УДК 621.43-242.3.001

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ И ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ МИКРОРЕЛЬЕФА ЦИЛИНДРА ДВС

С.В. Путинцев, д.т.н., проф.
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
С.А. Аникин, к.т.н., доцент
Тверской государственный технический университет

Предложена и применена новая рабочая гипотеза, объясняющая противоизносное действие микрорельефа повышением гидродинамической несущей способности (ГНС) фрагмента, составленного треугольной канавкой, сопряженной с плоским участком. На основе применения положений гидродинамической теории смазки получены рациональные соотношения для шаговысотных параметров, способствующих повышению ГНС микрорельефа.

Микрорельеф чаще всего наносят на внутреннюю поверхность (зеркало) цилиндра, реже — на наружную поверхность поршня. Механизм действия микрорельефа по снижению опасности задира, интенсивности изнашивания и трения сопряженных деталей большинство исследователей связывают с повышением так называемой маслоемкости поверхности. Однако применение этого показателя не только весьма спорно, но и совершенно не объясняет проявление указанных выше положительных эффектов ни с позиций физики, ни с позиций гидродинамики [1].

Цель данной работы состояла в исследовании механизма действия микрорельефа на основе применения положений теории гидродинамической смазки.

В качестве рабочей гипотезы приняли, что в условиях молекулярно-механического истирания (при отсутствии коррозионного и абразивного режимов изнашивания) интенсивность изнашивания уменьшается пропорционально сокращению времени контактирования поверхностей [2], что может быть достигнуто максимизацией гидродинамической несущей способности (ГНС) смазываемого сопряжения деталей.

Наиболее подверженным износу традиционно выступает сопряжение поршневое кольцо–цилиндр, причем из-за существенно разной площади, даже при соизмеримом объемном (или весовом) износе определяющий функционирование детали линейный износ поршневого кольца в несколько раз выше, чем линейный износ цилиндра.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

➢ получение аналитической зависимости и исследование условий возникновения максимального значения ГНС для сопряжения поршневое кольцо–цилиндр;

➢ определение обобщенных соотношений для рациональных шаговысотных параметров микрорельефа;

➢ обоснование механизма повышения ГНС при использовании микрорельефа с рациональными шаговысотными параметрами.

Под рациональностью микрорельефа понимали использование такой его формы и геометрических параметров, которые при прочих равных условиях способствуют повышению ГНС сопряжения цилиндр–поршневое кольцо, снижая тем самым интенсивность контактирования, а значит, изнашивания и трения сопряженных деталей.

Для получения решений в максимально обобщенном, аналитическом виде были приняты следующие упрощающие допущения:

➢ обращенные друг к другу поверхности поршневого кольца и цилиндра (микрорельефа) составлены из сопряженных участков гладких, плоских, недеформируемых (абсолютно твердых) геометрических тел;

➢ фрагмент микрорельефа представляет собой сочетание симметричной треугольной канавки с плоским участком, параллельным оси цилиндра;

➢ пространство между сопряженными поверхностями заполнено вязкой несжимаемой (ньютоновской) жидкостью с динамической вязкостью μ;

➢ одно из сопряженных тел (применим принцип обратимости движения) движется относительно другого в осевом направлении с постоянной скоростью v;

➢ избыточное гидродинамическое давление на кромках поршневого кольца отсутствует (нулевые граничные условия по давлению).

Расчетная схема для сопряжения поршневое кольцо–цилиндр при наличии микрорельефа на цилиндре может быть представлена фрагментом микрорельефа с канавкой в виде наклонных

участков l_1 и l_3, с равными по модулю положительным α и отрицательным β углами атаки и заключенным между ними участком l_2 с нулевым углом атаки, расположенным напротив поршневого кольца, движущегося со скоростью v на слое жидкости динамической вязкостью μ (рис. 1). Ввиду того, что параллельный и расширяющийся участки зазора сопряжения поршневое кольцо–цилиндр при заданных граничных условиях по отдельности не создают несущего гидродинамического давления [3], у микрорельефа эту задачу выполняет участок сужающегося навстречу вектору скорости зазора, характеризующегося входной H_2 и выходной H_1 высотами на шаге микрорельефа L.

Для нахождения погонной (приходящейся на единицу ширины профиля) гидродинамической несущей способности (ПГНС) использовали ранее полученное в работах [4, 5] решение уравнения Рейнольдса в виде распределения по осевой (в направлении вектора скорости v) координате x гидродинамического давления $p(x)$ для произвольной (интегрируемой) функции зазора $h(x)$ на длине L:

$$p(x) = 6\mu v \left[\frac{\int_0^L \frac{dx}{h^2(x)}}{\int_0^L \frac{dx}{h^3(x)}} \int_0^x \frac{dx}{h^3(x)} - \int_0^x \frac{dx}{h^2(x)} \right]. \quad (1)$$

После вычисления интегралов для функции зазора $h(x)$, представленной на рис. 1, и выполнения преобразований, выражение ПГНС для рассматриваемого случая было получено в виде

$$\overline{P} = \frac{6\mu v L^2}{H_1^2} g(\lambda, \delta). \quad (2)$$

Здесь

$$g(\lambda,\delta) = \frac{\lambda^2}{\delta^2}\left[\ln(1+\delta) - \delta\right] + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\delta(1-4\lambda^2) + 2\lambda(1-\lambda)}{2(\delta+1)^2 - \lambda(\delta^2 + 7\delta + 2)}, \quad (3)$$

где $\lambda = l_{1,3}/L$ — относительная длина наклонного участка микрорельефа (шаговый параметр); $\delta = (H_2 - H_1)/H_1$ относительный зазор микрорельефа (высотный параметр).

С учетом геометрии фрагмента микрорельефа (см. рис. 1) область существования значений относительной длины наклонного участка λ: $0 \le \lambda \le 0{,}5$. Для относительного перепада высот микрорельефа на основе анализа параметров топографии выполненных конструкций область существования может быть определена как $0 \le \delta \le 5$. Аналитический способ нахождения глобального

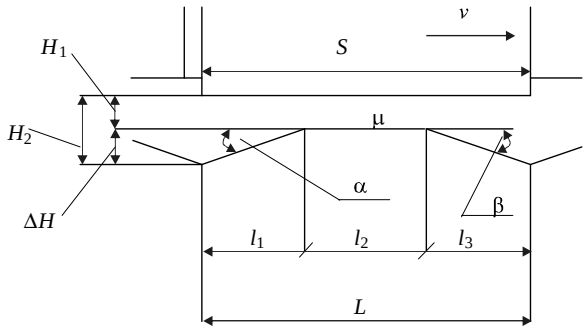


Рис. 1. Расчетная схема сопряжения поршневое кольцо–микрорельеф цилиндра

максимума функции двух переменных $g(\lambda, \delta)$ весьма трудоемок, поэтому применяли графический прием (рис. 2).

Полученные в результате этого рациональные значения параметров δ и λ, а также связанного с ними глобального максимума функции $g(\lambda, \delta)$ составили:

$$\delta_0 = 1{,}121;\ \lambda_0 = 0{,}344;\ g(\lambda_0, \delta_0) = 0{,}011. \quad (4)$$

Из определения относительного перепада высот следует, что глубина канавки равна произведению относительного перепада высот на минимальный зазор:

$$\Delta H = H_2 - H_1 = \delta \cdot H_1. \quad (5)$$

Подставляя в (5) максимизирующее ГНС (рациональное) значение параметра относительного перепада высот из (4), получили рациональное значение глубины канавки:

$$\Delta H = \delta_0 \cdot H_1 = 1{,}121 \cdot H_1. \quad (6)$$

Из (6) следует, что с учетом малости множителя 1,121 по сравнению с единицей, рациональная глубина канавки ΔH в первом приближении может быть принята равной минимальному зазору в сопряжении поршневое кольцо– цилиндр H_1. Собственно минимальный зазор указанного сопряжения определяется из конструкции ЦПГ как радиальный зазор поршневого кольца в

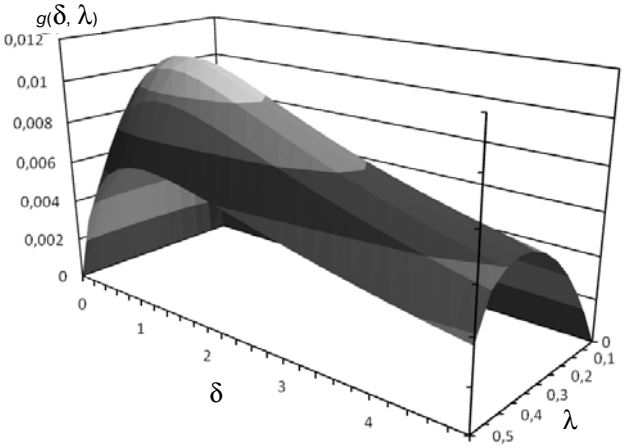


Рис. 2. Поле значений безразмерной функции ПГНС для сопряжения поршневое кольцо–микрорельеф цилиндра

пределах выбора зазора в замке σ:

$$H_1 = \sigma/2\pi \approx \sigma/6{,}28. \qquad (7)$$

Параметр H_1 согласно выражению (7) представляет собой гидродинамически обоснованный высотный параметр микрорельефа предлагаемого устройства и определяется конструкционно задаваемой, известной величиной, а именно значением зазора в замке поршневого кольца σ.

