, Германии, Нидерландах, Норвегии, Франции и других странах. В США сжиженный природный газ как моторное топливо используют на 25 % муниципального транспорта, расширяется производство грузовых автомобилей на СПГ. Известная американская компания «Mack» в сотрудничестве с фирмой «Waste Managemtnt Inc.» в течение уже многих лет успешно занимается производством двигателей на СПГ. Седельный тягач Mack CH/LNG, работающий на СПГ, является самым чистым грузовым автомобилем на американских дорогах и отличается большим запасом хода, который составляет свыше 1000 км. В настоящее время к использованию СПГ в качестве моторного топлива присоединяются и другие промышленные лидеры США, например «United Parcel Service» (UPS) и «Kenworth Truck Company». Так, корпорация «Kenworth Truck Company» запустила производство грузовиков «Kenworth T800 LNG» (рис. 6), работающих на сжиженном природном газе, на заводе в г. Рентоне (штат Вашингтон). По оценкам многих специалистов, автомобиль «Kenworth T800 LNG» — один из наиболее уни-



Рис. 6. Грузовик «Kenworth T800 LNG» с двигателем на сжиженном природном газе



Рис. 7. Грузовики «Sterling Set-Back 113», работающие на СПГ



Рис. 8. Седельный тягач Mercedes Econic, работающий на СПГ



Рис. 9. Австралийские тяжелые грузовики на СПГ

версальных грузовиков на современном рынке. Он используется для многих целей: от магистральных тракторов с роскошной кабиной «86 Studio AeroCab» до предназначенных для эксплуатации в тяжелых условиях внедорожных самосвалов, городских пикапов и легких грузовиков. За разработку и запуск в серийное производство этого криогенного грузовика, компания стала лауреатом награды «J.D. Power and Associates 2007» за наивысшее признание покупателями междугородных, городских, торговых и профессиональных грузовиков.

Грузовик «Kenworth T800 LNG», оснащенный двигателем Cummins ISX и топливной системой HPDI от компании «Westport», представляет собой успешное решение в данной отрасли, обеспечивающее низкий (мирового класса) уровень выбросов и парниковых газов, и в то же время обладает отличной мощностью, крутящим моментом и эффективностью, сравнимыми с характеристиками дизельного двигателя.

В 2009 г. еще одна американская компания «Sterling Trucks» представила свой новый грузовой автомобиль «Sterling Set-Back 113» (рис. 7), работающий на сжиженном природном газе. Новинка агрегатируется 8, 9-литровыми двигателями Cummins Westport-ISLG мощностью от 250 до 320 л. с. с системой рециркуляции отработавших газов. Отработавшие газы двигателя, работающего на природном газе, по наиболее вредным компонентам в значительно менее опасны, чем бензиновые или дизельные. Кроме того, автомобили на природном газе являются малошумными. Двигатель Cummins Westport ISL G соответствует действующим нормам Агентства по охране окружающей среды (EPA), а содержание в выбросах NO_x на 85 % меньше, чем у двигателей, работающих на традиционных нефтяных видах топлива.

Значительные результаты в улучшении экологической безопасности и экономической эффективности достигаются при использовании СПГ и на легковых автомобилях. Не случайно ведущая американская автостроительная фирма «General Motors» подготовила к серийному производству новый автомобиль «EV1», оснащенный двигателем ECOTEC с турбонадувом и работающий на СПГ.

Расширяется применение СПГ на автомобильном транспорте и в Западной Европе. Например, городские власти многих городов Германии планируют перевести на СПГ весь муниципальный транспорт. Фирмами «Mercedes-Benz» и «Messer» уже разработаны и производятся городские мусоровозы, работающие на сжиженном природном газе. Сейчас только в г. Франк-



Рис. 10. Австралийский мусоровоз, работающий на СПГ

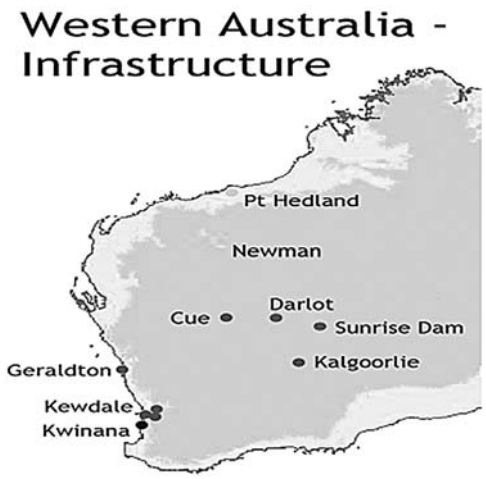

Рис. 11. Карта расположения заправочных станций СПГ в западных регионах Австралии

фурте эксплуатируется более 80 таких муниципальных машин.

На ярмарке «Европейский дорожный транспорт 2007» в Амстердаме (Нидерланды) компания «Даймлер» представила седельный тягач Mercedes Econic (рис. 5), работающий на СПГ. Автомобиль оснащен рядным 6-цилиндровым газовым двигателем OM 906 LAG объемом 6,88 л. с. распределенной подачей газа, мощностью 250 кВт (279 л. с.), максимальным крутящим моментом 1000 N_m при 1400 об/мин и максимальной скоростью вращения 2200 об/мин. Колесная формула: 4×2 (грузоподъемность 18 т) и 6×2/4 (грузоподъемность 26 т). Пробег на одну заправку СПГ составляет 1100 км. В настоящее время инженеры компании прорабатывают вариант газового магистрального тягача для международного проекта «Голубой коридор», который соединит города Западной Европы и России.

В последние годы СПГ как моторное топливо активно начал использоваться в Австралии. Основным игроком на рынке является компания «EVOL LNG». Только в 2009 г. этой компанией на СПГ было переведено более 200 тяжелых грузовиков, занимающихся транспортировкой продуктов питания (рис 9).



Рис. 12. Танкер для перевозки СПГ, использующий в качестве моторного топлива сжиженный природный газ



Рис. 13. Норвежский паром, работающий на СПГ

В настоящее время в Австралии принята федеральная программа по переводу автотранспорта коммунальных служб на СПГ. Прежде всего это относится к муниципальным автобусам и мусоровозам. Уже начато серийное производство и оснащение австралийских городов мусоровозами, работающими на СПГ (рис. 10).

В связи с началом масштабного использования СПГ в качестве моторного топлива в Австралии создается разветвленная сеть заправочных станций СПГ. На рис. 11 представлена карта западного побережья Австралии, где практически во всех городах данного региона уже эксплуатируются или строятся новые заправочные станции СПГ для автомобильного транспорта.

Основным средством доставки СПГ на большие расстояния является водный транспорт, прежде всего морской (рис. 12). В настоящее время в мире уже эксплуатируется более 200 крупных морских судов-метановозов, предназначенных для перевозки СПГ и использующих его в качестве моторного топлива.

В Норвегии компания «Statoil» приступила к серийному производству средних и малых судов на СПГ (рис. 13). Преимущества СПГ по сравнению с обычным бункерным топливом с экологической точки зрения очевидны: использование его только на двух судах в течение года со-

кращает выбросы окислов азота до 420 т. Кроме того, полностью решается проблема загрязнения морской среды и разлива при возможных аварийных ситуациях. Инициатива «Statoil» активно поддерживается министром нефти и энергетики Норвегии, который считает ее началом полномасштабного перехода судов на СПГ. Экспериментальные суда на СПГ построены и эксплуатируются в США, Германии и ряде других стран.