Поскольку для симметричной канавки $L = 2l_{1,3} + l_2$, то, с учетом (4), рациональные значения шаговых параметров (длин характерных участков) микрорельефа при заданном значении шага микрорельефа L составят

$$l_{1,3} = 0{,}344L;$$

$$l_2 = 0{,}312L$$

или, с применением упрощающей замены множителей 0,344 и 0,312 на единый множитель 0,333 —

$$l_{1,2,3} = 0{,}333L. \qquad (8)$$

Из соотношения (8) получаем, что рациональные значения длин участков фрагмента микрорельефа с положительным, отрицательным и нулевым углами атаки должны составлять одну третью часть шага микрорельефа.

Очевидно, что при осевой высоте поршневого кольца S возможны следующие основные варианты выбора шага микрорельефа L:

— соизмеримый шаг ($L \approx S$);

— увеличенный шаг ($L > S$);

— уменьшенный шаг ($L < S$).

В первом варианте в пределах длины поршневого кольца располагается один фрагмент микрорельефа; во втором — определенная его часть; в третьем, наоборот, несколько фрагментов. На практике шаг микрорельефа вообще не увязывают с геометрией поршневого кольца, а назначают исходя из технологических соображений.

В целях гидродинамической обоснованности выбора шага микрорельефа в пределах указанных выше трех вариантов, представленных на рис. 3, были проведены расчеты ГНС по формуле (2), которые показали, что максимальное значение ГНС, при прочих равных условиях, обеспечивает микрорельеф с соизмеримым заданной длине поршневого кольца шагом. Относительное снижение значения ГНС при переходе от соизмеримого шага к увеличенному составило 37 %, к уменьшенному — 58 %.

Таким образом, в первом приближении задавать рациональное значение шага микрорельефа L следует исходя из осевой высоты поршневого кольца S, которая является известным конструкционным параметром, при этом рациональное значение L должно быть соизмеримо т. е. примерно равно величине S.

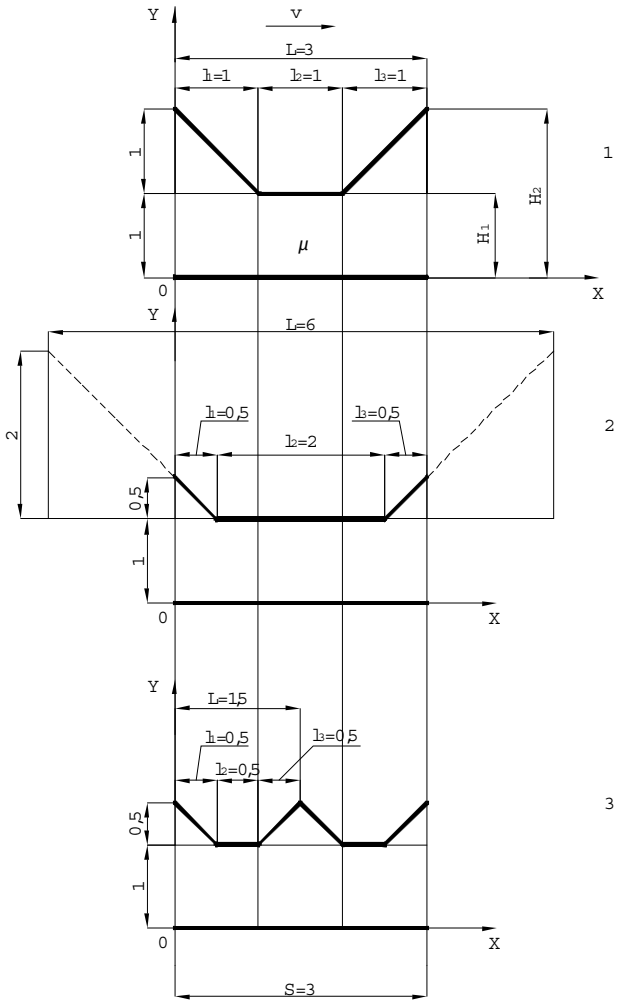


Рис. 3. Расчетная модель сопряжения поршневое кольцо–микрорельеф цилиндра для различного шага микрорельефа L по отношению к осевой высоте поршневого кольца S:

1, 2 и *3* — соизмеримый, увеличенный и уменьшенный шаги

Если рассчитать значения функции $p(x)$ по формуле (1), то можно наглядно представить распределение гидродинамического давления по длине микрорельефа в виде симметричной треугольной канавки с сопряженным плоским участком (рис. 4).

Как видно из рис. 4, на участке l_1 наклонной плоскости гидродинамическое давление является положительным и нелинейно изменяется, сначала возрастая от нуля в сечении входной кромки до максимума, затем, убывая до некоторого положительного значения в начале участка l_2, в пределах которого оно остается положительно-постоянным. На участке l_3 давление нелинейно изменяется, переходя через минимум в отрицательной области и возвращаясь в нулевое значение в сечении выходной кромки. При смене направления скорости движения v эпюры участков l_1 и l_3 зеркально меняются местами. Характер распределения гид-

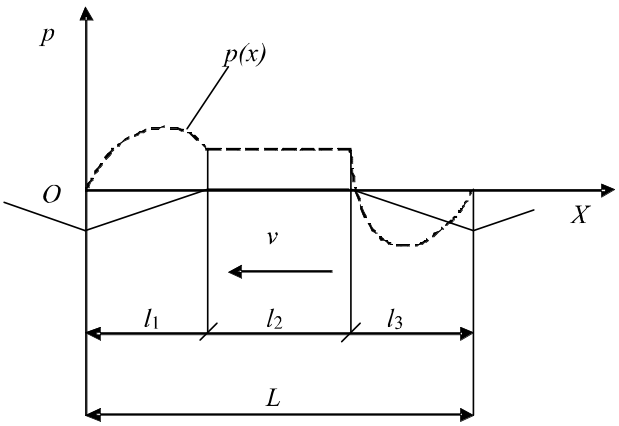


Рис. 4. Характер распределения гидродинамического давления смазочного материала в зазоре по длине фрагмента микрорельефа

родинамического давления (рис. 4) демонстрирует важную роль участка горизонтального удлинения l_2: этот участок, поддерживая постоянство положительного гидродинамического давления в пределах своей длины, существенно увеличивает ГНС в условиях реверсивного движения.

Выводы

1. Анализ предыдущих работ в области микропрофилирования поверхностей трения ДВС показал, что сведение роли микрорельефа к увеличению так называемой маслоемкости поверхности не объясняет механизм его действия по снижению изнашивания.

2. С помощью приложения гидродинамической теории смазки и принятия ряда упрощающих допущений получена аналитическая зависимость и выполнено расчетное исследование сопряжения цилиндр–поршневое кольцо.

3. Выдвинута гипотеза о механизме действия микрорельефа, а также получены в общем виде соотношения для назначения рациональных (с точки зрения гидродинамической несущей способности) шаговысотных параметров микрорельефа внутренней поверхности цилиндра.

Литература

1. Аналитический обзор методик определения маслоемкости поверхности зеркала гильзы двигателя внутреннего сгорания/ *А.П. Минаков, О.В. Ящук, В.Н. Соколов и др.;* // Вестник машиностроения. — 1999. —№ 10. — С. 14–16.

2. Основы трибологии (трение, износ, смазка): учебник для технических вузов/ *Э.Д. Браун, Н.А. Буше, И.А. Буяновский и др.;* под ред. А.В. Чичинадзе. — М. : Наука и техника, 1995.— 778 с.

3. Гидродинамическая теория смазки: Классики естествознания/под ред. и с доп. статьями проф. Л.С. Лейбензона. — М. ; Л. : ГТТИ, 1934. — 344 с.

4. *Путинцев С.В.* Развитие расчетного моделирования условий смазки и трения поршневых колец ДВС; Совершенствование тракторных конструкций: тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. — М., 1985. — С. 25–26.

5. *Путинцев С.В., Аникин С.А.* Расчетная модель и анализ условий смазки и трения поршневого кольца быстроходного тракторного дизеля // Трение и износ. — 1988. — Т. 9, № 4. — С. 617–626.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 1 полугодие 2011 г.

Первая страница обложки	Полноцветная	38 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	34 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	36 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	34 000 руб.
	Черно-белая	30 000 руб.

УДК 621.436

НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВУХТАКТНЫМИ ДИЗЕЛЯМИ СЕМЕЙСТВА RT-flex

А.А. Обозов, д.т.н., нач. экпериментального подразделения ЗАО «УК "Брянский машиностроительный завод"»

На недавно прошедшем конгрессе CIMAC в Бергене (Норвегия) компания «Wartsila» сообщила о разработке нового поколения систем впрыска и привода выпускного клапана для двухтактных дизелей семейства RT-flex[1]. По сравнению с предыдущими системами новые имеют ряд преимуществ: в них заложены более совершенные конструкторско-технологические решения, повышена надежность структурных элементов и улучшены алгоритмы управления.

Судовые малооборотные дизели с электронным управлением ведущих разработчиков данного вида продукции — компаний «MAN Diesel & Turbo» (Германия–Дания), «Wartsila» (Швейцария), «Mitsubishi» (Япония) стали появляться в конце прошлого столетия и в настоящее время за ними закрепилась репутация надежных двигателей, обладающих рядом преимуществ по сравнению с двигателями обычной конструкции (с механическим управлением от распределительного вала) [1–3]. В течение текущего десятилетия уже значительное число эксплуатирующихся судовых малооборотных дизелей с электронным управлением находится под пристальным вниманием фирм-разработчиков, при этом продолжается совершенствование их конструкции и алгоритмов управления. Новое поколение системы впрыска и привода выпускного клапана для двухтактных дизелей с электронным управлением семейства RT-flex предложила компания «Wartsila» [4].

Новая разработка представляет интерес в плане подготовки производства дизелей семейства RT-flex на БМЗ в соответствии с лицензионным соглашением, подписанным в 2008 г. между ЗАО «Трансмашхолдинг» и «Wartsila».

При разработке топливоподающей системы компания «Wartsila» руководствовалась определенными требованиями, которым должна удовлетворять система нового поколения:

➢ высокое давление впрыскивания топлива, независящее от скоростного режима работы двигателя и цикловой подачи топлива;

➢ точное (прецизионное) регулирование цикловой подачи топлива (в том числе на режимах экстремально малых цикловых подач, соответствующих режимам самого малого хода судна);

➢ гибкость в управлении моментом подачи топлива;

➢ возможность выполнения многофазного впрыскивания топлива (в одном рабочем цикле);

➢ обеспечение минимальной межцилиндровой и межцикловой нестабильности подачи топлива (по количеству впрыскиваемого топлива и по фазовым характеристикам процесса впрыскивания);

➢ возможность взаимодействия с другими подсистемами двигателя для достижения максимальной экономичности двигателя и минимальных вредных выбросов с отработавшими газами.

Существуют также дополнительные требования. Применение системы электронного управления топливоподачей приводит к значительному относительному удорожанию малооборотных дизелей малой размерности (RT-flex 35–50). Поэтому была поставлена цель создания системы, стоимость которой была бы ниже стоимости обычной механической системы (с управлением от распределительного вала).

В основе идеологии создания новой системы лежали следующие принципы:

➢ заимствование хорошо зарекомендовавших себя технических решений для четырехтактных среднеоборотных дизелей;

➢ расположение органов управления как можно ближе к топливным форсункам для более качественного управления процессом топливоподачи;

➢ применение управляемого многостадийного впрыскивания топлива для улучшения экологических характеристик двигателей;

➢ создание технологически не сложной для изготовления конструкции, включающей стандартные изделия.

В разработанной системе нового поколения по-прежнему используются приводимые от дви-

[1] Внедрение данных систем запланировано на двигателях с диаметром цилиндров 350–500 мм.

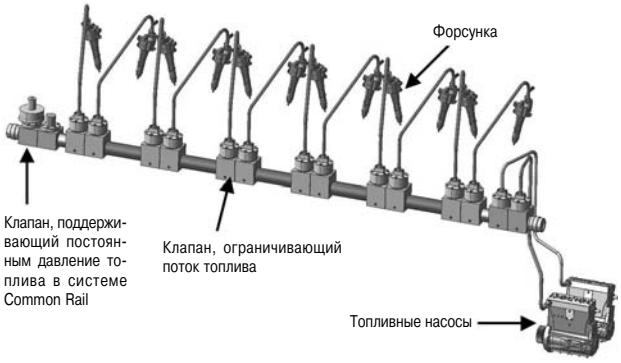


Рис. 1. Топливная система Common Rail нового поколения

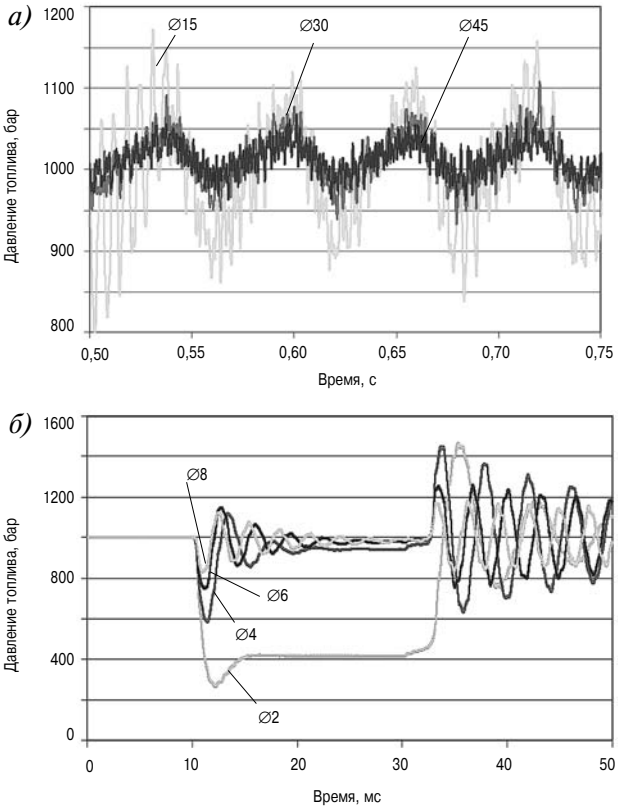


Рис. 2. Изменение давления топлива:
а — в трубопроводе системы Common Rail в зависимости от внутреннего диаметра трубопровода; *б* — в трубопроводе перед форсункой в зависимости от внутреннего диаметра трубопровода подвода топлива к форсунке

гателя насосы, подающие топливо под высоким давлением в трубопровод (магистраль) Common Rail (рис. 1). Система содержит типовые элементы, описание которых приводится ниже.

Компания «Wartsila» провела расчетно-экспериментальные исследования по оптимизации конструктивных элементов системы. Было определено, что амплитуда колебаний давления топлива в трубопроводе Common Rail в существенной степени зависит от внутреннего диаметра трубопровода (рис. 2, *а*). Например, при диаметре трубопровода 15 мм она достигает



Рис. 3. Топливная форсунка двухтактного двигателя RT-flex нового поколения

приблизительно 400 бар (при среднем уровне давления топлива 1000 бар). При диаметре 45 мм амплитуда снижается до 100 бар, что, как полагает фирма, вполне приемлемо. Было выполнено исследование влияния внутреннего диаметра трубопровода для подвода топлива к форсунке на величину падения давления перед форсункой. Падение давления топлива происходит в момент впрыскивания топлива в цилиндр двигателя (рис. 2, *б*).

Как видно из рис. 2, *б,* при диаметре форсуночного трубопровода 4–6 мм значительного «провала» давления в процессе впрыскивания не наблюдается, то есть данные диаметры являются оптимальными.