За рубежом уже накоплен значительный опыт применения сжиженного природного газа на железнодорожном транспорте. Работы по применению природного газа в качестве моторного топлива на тепловозах проводятся в США, Германии, Канаде, Австрии. Так, в США в 1992–1994 гг. переоборудованы для работы по газодизельному циклу два тепловоза серии SD40-2 с двигателями фирмы «General Motors» мощностью 2200 кВт и два маневровых тепловоза МК 1200 с с двигателями «Caterpillarr» мощностью 1527 кВт. В настоящее время ведутся работы по переводу на газ локомотивных двигателей EMD 645, KTA-SOG3 (Cummins). В Германии для работы на газе переоборудован маневровый тепловоз серии Kof 360, созданы промышленные газотепловозы KG230 и MAK G1600. В Австрии построен магистральный грузовой газотепловоз GE 3000 мощностью 2200 кВт.

Многолетняя безаварийная эксплуатация магистральных и маневровых тепловозов на СПГ железнодорожными компаниями «Берлингтон Нозерн», «Моррисон-Кнудсен», «Санта Фе», «Юнион Пасифик» говорят об объективных преимуществах этого вида топлива.

Сжиженный природный газ как моторное топливо имеет большие перспективы и в авиации. Результаты проведенных за рубежом исследований показывают, что использование СПГ на авиационной технике позволит значительно увеличить скорости и освоить «мертвое» пространство между высотами полетов, достигнутыми авиаций и ракетно-космической техникой. При внедрении СПГ в авиацию экономится топливо: метановое топливо позволит снизить его расход на доставку единицы массы полезной нагрузки на 16–25 % по сравнению с авиакеросином. Резко улучшается экологическая обстановка. Известно, что современные самолеты летают на высотах, ниже которых находится 80 % всей массы атмосферы. Этот атмосферный слой очень чувствителен к выбросам продуктов сгорания топлива.

Ведущие авиафирмы США, Японии и Западной Европы («Боинг», «Локхид», «Дойче Аэроспейс», «Эрбас Индастри») прогнозируют использование СПГ как основного топлива для авиации. По общему мнению специалистов и экспертов, начиная с 2010–2020 гг., развернется широкое внедрение криогеники в авиастроение.

Заключение

Использование СПГ как универсального моторного топлива XXI века — интенсивно развивающееся направление, которое уже в ближайшее время превратится за рубежом в самостоятельную высокорентабельную отрасль экономик развитых стран. О перспективах развития этой отрасли в России авторами будет подготовлена специальная публикация.

Литература

1. *Леонард Р.* Истощение нефтяных запасов и грядущая эпоха природного газа // Нефтегазовая вертикаль. — 2001. — № 9. — С. 50–59.

2. *Kirillov N. G.* Producing Natural Gas for Vehicles. // Chemical and Petroleum Engineering, May — June, 2001, 37 (5–6): P. 334–337.

3. *Кириллов Н.Г.* Новые технологии в сжижении природного газа // Газовая промышленность. — 2004. — № 4. — С. 58–60.

4. *Кириллов Н.Г.* Рынок сжиженного газа: российские перспективы // Энергетика и промышленность России. — 2009. — № 1. — С. 31.

5. *Кириллов Н.Г.* Состояние топливно-энергетического комплекса России и энергосберегающий путь развития энергетики // Энергетика и промышленность России. — 2002. — № 1. — С. 6–7.

6. *Седых А.Д., Роднянский В.М.* Политика Газпрома в области использования природного газа в качестве моторного топлива // Газовая промышленность. — 1999. — № 10. — С. 8–9.

7. *Кириллов Н.Г.* Сжиженный природный газ как универсальное моторное топливо XXI века: технологии производства и системы долгосрочного хранения. — М. : ИРЦ «Газпром», 2002. — 64 с.

УДК 621.436

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОТКЛЮЧЕНИЯ ЧАСТИ ЦИЛИНДРОВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДИЗЕЛЯ КАМАЗ-740.10

Г.Д. Драгунов, д.т.н.
Южно-Уральский государственный университет;
И.А. Мурог, к.т.н., А.Н. Медведев, к.т.н.,
Челябинское высшее военное автомобильное командно-инженерное училище

В статье рассмотрены результаты эксперимента по оценке эффективности снижения расхода топлива дизеля КамАЗ-740.10 методом отключения части цилиндров на режимах холостого хода и малых нагрузок. Установлено, что в 8-цилиндровом V-образном двигателе целесообразно отключение четырех цилиндров при работе на частотах вращения в диапазоне от 600 до 1200 об/мин. При этом часовой расход топлива снижается на 7–8 %. Отключение и включение части цилиндров осуществляется за счет изменения конструкции ведомой рейки ТНВД, разработанной авторами.

Результаты исследований показывают, что эксплуатационный расход топлива автомобилем зависит от двух обобщенных факторов: полного сопротивления движению (суммы сопротивлений движению и механических потерь в агрегатах, в том числе и в двигателе); совершенства рабочего процесса двигателя, характеризуемого величиной его индикаторного КПД.

Наиболее эффективным методом улучшения экономичности и экологических показателей двигателя при работе на холостом ходу и малых нагрузках является отключение части цилиндров, что приводит к повышению механического КПД при использовании средств прекращения газообмена и индикаторного КПД за счет повышения качества топливоподачи и качества смесеобразования в работающих цилиндрах [1, 2] (рис. 1).

Теоретическими и расчетными исследованиями было показано, что для автомобильных дизелей семейства КамАЗ на режимах малых частот вращения коленчатого вала и холостом ходу можно путем отключения части цилиндров за счет повышения индикаторного КПД в работающих цилиндрах достичь существенной экономии топлива.

Выбор объекта исследования обусловлен следующими соображениями. Парк автомобилей семейства КамАЗ, с двигателями КамАЗ-740.10



различных модификаций широко распространен в эксплуатирующих организациях. Анализ режимов работы автомобилей, шасси для специального оборудования, являющихся базовыми, показывает, что до 35 % времени они используются на транспортных операциях и до 65 % времени работают на режимах холостого хода и малых нагрузок [1, 2].