Электронно-управляемые форсунки двигателя (рис. 3) были разработаны компанией «Wartsila» совместно с компанией «L'Orange GmbH». «Сердцевина» форсунки (соленоид и механизм управления) была заимствована от хорошо зарекомендовавшей себя форсунки для среднеоборотных дизелей. Форсунка была оптимизирована под камеру сгорания двухтактного дизеля. Принцип работы такой форсунки основан на точном управлении давлением над запирающей иглой форсунки с использованием быстродействующего пилотного клапана, приводимого в движение соленоидом. Он расположен в верхней части форсунки и имеет охлаждение, необходимое для увеличения срока его службы. Нижняя часть форсунки имеет специфическую двухходовую конструкцию с неохлаждаемым соплом, выступающим в камеру сгорания. На рис. 4 представлена осциллограмма процесса двухфазного впрыскивания топлива.

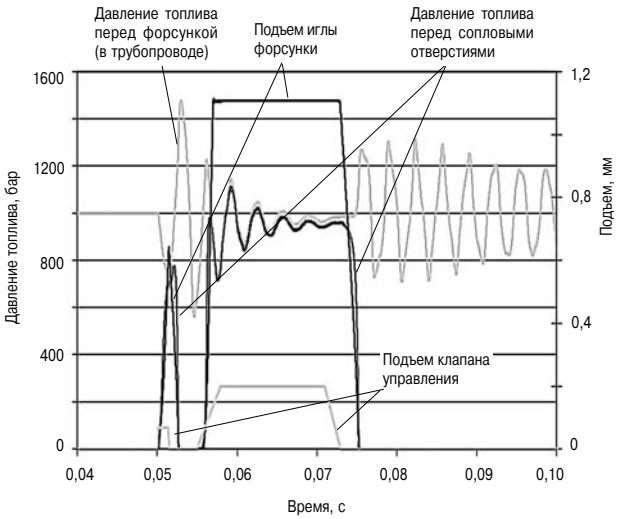


Рис. 4. Изменение основных параметров топливоподачи в процессе впрыскивания топлива

Как отмечают специалисты компании «Wartsila», задержка от момента подачи управляющего сигнала на открытие форсунки до момента начала подъема иглы форсунки и впрыскивания топлива не превышает 2,5 мс, а от момента подачи сигнала на закрытие форсунки до ее закрытия — 2 мс. Таким образом, предлагаемая система топливоподачи в состоянии обеспечить многостадийное впрыскивание топлива.

На рис. 5 представлен общий вид многоэлементных топливных насосов высокого давления На рисунке также показаны насосы сервомасла системы управления выпускными клапанами, которые объединены с топливными насосами в единый блок.

Данный тип топливных насосов высокого давления успешно применяется на двигателях «Wartsila» с 2001 г. Насосы являются многоэлементными, высокооборотными с дроссельно-клапанным управлением. Они доказали свою работоспособность при использовании на среднеоборотных двигателях, обеспечивая подачу топлива в систему под давлением 1800 бар. Эти насосы хорошо подходят и для малооборотных двухтактных дизелей с диаметром цилиндров 350–500 мм. Характерными особенностями насосов являются их компактность (благодаря высоким оборотам) и относительно низкая стоимость, обусловленная большим объемом программы производства. На двухтактных малооборотных дизелях топливные насосы высокого давления работают при частоте вращения 2300 об/мин (на номинальной частоте вращения дизеля), подавая при этом топливо в систему под давлением 1200 бар. Для управления производительностью насоса и поддержания давления топлива в системе на постоянном уровне используется дроссельный клапан, имеющий привод от соленоида, а также датчик, отслеживающий давление топлива в системе Common Rail.

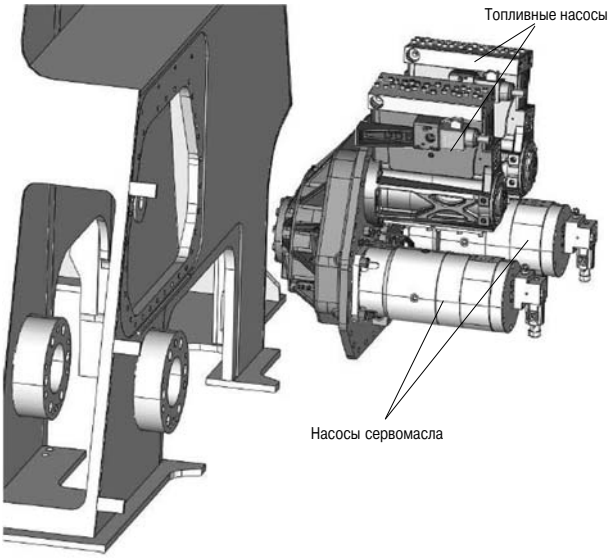


Рис. 5. Многоэлементные высокоскоростные топливные насосы высокого давления и насосы сервомасла для управления выпускными клапанами

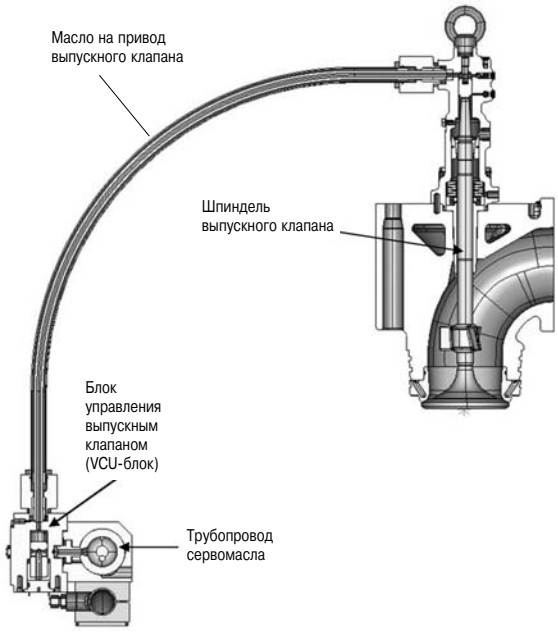


Рис. 6. Устройство гидропривода выпускного клапана дизеля типа RT-flex

В системе Common Rail установлены еще два жизненно необходимых элемента (см. рис. 1): клапан-ограничитель потока (FLV-клапан) и клапан-ограничитель максимального давления. Функциональное назначение клапанов ясно из их названия. Подробное описание конструкции клапанов приводится в [4].

Все существующие двигатели «Wartsila» типа RT-flex имеют электронное управление системой гидравлического привода выпускных клапанов, в которой используется в качестве силового



Рис. 7. Изменение основных параметров системы привода выпускного клапана дизеля типа RT-flex нового поколения в процессе хода клапана

привода поступающее в систему масло (сервомасло) под высоким давлением (80–200 бар). Устройство гидропривода выпускного клапана дизеля типа RT-flex приведено на рис. 6.

В целом система привода выпускных клапанов включает имеющие привод от двигателя два насоса сервомасла (см. рис. 5), трубопровод (магистраль) сервомасла, индивидуальный для каждого цилиндра блок управления выпускным клапаном (VCU-блок) и гидравлическое устройство привода шпинделя клапана (на рис. 6 справа), которое связано с VCU-блоком масляной трубой высокого давления. Посредством масла, находящегося в трубе, осуществляется динамическое взаимодействие VCU-блока и устройства привода шпинделя клапана. VCU-блок содержит поршень двухходового действия. В течение первого хода осуществляется воздействие на выпускной клапан маслом под высоким давлением и совершается начальная стадия открытия клапана. В течение второго хода процесс открытия выпускного клапана продолжается при резко уменьшающемся в системе давлении масла. Параметры работы системы привода выпускного клапана приведены на рис. 7. Специалисты компании «Wartsila» отмечают, что в результате проведения расчетных и экспериментальных работ удалось создать систему привода выпускного клапана, обеспечивающую закон движения клапана, соответствующий теоретически заданному (см. рис. 7). При работе системы наблюдается умеренная пульсация давления сервомасла, которая составляет менее 20 бар. Максимальный уровень давления масла на привод клапана достигает 550 бар (в начальный момент открытия выпускного клапана). Расход сервомасла составляет 70 л/мин.

Заключение

В результате разработки второго поколения систем электронного управления процессами топливоподачи и ходом выпускного клапана, как отмечают специалисты компании «Wartsila», создана система для размерности дизелей с диаметром цилиндров 350–500 мм, которая обладает рядом достоинств. При относительно невысокой стоимости она позволяет в полной мере реализовать преимущества концепции электронного управления дизелей: гибкое оптимальное управление процессами топливоподачи и газораспределения, обеспечивающих минимальный расход топлива и приемлемые экологические характеристики двигателя, к которым в настоящее время выдвигаются все более ужесточенные требования.

В статье использованы иллюстрации из оригинальной презентации доклада на конгрессе CIMAC [4].

Литература

1. *Обозов А.А.* «Интеллектуальный двигатель» производства ОАО «Брянский машиностроительный завод» — взгляд в будущее // Двигателестроение. — 2003. — № 4. — С. 31–34 .

2. *Обозов А.А.* ME-B: Новый двухтактный двигатель (по страницам журнала «Diesel Facts») // Двигателестроение. — 2007. — № 2. — С. 53–55, 57.

3. *Васюков Е.С., Чернявский О.А., Обозов А.А.* Судовые малооборотные дизели БМЗ–Wartsila с электронным управлением типа RT-flex // Судостроение. — 2008. — № 5. — С. 35–38.

4. *Elias Boletis, Andreas Kyrtatos, Turhan Yildirim, Yongfeng Jia.* A new fuel injection and exhaust valve actuation system for two-stroke engine family in the 30 to 50 cm bore segment. Information of CIMAC Congress 2010, Bergen, Paper № 101.

УДК 621.43.038

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМАМИ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЕЙ

М.Г. Крупский, к.т.н., доцент, В.Е. Кузин, к.т.н., доцент, Э.В. Широких, к.т.н., доцент, А.Д. Головачев, ст. преподаватель
Коломенский институт (филиал) Московского государственного открытого университета

Представлены варианты перспективных систем управления топливоподачей дизелей с расширенными функциональными возможностями за счет использования эффективных приводов на основе пьезоактюаторов, обладающих существенно меньшими периодами задержки исполнения командного сигнала по сравнению с электромагнитными приводами.

Одним из путей совершенствования современных электроуправляемых систем топливоподачи (ЭСТ) двигателей внутреннего сгорания является использование в их исполнительных устройствах быстродействующих приводов с применением пьезоактюаторов (ПА), на основе которых могут создаваться высокоэффективные системы управления.

Современные ПА, обладая высокой реакцией отклика на изменение управляющего электрического сигнала и стабильностью дифференциальных характеристик перемещения, одновременно способны обеспечить аналоговое деформационное перемещение дозирующих элементов ЭСТ с нанометрической разрешающей способностью, что повышает их качественные характеристики.

В настоящее время в различных областях машиностроения ПА достаточно широко используются в качестве приводов в механизмах точных перемещений. В частности, в двигателестроении уже имеется прецедент выпуска серийных форсунок и насос-форсунок с пьезоэлектрическими клапанами, например, освоенных фирмами SIEMENS и BOSCH.

При этом работа всех известных приводов основывается на использовании исключительно осевого деформационного перемещения ПА.

В последнее время учеными КИ (ф) МГОУ получено семь патентов на микроэлектронные системы топливоподачи ДВС с использованием пьезоактюаторов.

В одной из них [1] используется традиционный топливный насос высокого давления (ТНВД), снабженный перепускным клапаном (ПК) с нормально открытым затвором, привод которого осуществляется от наборного ПА осевого перемещения (рис. 1 и 2).

Другая система [2] основана на использовании ТНВД (рис. 3) принципиально новой конструкции, в котором для вытеснения топлива из камеры сжатия используется погружной ПА объемного принципа действия. Цикловая подача топлива достигается объемным расширением ПА при подаче

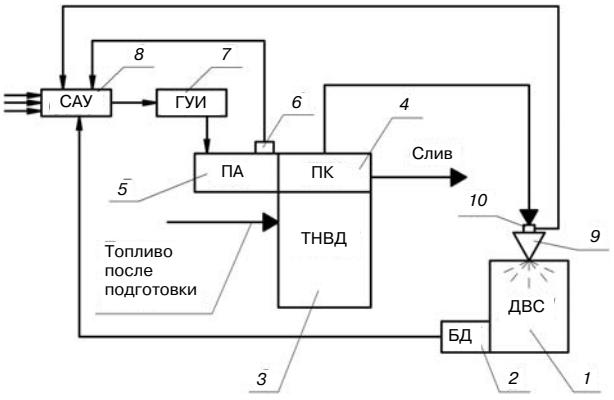


Рис. 1. Функциональная схема импульсной системы топливоподачи с пьезоэлектрическим перепускным клапаном:
1 — ДВС; *2* — блок датчиков; *3* — ТНВД; *4* — перепускной клапан; *5* — пьезоактюатор; *6* — датчик осевого перемещения ПА; *7* — генератор управляющих импульсов; *8* — система автоматического управления; *9* — форсунка; *10* — датчик давления

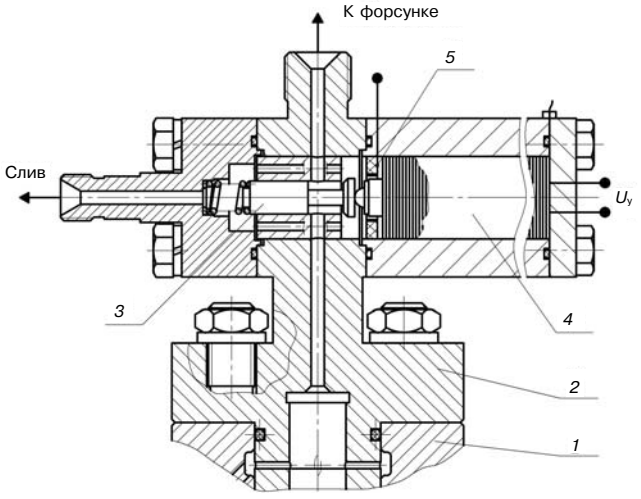


Рис. 2. Конструктивная схема ТНВД с перепускным клапаном:
1 — ТНВД; *2* — корпус ПК; *3* — затвор; *4* — пьезоактюатор; *5* — датчик осевого перемещения ПА

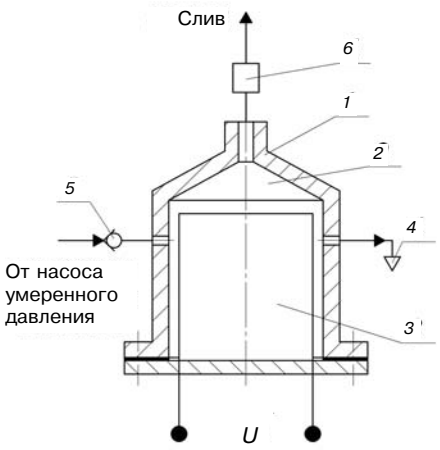


Рис. 3. Конструктивная схема бесплунжерного ТНВД на основе пьезоактюатора объемного принципа действия:

1 — корпус ТНВД; *2* — камера сжатия; *3* — ПА объемного принципа действия; *4* — форсунка; *5* — обратный клапан; *6* — устройство для стравливания воздуха

на него управляющего электрического сигнала. При этом приращение объема ΔV_a пьезоактюатора определяется положительной разницей между увеличением осевого размера ПА и одновременным уменьшением его поперечного размера (в перпендикулярном направлении). Чем больше разность коэффициентов деформации по этим направлениям, тем больше объемный пьезоэффект. Серьезным преимуществом такого ТНВД является предельная простота конструкции и отсутствие сложных прецизионных и кинематических элементов, а также то, что он может работать с традиционной нормально-закрытой форсункой.

Экспериментально была произведена оценка возможностей управления законом осевого перемещения ПА изменением параметров командного сигнала. Опыт использования электромагнитных силовых приводов в различных микроэлектронных системах топливоподачи показывает, что наибольшими возможностями управления дифференциальными характеристиками впрыскивания топлива обладают системы с многоимпульсным командным сигналом.

В качестве генератора управляющего сигнала использовался универсальный электронный блок формирования командных импульсов, разработанный и созданный в КИ (ф) МГОУ. Управление дифференциальными характеристиками перемещения ПА осуществляется при постоянном напряжении питания с параметрами командного сигнала. На рис. 5 приведена группа осциллограмм, иллюстрирующих возможности управления дифференциальными характеристиками ПА осевого перемещения при постоянном напряжении питания $U = 140$ В.

Исследовался промышленный образец наборного ПА от серийной пьезоэлектрической форсунки фирмы SIEMENS.

Эксперименты показали, что величина задержки исполнения командного сигнала (рис. 5, *а*) по переднему фронту составляет 50 мкс, а по заднему — 70 мкс, что меньше, чем у лучших быстродействующих электромагнитных приводов для клапанов с идентичными механическими характеристиками соответственно в 4 и более чем в 10 раз [3].