При проведении испытаний для определения топливной экономичности дизеля КамАЗ-740.10 методом отключения части цилиндров в конструкцию топливного насоса высокого давления были внесены некоторые изменения. В ведомой рейке выполнен специальной формы паз (рис. 2, 3), обеспечивающий отключение цилиндров одного блока на режимах холостого хода и малых нагрузок. При испытаниях дизель был оборудо-

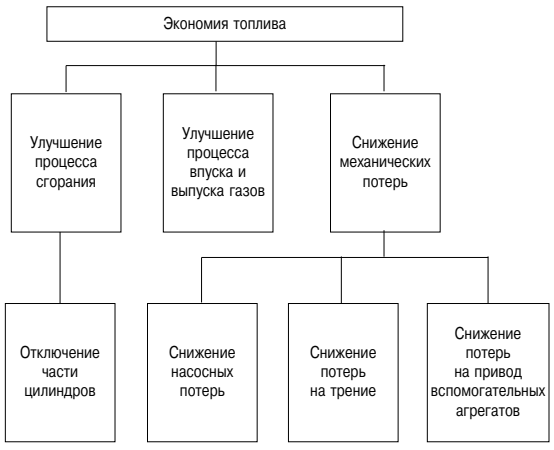

Рис. 1. Основные пути экономии топлива за счет совершенствования конструкции двигателя

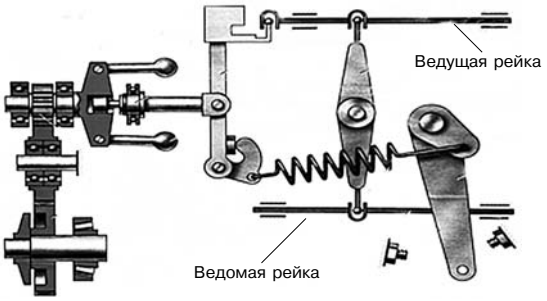

Рис. 2. Схема регулятора частоты вращения

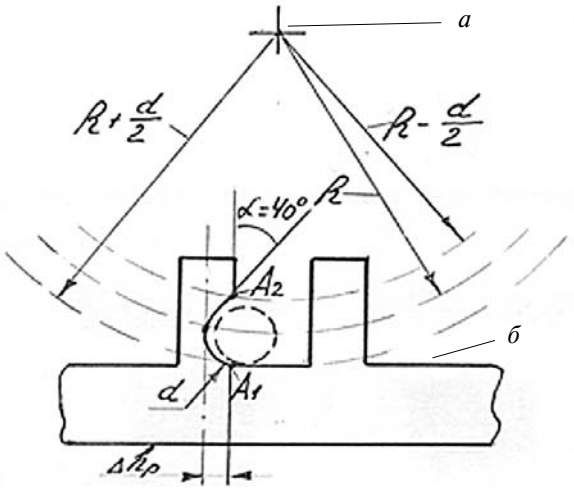

Рис. 3. Ведомая рейка ТНВД со специальной формой паза [3]:
а — рычаг реек; *б* — ведомая рейка; A_1 — точка начала включения подачи топлива; A_2 — точка окончания включения подачи топлива

ван штатной системой выпуска. Для обеспечения постоянства механических потерь соблюдался постоянный температурный режим окружающей среды, температуры жидкости в системах охлаждения и смазки дизеля.

В процессе испытаний были определены форма и размеры паза на ведомой рейке топливного насоса высокого давления для отключения цилиндров одного блока V-образного двигателя. Отключение цилиндров обеспечивалось за счет изменений хода ведомой рейки ТНВД на величину Δh_p (рис. 3).

В пределах свободного хода поворотный рычаг не должен касаться ведомой рейки, для чего в рейке выполнен паз на глубину $\Delta h_p = 3$ мм с контуром нижней кромки в виде дуги окружности радиуса $R + d/2 = 37$ мм, а в верхней кромке — дуги $R - d/2 = 32$ мм. После касания рычагом реек *а* ведомой рейки *б* в точке A_1 начинается включение цилиндров. В процессе движения рычага реек точка его касания с ведомой рейкой перемещается из положения A_1 в положений A_2. Этим обеспечивается включение всех цилиндров на нормальную для этого положения рейки подачу топлива. Ограничением для кривизны профиля паза является отсутствие заклинивания этого механизма кулачкового типа по трению. Значит угол наклона α линии A_1-A_2 должен быть близок, но не более угла трения $\alpha_{тр}$, $\alpha \le \alpha_{тр}$.

Проведение испытаний осуществлялось в три этапа в одинаковых условиях для обеспечения корректности сравнения их результатов.

➢ На первом этапе определены базовые характеристики дизеля. Расход топлива на холостом ходу при $P_e = 0$ со всеми работающими цилиндрами был определен для различных частот вращения коленчатого вала $n = 600$, 700, 800, 900, 1000, 1200 об/мин.

➢ На втором этапе проверялась принципиальная возможность отключения максимального количества цилиндров от одного до четырех по условиям пуска и устойчивости работы дизеля на режиме холостого хода.

➢ На третьем этапе определялись возможности улучшения экономичности при отключении двух и четырех цилиндров на частотах вращения коленчатого вала $n = 600$, 700, 800, 900, 1000, 1200 об/мин, а в случае получения значительной экономии топлива при $n = 1400$, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600 об/мин.

Все режимы испытаний характеризовались отсутствием эффективной нагрузки $p_{me} = 0$, $P_e = 0$, индикаторная мощность определялась мощностью механических потерь $P_i = P_м$ и этим обусловлена величина расхода топлива. Необходимо учесть также, что теоретически наибольший эффект по снижению расхода топлива за счет отключения цилиндров ожидается в случае, когда индикаторная мощность работающих цилиндров меньше их собственной мощности механических потерь, то есть в области очень малых нагрузок.

Результаты испытаний показали, что для дизелей КамАЗ отключение части цилиндров на режимах холостого хода и малых нагрузок является эффективным способом снижения расхода топлива. Так, при отключении подачи топлива в два (5 и 8) и в четыре цилиндра (2, 3, 5, 8) работающие цилиндры совершают бо́льшую работу, и цикловые подачи в них возрастают почти в двое.

Это обеспечивает улучшение качества распыливания дизельного топлива, более равномерное его распределение в объеме камеры сгорания, уменьшение неравномерности подачи топлива по секциям топливного насоса высокого давления и снижение нестабильности подач топлива в последовательности циклов [2, 3].

На рис. 5 представлены результаты расчета и эксперимента по снижению расхода топлива $\Delta G_т$ на пониженных частотах вращения колен-

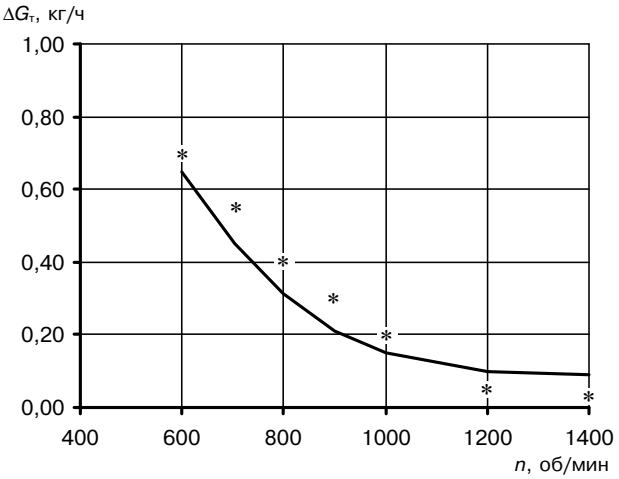

Рис. 4. Уменьшение расхода топлива за счет отключения двух цилиндров:
* * * — экспериментальная характеристика серийного дизеля КамАЗ-740.10;
—— — расчетная характеристика опытногоо дизеля КамАЗ-740.10-20

чатого вала дизеля КамАЗ-740.10 при отключении двух цилиндров. Значками на рисунке показаны измеренные значения снижения расхода топлива $\Delta G_т$. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показывает их удовлетворительную сходимость с величиной относительной погрешности не более 5 %.

При хорошем качественном совпадении зависимостей, экспериментальные значения показывают лучший результат в сравнении с расчетным. Это можно объяснить тем, что испытания проводились на серийном дизеле КамАЗ-740.10, а расчеты выполнялись для опытного дизеля КамАЗ-740.10-20, на котором предварительно проведены конструкционные и технологические мероприятия по улучшению топливной экономичности без отключения цилиндров.

Эффективность отключения цилиндров многоцилиндрового дизеля в целях экономии топлива на режимах холостого хода и малых нагрузок неоднозначна, а в определяющей степени зависит от характера изменения индикаторного КПД от нагрузки.

Результаты испытаний позволяют сделать следующие выводы:

➢ целесообразное компромиссное для всех режимов число отключаемых цилиндров в восьми цилиндровом V-образном дизеле составляет четыре;

➢ наибольшее снижение расхода топлива получено на режимах пониженных частот вращения коленчатого вала в диапазоне частоты вращения от 600 до 1200 об/мин.

Для дизеля КамАЗ-740.10 экспериментально определено улучшение топливной экономичности за счет отключения четырех цилиндров при $n_{дв}$ = 1000 об/мин на 8,5 %, при $n_{дв}$ = 1200 об/мин на 7,4 %, при $n_{дв}$ = 1400 об/мин на 7,0 %, при $n_{дв}$ = 2600 об/мин на 0%.

При этом отключение и плавное включение цилиндров можно реализовать, используя разработанную авторами конструкцию ведомой рейки топливного насоса высокого давления.

Экономия топлива за счет отключения четырех цилиндров в V-образном восьмицилиндровом дизеле может составить 0,81 кг на один дизель в час, 259 кг в год и 3888 кг за время эксплуатации.

Литература

1. *Драгунов Г.Д., Медведев А.Н.* Метод оценки эффективности отключения цилиндров автомобильного дизеля // Двигателестроение. — 2007. — № 4 — С. 20–22.

2. *Медведев А.Н., Меркулов Е.П.* Повышение топливной экономичности и экологической безопасности дизельных двигателей // Научный вестник: Челябинск: изд-во ЧВАИ, 2003. — Вып. 16. — С. 38–45.

3. Пат. 2313688 С1 Российская Федерация, (51) МПК F 02M 59/28. Устройство отключения части плунжеров V-образного топливного насоса высокого давления многоцилиндрового дизеля / Драгунов Г.Д., Медведев А.Н.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» — № 2006118224/06; заявл. 26.05.2006; опубл. 27.12.2007, Бюл. № 36.

Владимирский моторно-тракторный завод увеличил производство тракторов за январь–апрель на 37 %

02.06.2010. ОАО «Владимирский моторно-тракторный завод» (ВМТЗ) увеличило производство колесных тракторов за январь–апрель 2010 г. по сравнению с аналогичным периодом прошлого года на 37 % — до 250 машин. Выпуск тракторных двигателей увеличился на 5,4 % — до 490 шт. ВМТЗ входит в концерн «Тракторные заводы».

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. (MHI) 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 MHI 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 — TOMO), 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 TOMO. 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_2. 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-

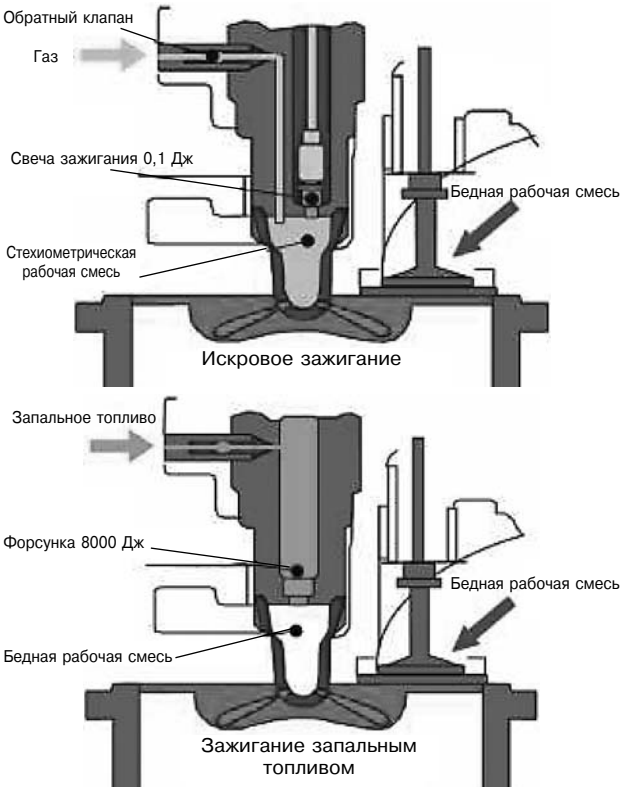

Рис. 1. Схемы искрового и факельного зажигания в форкамерном газовом двигателе

Таблица 1

Целевые показатели проекта

Система когенерации с газовым двигателем	Электрическая мощность	≈ 8 МВт
	КПД по электричеству	≥ 48% (НТС)
	Общий КПД	≥ 80% (НТС)
	Концентрация NO_x	≤ 320 ppm (при $O_2 = 0$ %)
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 MHI типа MACH-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_x. Одним из самых перспективных 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_x 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 газовоздушной смеси по всему объему одинакова, что, по идее, может предотвратить детонацию, вызываемую цикловой неравномерностью.

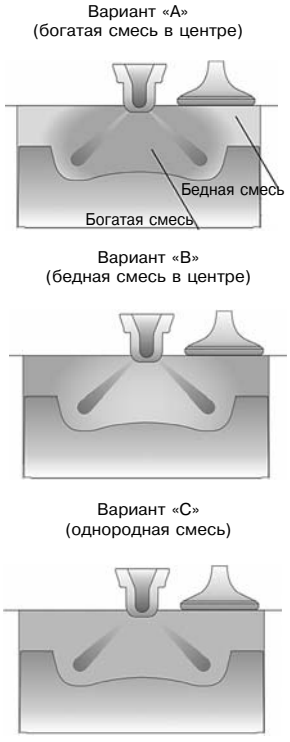

Рис. 2. Варианты распределения смеси по объему КС с целью снижения вероятности детонации

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

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

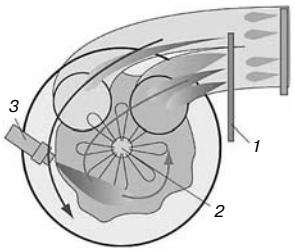

Рис. 3. Возможные методы контроля объемного распределения плотности газовоздушной смеси (схема):
1 — подача топлива на вход; 2 — подача топлива в форкамеру; *3* — подача газа под высоким давлением

➢ *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 газовоздушной 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 TOMO 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 13A по японской классификации, с низшей теплотворной способностью 40,8 МДж/нм^3; состав газа: 92 % CH_4, 0,2 % C_2H_6, 6,2 % C_3H_8, 1,6 % C_4H_{10}. Подача газа через впускное окно

Таблица 2

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^3
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, управляющая противодавлением.