Рис. 5, *б* иллюстрирует управление крутизной переднего фронта осциллограммы перемещения, а на рис. 5, *в* показаны примеры формирования его ступенчатой формы.

На рис. 5, *г* приведена группа осциллограмм, представляющих управление параметрами паузы при двухфазном срабатывании ПА.

На рис. 5, *д* изображены осциллограммы, показывающие возможность управления амплитудой перемещения ПА за счет длительностей заряжающей и разряжающей частей первого импульса двухфазного командного сигнала. При этом, как показывает эксперимент, стабилизация амплитуды осевого перемещения при ее падении вследствие утечки заряда в зависимости от времени возможна за счет корректирующих импульсов.

Во всех случаях управление осуществлялось изменением длительностей импульсов и паузы между первой и второй фазами при постоянном напряжении питания.

Возможность получения объемного пьезоэффекта также проверялась экспериментально. Было установлено, что при обжатии пьезолементов из различных пьезокерамических материалов, помещенных непосредственно в дизельное топливо, вплоть до давлений $P = 200$ МПа наблюдалась

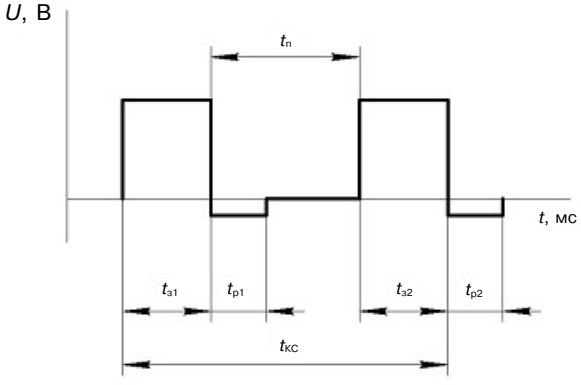


Рис. 4. Параметры командного сигнала управления пьезоактюатором:

$t_{КС}$ — длительность командного сигнала; $t_{з1}$, $t_{з2}$ — соответственно длительности заряжающих импульсов первой и второй фаз; $t_{р1}$, $t_{р2}$ — соответственно длительности разряжающих импульсов первой и второй фаз; $t_п$ — пауза между первой и второй фазами

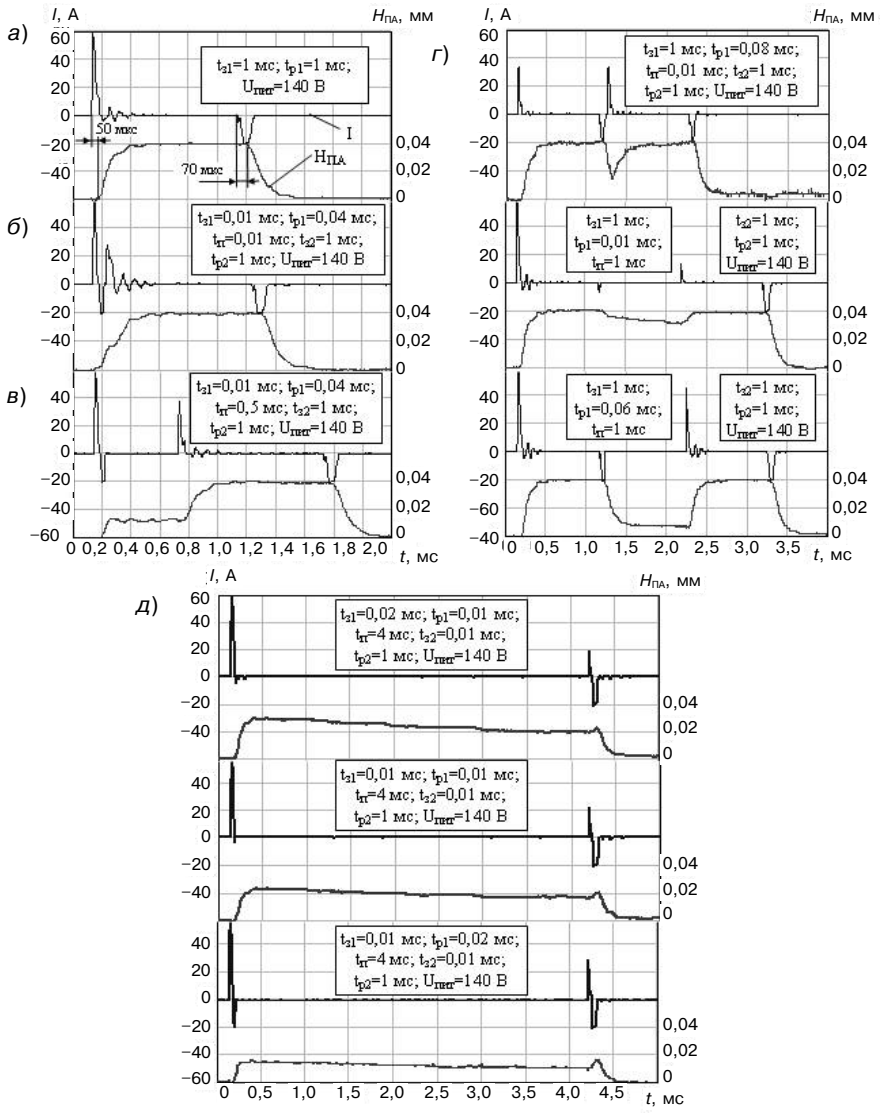


Рис. 5. Экспериментальные осциллограммы дифференциальных характеристик тока *I* в цепи питания и перемещения $H_{ПА}$ осевого ПА, иллюстрирующие: *а* — быстродействие ПА; *б* — управление крутизной переднего фронта; *в* — формирование ступенчатой конфигурации переднего фронта; *г* — управление параметрами паузы при двухфазном срабатывании ПА; *д* — управление амплитудой перемещения ПА при U = const

линейная зависимость напряжения U от P. Данный эксперимент показал, что, во-первых, дизельное топливо является достаточно хорошим диэлектриком и, во-вторых, — диапазон предельных давлений, до которых не происходит деполяризация пьезоэлементов, у погружных ПА значительно выше, чем у ПА осевого перемещения.

Это дает надежду на возможность создания на основе погружных ПА ТНВД с рабочими давлениями топлива, присущими современным дизелям. Вышеуказанная особенность погружного ПА, на взгляд авторов, объясняется тем, что его пьезоэлементы, находясь в изотропном силовом поле, испытывают во всех направлениях только напряжения сжатия, тогда как у осевого ПА нагрузки вызывают в поперечном направлении напряжения растяжения.

Для подтверждения возможности получения объемного пьезоэффекта была разработана и создана экспериментальная установка, представляющая собой объемный насос, у которого в качестве вытеснительного элемента использован наборный погружной ПА с толщиной пьезоэлементов t = 0,5 мм.

В эксперименте при подаче на электроды ПА напряжения U = 295 В в капиллярной трубке, связанной с камерой сжатия насоса, наблюдался подъем уровня мениска топлива близкий к расчетным значениям.

Абсолютное изменение объема пьезокерамического элемента может быть определено по формуле: $\Delta V_э = SU(2d_{31} + d_{33})$, где S — площадь поперечного сечения пьезоэлемента, U — питающее напряжение, d_{31} и d_{33} — коэффициенты деформации.

Учитывая малые деформационные перемещения ПА, важно оценить возможные минимальные габариты проектируемого ТНВД с погружным ПА с учетом величины цикловой подачи топлива. Наибольшей объемной деформацией обладает пористая керамика. Одним из реальных возможных вариантов является пьзоэлектрический объемный преобразователь на основе композита связностью 1–3 с содержанием керамической фазы 40–50 %.

Из отечественных целесообразно использовать пьезокерамические материалы типа ПКР-7м (производство НИИФ РГУ) или НЦТС-2 (ОАО «ЭЛПА»). Несмотря на пока высокую стоимость, следует оценить возможности материала PMN-PT (монокристалл производства США), величины коэффициентов деформации которого имеют на сегодняшний день рекордные значения.