Гидродинамический расчет

Управление распределением плотности смеси при помощи завихрений

Наиболее удобным, с точки зрения конструкции, способом управления распределением плотности (состава) газовоздушной 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 газовоздушной 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

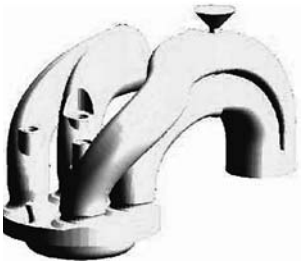

Рис. 5. Пример модели для гидродинамического расчета

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 газовоздушной 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.

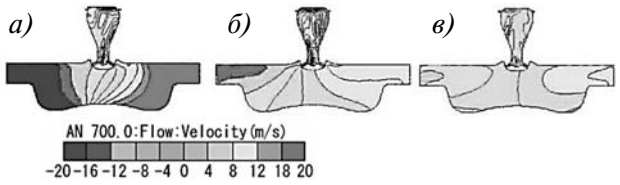

Рис. 6. Распределение скорости потока для трех вариантов окон:
а — сильное завихрение; *б* — среднее завихрение; *в* — слабое завихрение

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

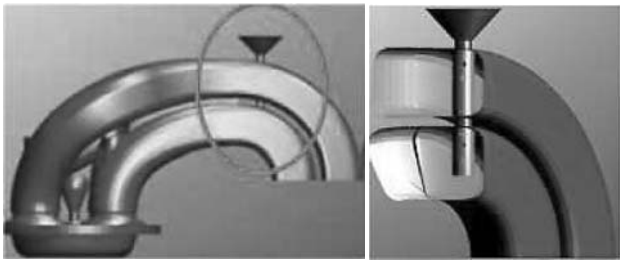

Рис. 7. Пример установки топливоподводящей трубки («газовой трубки») во впускных патрубках

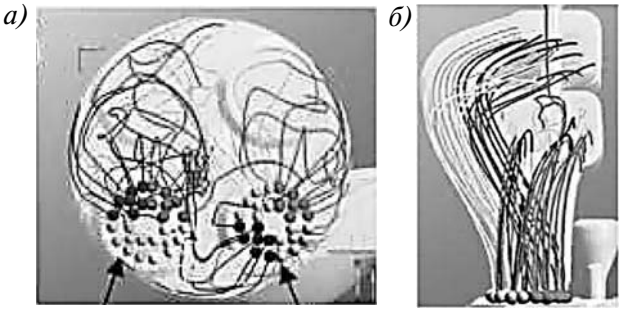

Рис. 8. Пример расчета траекторий линий тока, достигающих определенных точек впускного клапана:
а — в цилиндре; *б* — во впускных патрубках

была сконструирована таким образом, чтобы можно было оценить ее влияние на распределение плотности газовоздушной 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 газовоздушной смеси, а именно — «богатая смесь в центре», «бедная смесь в центре» и гомогенная 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 исследовалана возможность использования завихрений потока, создаваемых во впускных патрубках, и газовой трубки для управления распределением плотности газовоздушной смеси в цилиндре. Оказалось, что с помощью этих мероприятий можно добиться желаемого распределения плотности газовоздушной 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 газовоздушной 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 газовоздушной смеси непосредственно перед ее воспламенением при давлении

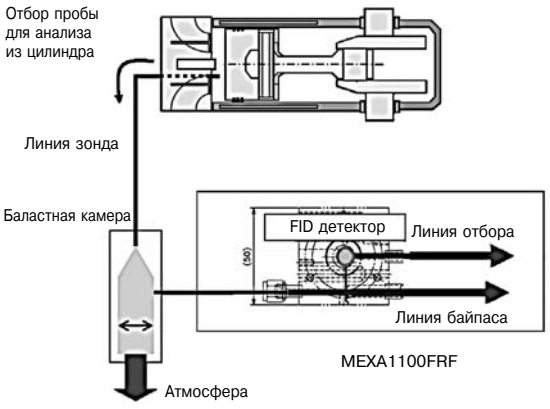

Рис. 9. Система отбора проб FFID в конфигурации, предназначенной для измерений

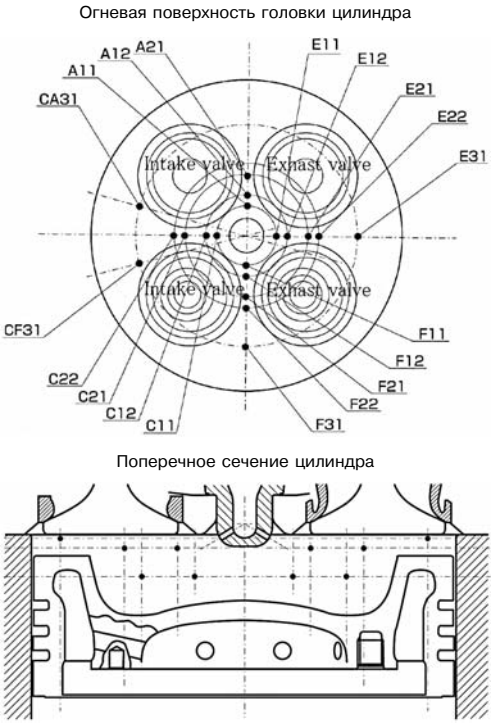

Рис. 10. Точки пробоотбора в камере сгорания

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 (ΣCH), 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 газовоздушной смеси. Для того чтобы обеспечить высокую однородность смеси, во всасывающую трубу было добавлено колено, а для повышения плотности газовоздушной смеси во всасывающей трубе была организована подача газа перед впускным расширительным бачком.

Пример профилей измеренных концентраций ΣCH показан на рис. 11. Плотность ΣCH 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 воздух составлял $\lambda = 2{,}0$. Пиковые значения ΣCH во всех

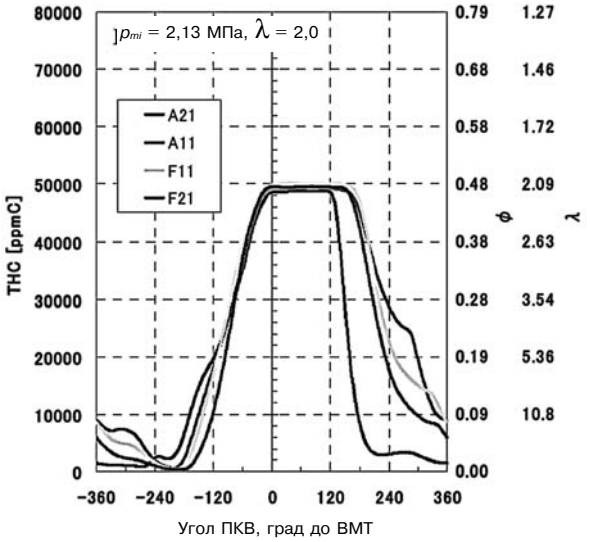

Рис. 11. Пример построения профиля ΣCH с усреднением по 200 циклам

точках измерения были примерно одни и те же, а форма всех профилей ΣCH практически одинакова.

Как видно из графиков, кривые изменения ΣCH 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 λ. 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 газовоздушной смеси были весьма малы.

Результат измерений распределения газовоздушной 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 TOMO

В ходе экспериментов выполнялось оптическое измерение распространения пламени и возникновения детонации с целью установить, какой вид распределения плотности газовоздушной 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.