Определенный интерес для разработчиков топливоподающей аппаратуры представляют

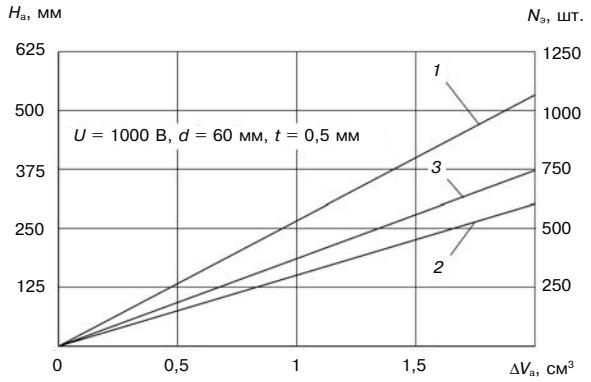


Рис. 6. Влияние величины объемной деформации $\Delta V_а$ актюаторов и материалов их наборных элементов на геометрические параметры образцов:
1 — ПКР-7м; *2* — PMN-PT; *3* — МНС-7,5

также электрострикционные материалы. Однако при достаточно высоких значениях объемной деформации их применение ограничено значительно более узким по сравнению с пьезокерамическими материалами интервалом рабочих температур $t_р$ = 20−60 °С. Более того, в процессе изменения температуры значения электрострикционных констант могут существенно (до двух раз) изменяться, что в совокупности с ранее приведенным фактором существенно усложняет создание приводов для ЭСТ на основе электрострикционных материалов.

На рис. 6 для указанных пьезокерамических материалов и электрострикционной керамики типа МНС-7,5 (композит связностью 1−3 с содержанием керамической фазы 40 %) представлены результаты расчетов высоты $H_а$ наборного столба актюаторов и числа $N_э$ их элементов в зависимости от величины объемной деформации актюатора $\Delta V_а$. Расчеты проводились для элементов диаметром 60 мм и толщиной 0,5 мм при электрическом напряжении питания 1000 В. В случае обеспечения возможности изготовления и надежности работы элементов ПА толщиной t = 0,125 мм указанные на рис. 6 значения высот наборных столбов достигаются при U = 250 В и в четыре раза большем $N_э$.

Следует отметить, что при дополнительном использовании отрицательного электрического импульса можно в 1,6 раза уменьшить массогабаритные показатели актюаторов.

В реальных условиях величина цикловой подачи может быть значительно снижена за счет сжимаемости топлива в рабочей камере и порах материала актюаторов при высоких давлениях впрыскивания по отношению к $\Delta V_а$. В настоящее время ведется поиск решений по полному или частичному устранению влияния наличия пор в материале на величину цикловой подачи.

Для достижения большей компактности можно применить многосекционную конструкцию ТНВД. При этом полная высота погружного ПА будет определяться суммарной высотой всех его секций [4].

По результатам выполненных работ можно сделать следующие выводы:

1. Применение в исполнительных устройствах ЭСТ ПА, характеризуемых малыми задержками по исполнению командного сигнала и нанометрической разрешающей способностью по координате перемещения, позволяет осуществлять дальнейшее совершенствование таких систем за счет повышения их надежности работы, расширения технологических возможностей по управлению законом топливоподачи и обеспечения большей цикловой стабильности параметров.

2. Формирование различных дифференциальных характеристик осевого перемещения ПА может осуществляться при неизменном напряжении питания за счет изменения параметров командного сигнала.

3. ПА объемного принципа действия погружного типа по сравнению с ПА осевого перемещения характеризуются значительно более высокими граничными давлениями деполяризации, что позволяет надеяться на возможность создания на их основе предельно простых по конструкции бесплунжерных ТНВД и насос-форсунок с широкими возможностями прямого управления характеристиками подачи топлива.

4. Проведенные экспериментальные исследования позволяют с достаточной уверенностью говорить о возможности создания принципиально новых высокоэффективных систем топливоподачи на основе ПА осевой и объемной деформации.

Литература

1. Пат. 2295049 РФ. Способ управления характеристиками впрыскивания топлива в камеру сгорания двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления. Башкин А.В., Крупский М.Г., Кузин В.Е., Широких Э.В., Головачев А.Д., Сегалла А.Г., Галанов Г.Н., Сафронов А.Я., Климашин В.М., Никифоров В.Г. Заявл. 12.05.2005; опубл. 10.03.2007. Бюл. № 7.

2. Пат. 2263224 РФ. Система подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания. Крупский М.Г., Кузин В.Е., Широких Э.В., Головачев А.Д. Заявл. 27.04.2004; опубл. 27.10.2005. Бюл. № 30.

3. *Пинский Ф.И., Кузин В.Е.* Электроимпульсный метод управления законом подачи топлива // Двигателестроение. — 1984. — № 8. — С. 21−22.

4. Пат. 2298683 РФ. Способ нагнетания и регулирования подачи топлива в форсунку двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления. Крупский М.Г., Кузин В.Е., Широких Э.В., Головачев А.Д., Сегалла А.Г., Галанов Г.Н., Сафронов А.Я., Климашин В.М., Никифоров В.Г. Заявл. 04.07.2005; опубл. 10.05.2007. Бюл. № 13.

УДК 621.43.052

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАССОГАБАРИТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ РАЗЛИЧНЫХ РЯДОВ

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н., Р.С. Дейч, к.т.н.
ООО «ТУРБОКОМ»

Выполнен анализ изменения массогабаритных показателей турбокомпрессоров (ТК) на основе совершенствования рядов фирм ABB и MAN, занимающих лидирующее положение в производстве и повышении их технического уровня.

Показано, что переход от бесконсольной конструктивной схемы к консольной позволяет существенно снизить массу и габариты ТК, что облегчает их компоновку на двигателе.

Одна из основных тенденций развития двигателестроения состоит в форсировании двигателей по цилиндровой и агрегатной мощностям, что стимулирует фирмы, выпускающие турбокомпрессоры (ТК), к разработке их новых рядов с более высокими степенями повышения давления и одновременным получением максимально возможного КПД. В настоящей статье выполнен анализ изменения массогабаритных показателей на основе развития рядов ТК фирм ABB и MAN, занимающих лидирующие позиции в их разработке и производстве.

В настоящее время фирма ABB выпускает следующие ряды ТК:

➢ VTR/4−Classic — ТК бесконсольной конструктивной схемы с осевой турбиной [1];

➢ RR, TPS — ТК с консольным расположением колес и радиальной турбиной [2, 6];

➢ VTC, TPL/A, TPL/B — ТК с консольным расположением колес и осевой турбиной [3−5].

ТК типа TPL с осевой турбиной являются последней разработкой фирмы и предназначены для четырехтактных дизелей с индексом А, для двухтактных дизелей с индексом В. Новый ряд TPS с радиальной турбиной рассчитан на достижение степени повышения давления до 5.

Фирма MAN выпускает два ряда ТК с осевой турбиной NA/S(NAT9) и TCA и три ряда ТК с радиальной турбиной NR/R, NR/S и TCR [7]. TCA и TCR — новые ряды ТК с современными параметрами.

Расход воздуха двигателем при заданной степени повышения давления определяет размеры рабочих колес (РК). Последние задают радиальную протяженность корпусных деталей и величину их проходных сечений для воздуха и газа. Размер ТК по оси, кроме того, зависит от его конструктивной схемы (консольная или бесконсольная) и типа турбины (радиальная или осевая). Таким образом, расход воздуха двигателем определяет габаритные размеры ТК, которые с учетом конструктивного исполнения определяют и массу ТК.

При увеличении размеров корпусов повышается КПД ТК, но до определенных пределов. При переходе за оптимальные габаритные размеры (и массы) ощутимого повышения КПД ТК не наблюдается. Таким образом, конструктор ТК должен решить задачу оптимизации по достижению максимального КПД при приемлемых массогабаритных показателях.

Расход воздуха в первом приближении прямо пропорционален квадрату наружного диаметра РК компрессора. Если бы соблюдалось полное подобие при переходе от одного типоразмера к другому, то объем и масса турбокомпрессоров были бы пропорциональны кубу диаметра рабочих колес и имели бы степенную зависимость от расхода воздуха с показателем 1,5. Удельные показатели — масса и объем, отнесенные к расходу воздуха, имели бы степенную зависимость с показателем 0,5. Плотность компоновки турбокомпрессора — отношение массы к объему — будет постоянной.

Указанные зависимости характеризуют качество проектирования ТК, и в логарифмических координатах они близки к линейным. В первом приближении соотношения между массой, объемом и плотностью компоновки ТК может быть представлено в виде обобщенного уравнения вида $P = aG^m$, где P — искомый оптимальный параметр (масса, объем или плотность компановки). В таблице представлены численные значения этих уравнений в зависимости от максимального расхода воздуха через ТК на основании информации, имеющейся в источниках [1−7]. На рис. 1−7 уравнения представлены в графической форме.