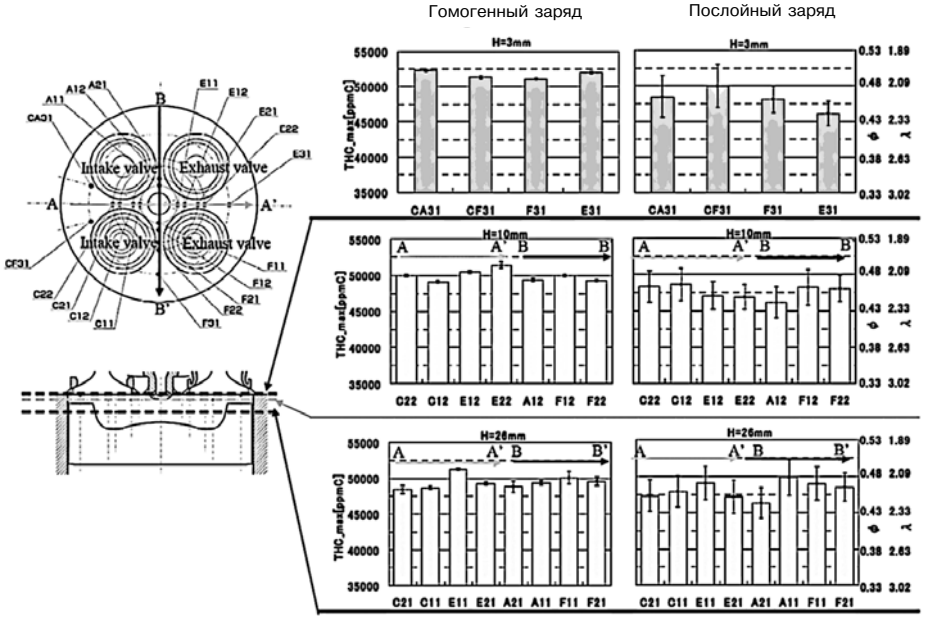

Рис. 12. Измерения в 19 точках пробоотбора в камере сгорания: сравнение результатов при послойной и однородной структуре заряда

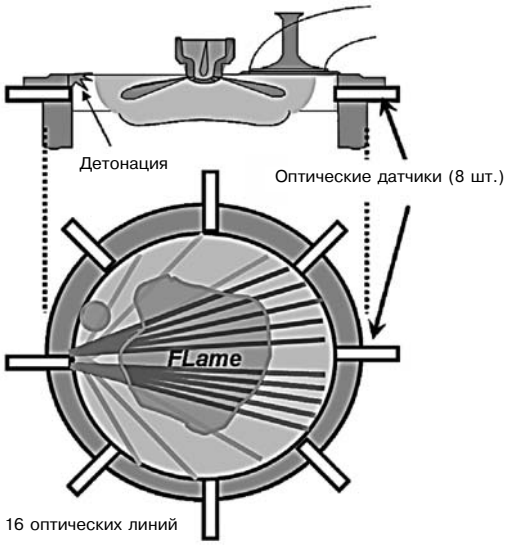

Рис. 13. Схема размещения оптических датчиков

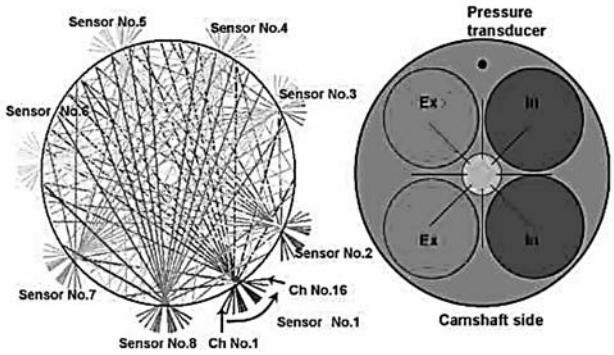

Рис. 14. Геометрия измерений

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

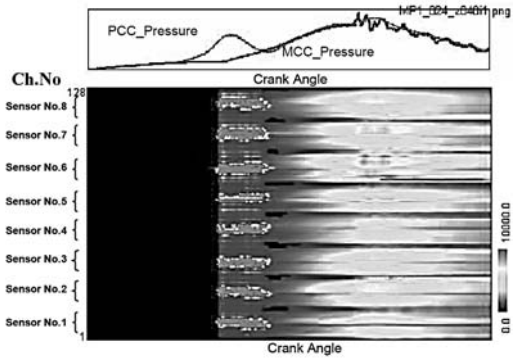

Рис. 15. Пример измеренных сигналов давления и интенсивности пламени для каналов 1–128

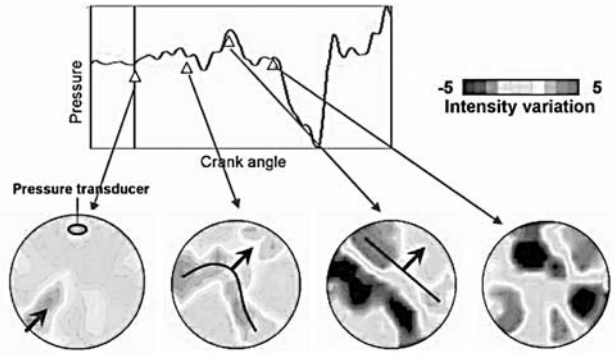

Рис. 16. Синхронная обработка результатов измерения давления и ТОМО

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

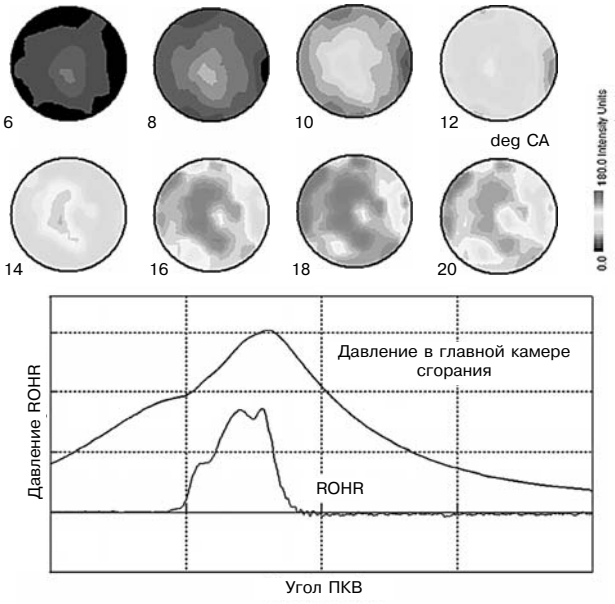

Рис. 17. Результат усреднения по 100 циклам картины распространения пламени, изменения давления и скорости тепловыделения при исходных условиях

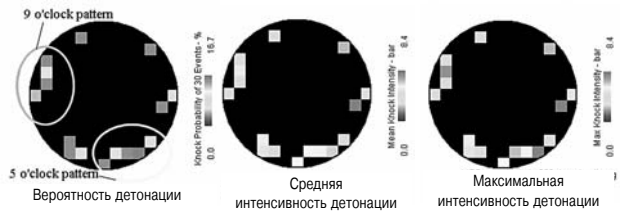

Рис. 18. Определение вероятности и интенсивности детонации при исходных условиях

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 газовоздушной 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 газовоздушной смеси. Пламенно-ионизационный метод (FFID) был использован для измерения распределения плотности смеси в цилиндре опытного отсека MACH30G, а метод томографии (TOMO) — 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 газовоздушной 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 газовоздушной смеси в цилиндре перед сгоранием при работе на номинальной нагрузке. Было показано, что при работе в условиях, имитирующих гомогенность газовоздушной 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 газовоздушной смеси в цилиндре, при этом была доказана возможность количественной оценки ее состава.

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

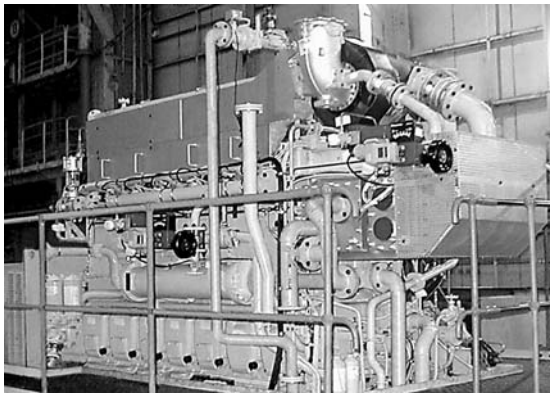

Рис. 1. Общий вид двигателя MD20G

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			

Электронное управление подачей газа

Для предотвращения попадания части топливного газа в выпускной коллектор в период перекрытия клапанов во всасывающем патрубке 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 впуска 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_x.

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.

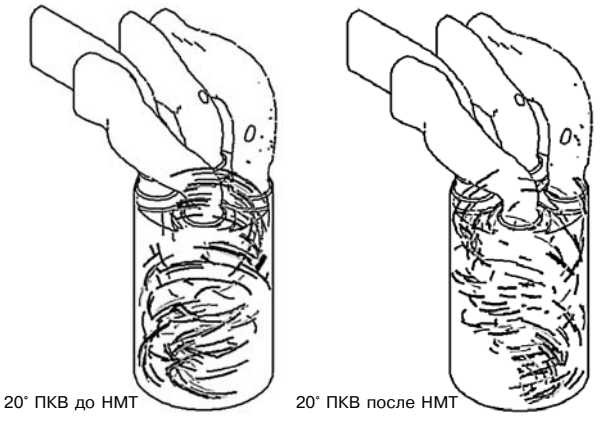

Рис. 2. Движение газа в цилиндре (по результатам моделирования)

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

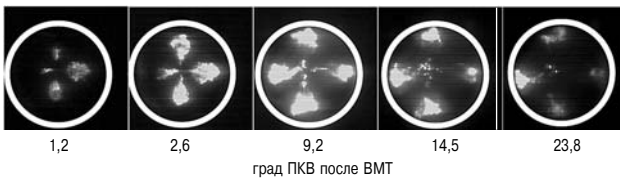

Рис. 3. Визуализация процесса сгорания пилотного дизельного топлива в бедной газовоздушной смеси

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.

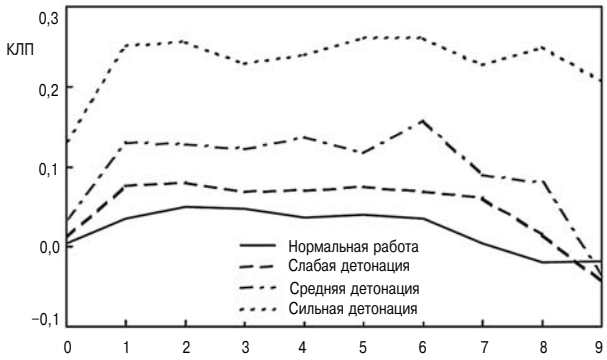

Рис. 4. Коэффициент линейного предсказания при наличии и отсутствии детонации

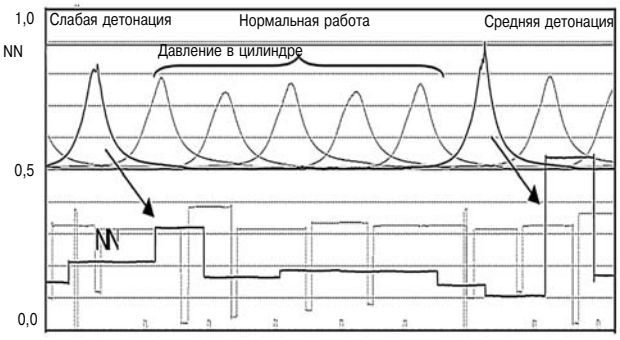

Рис. 5. Пример выходного сигнала (NN) нейросети

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±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 генератора 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.

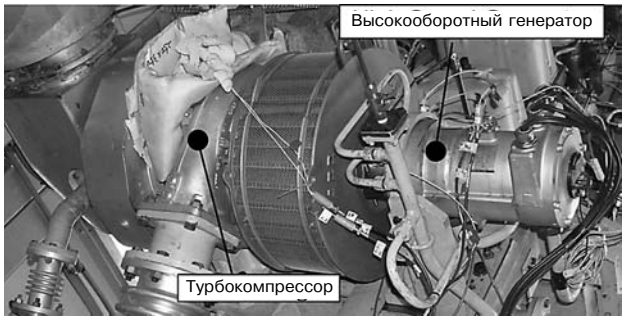

Рис. 6. Турбокомпаудная система

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 HIMSEN H17/24G была поставлена задача достижения следующих технико-экономических показателей: среднее эффективное давление — 20 бар при 1200 об/мин, эффективный КПД — 42 %, выбросы NO_x — 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 HIMSEN. В настоящем докладе описан последний (на момент публикации) двигатель этот ряда — HIMSEN 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 судовой двигатель HIMSEN 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 HIMSEN H17/24G с частотой вращения 1200 об/мин, в котором будут сохранены основные концепции HIMSEN 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

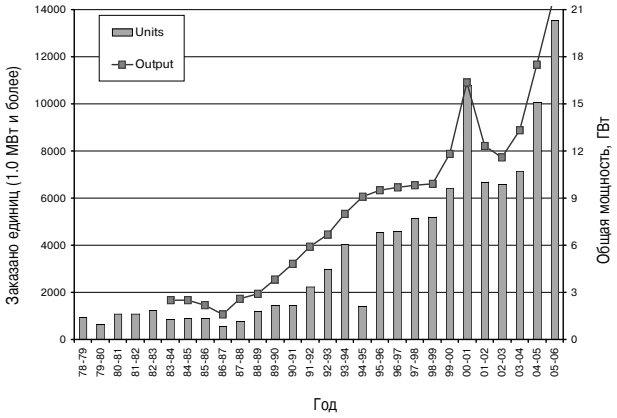

Рис. 1. Продажи дизелей и газовых двигателей (Diesel and Gas Turbine Worldwide)

получают. Вместе с тем экологические нормативы 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 HHI, а AVL является соисполнителем, которому поручены отдельные решения, а также подготовка персонала заказчика и техническая поддержка. Подход HHI и AVL заключается в максимальной унификации новой машины с существующими двигателями HIMSEN, 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, инжекция 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.

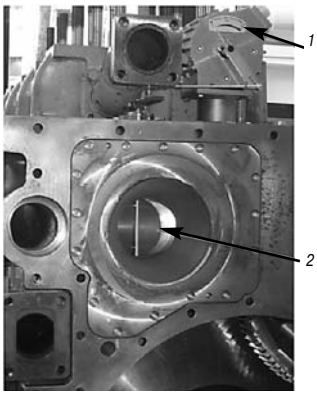

Рис. 2. Дроссельная заслонка (*1*) и исполнительное устройство (*2*) регулятора скорости

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 напряжение от индукционной катушки Altronic (рис. 3).

Поршень

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

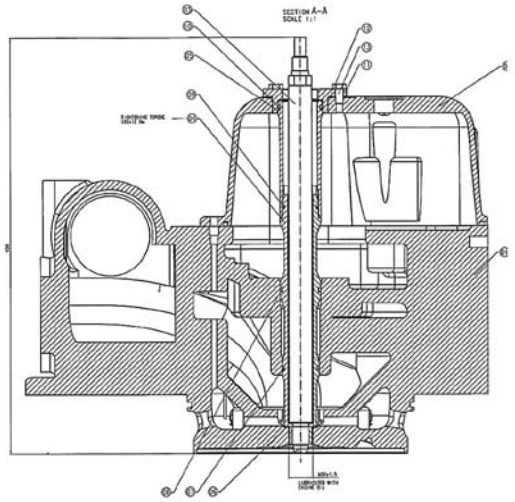

Рис. 3. Многофакельная форкамерная свеча зажигания T119

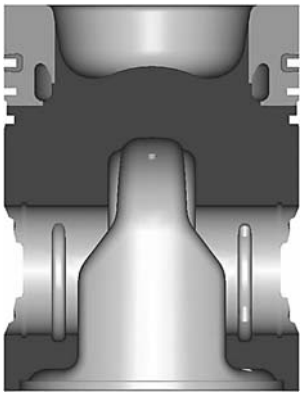

Рис. 4. Сварной поршень с каналом охлаждения EB

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 цилиндровой 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 газовоздушного тракта между

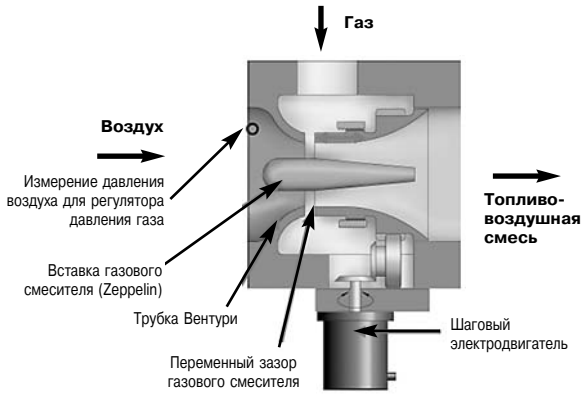

Рис. 5. Газовый смеситель RMG

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^{2}CON (Smart Electronic Engine Control) немецкой фирме AVAT.

Система Smart E^{2}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 разноса, 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^{2}CON выполняет следующие функции:

➢ управление пуском и остановом газового двигателя — алгоритм полностью автоматизированного пуска и останова;

➢ регулирование скорости — цифровой регулятор скорости, учитывающий характеристики двигателя;

➢ 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 E²CON 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 (BMEP) при номинальной мощности у дизельного прототипа составляет 23,9 бар. Для газового двигателя также было выбрано относительно высокое значение BMEP — 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

Характеристики двигателя H17/24G

Тип двигателя	Газовый двигатель HIMSEN 17/24
Размерность, мм	170×240
Объем цилиндра, л	5,4
Максимальное давление сгорания, бар	160
Система сгорания	OCSI; PC SP; центральный газовоздушный 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_x 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 Δp 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.

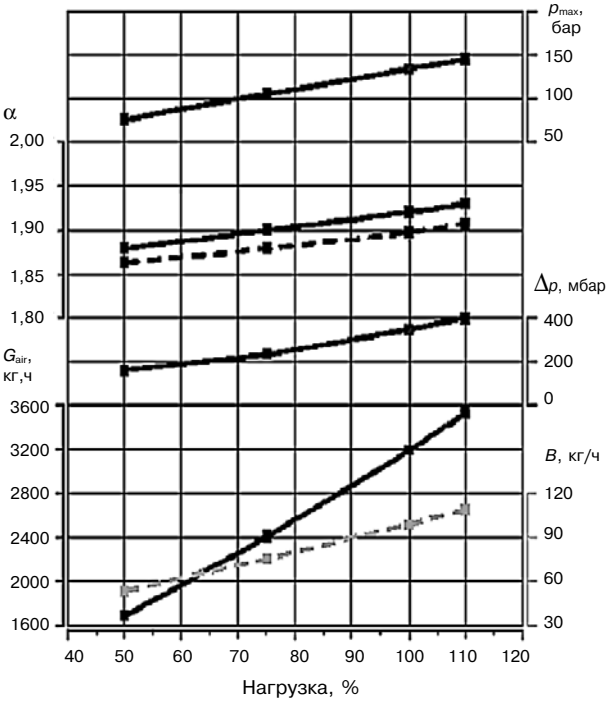

Рис. 6. Характеристики двигателя H17/24G

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 HHI начались в марте 2006 г. Фирма AVL была приглашена в качестве контрагента по разработке концепции, проектированию и обеспечению отдельных комплектующих. Параллельно с этим HHI 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 HHI в Ульсане. Далее в повестке дня — работа над 6- и 8-цилиндровыми моделями.

Заключение

HHI начала работу над проектом H17/24G 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 надежность и низкую стоимость. HHI 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 HHI 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 H17/24G.

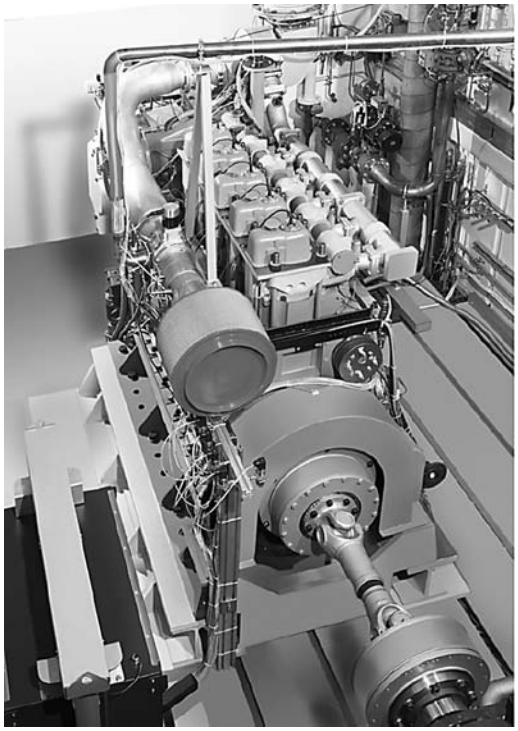

Рис. 7. Опытный образец газового двигателя H17/24 на стенде фирмы AVL

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 продукцию 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