Максимальные расходы воздуха определялись для ТК фирмы ABB по полям расходов при степени повышения давления 4,0 для рядов

Таблица

Зависимости массы (*M*), объема (*V*) и плотности турбокомпрессоров (ρ) от расхода воздуха (*G*)

Тип ТК (фирма)	Масса, кг	Объем, м³	Плотность, кг/м³
Турбокомпрессоры с осевой турбиной			
VTR/4 (ABB)	$M = 70{,}1G^{1{,}46}$	$V = 0{,}0976G^{1{,}43}$	$\rho = 718G^{-0{,}02}$
TPL/A и B (ABB)	$M = 56{,}4G^{1{,}3}$	$V = 0{,}0487G^{1{,}48}$	$\rho = 998G^{-0{,}121}$
TCA (MAN)	$M = 33{,}4G^{1{,}55}$	$V = 0{,}0539G^{1{,}49}$	$\rho = 620G^{0{,}06}$
NA/S (MAN)	$M = 100G^{1{,}21}$	—	—
Турбокомпрессоры с радиальной турбиной			
TPS/F33 (ABB)	$M = 40G^{1{,}22}$	$V = 0{,}0251G^{1{,}43}$	$\rho = 1590G^{-0{,}207}$
RR (ABB)	$M = 52{,}5G^{1{,}56}$	$V = 0{,}062G^{1{,}64}$	$\rho = 856G^{-0{,}115}$
TCR (MAN)	$M = 45{,}5G^{1{,}24}$	Нет данных	Нет данных
NR/S (MAN)	$M = 102G^{1{,}04}$	$V = 0{,}112G^{1{,}32}$	$\rho = 912G^{-0{,}267}$
NR/R (MAN)	$M = 104G^{1{,}14}$	$V = 0{,}141G^{0{,}936}$	$\rho = 739G^{0{,}200}$

VTR, VTC и TPL; 3,5 для RR и 4,5 для TPS. Для ТК фирмы MAN максимальные расходы воздуха были рассчитаны исходя из мощности двигателя и по удельному расходу воздуха на единицу мощности [7].

Габаритные объемы рассчитаны с учетом воздухоприемного патрубка (за исключением ТК TPS) (см. рис. 4, 5).

Значения коэффициентов в приведенных уравнениях с совместным рассмотрением их графических зависимостей позволяют оценить изменение указанных параметров. Коэффициент *a* характеризует положение найденной параметрической зависимости относительно оси расхода. Чем меньше его значение, тем меньшие требуются масса и габаритный объем для обеспечения заданного расхода воздуха при том же значении коэффициента *m*. Коэффициент *m* определяет

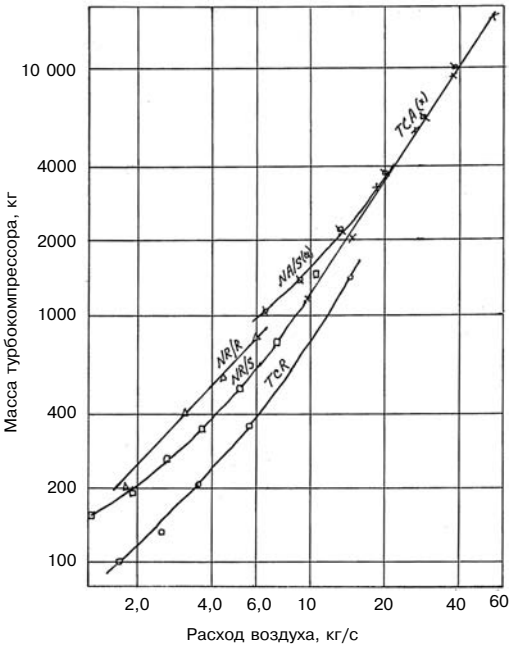


Рис. 2. Зависимость от расхода воздуха масс турбокомпрессоров различных рядов фирмы MAN

наклон кривой к оси расходов. Чем больше его значение, тем чувствительнее изменение массы и объема ТК от расхода воздуха при переходе к большим типоразмерам.

Зависимости массы ТК от расхода воздуха (рис. 1–3) показывают, что по мере совершенствования их конструкции расходы воздуха через турбокомпрессор увеличиваются. Это хорошо видно при сравнении рядов VTR и TPL, RR и TPS (см. рис. 1) и NR/R, NR/S и TCR (см. рис. 2). По массам ТК ряд VTR разделяется на две груп-

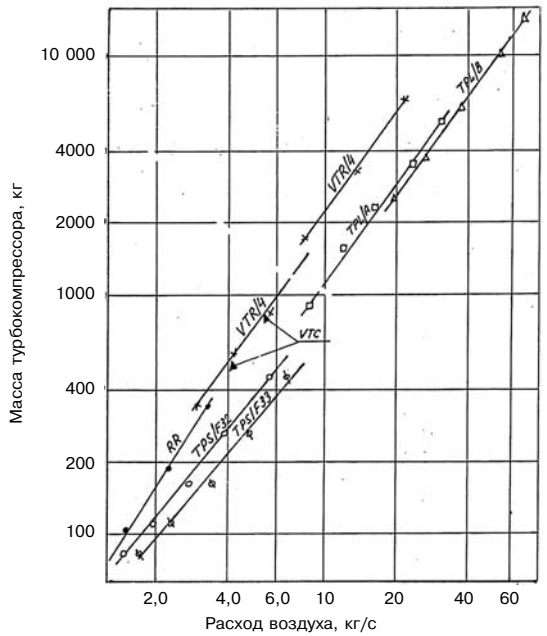


Рис. 1. Зависимость от расхода воздуха массы турбокомпрессоров различных рядов фирмы ABB

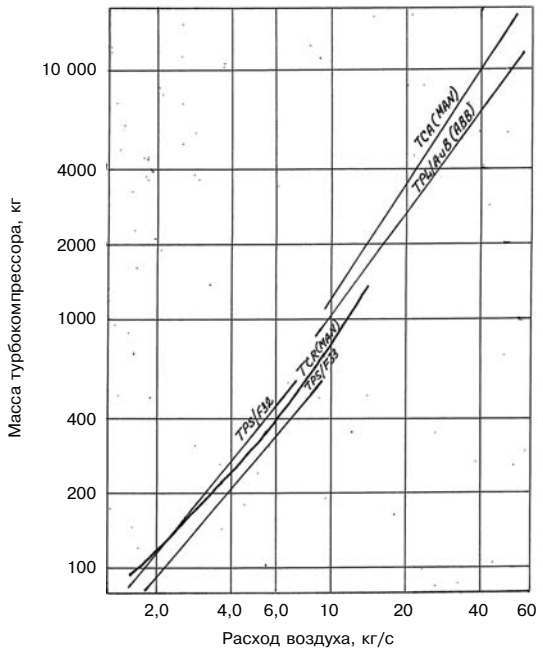


Рис. 3. Сравнение масс турбокомпрессоров различных рядов фирм ABB и MAN

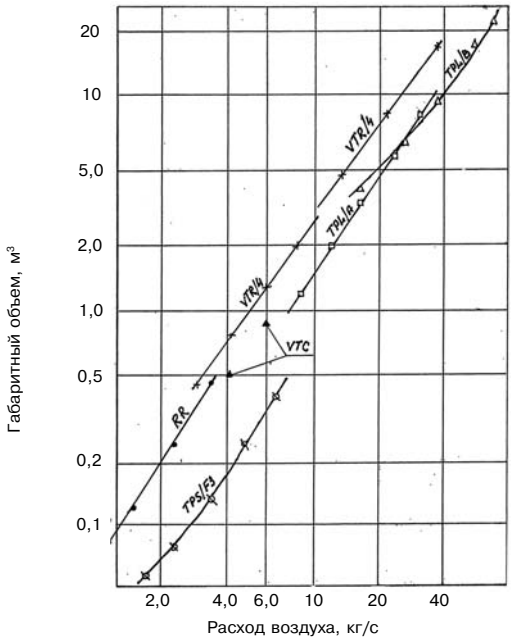


Рис. 4. Зависимость от расхода воздуха габаритных объемов турбокомпрессоров различных рядов фирмы ABB

пы, но степенная зависимость рассчитана для всего ряда, так же, как для ТК рядов TPL/A и TPL/B. В зависимостях, связывающих массу и объем турбокомпрессоров ряда VTR с расходом воздуха, значение показателя степени *m* приближается к теоретически достижимому, равному 1,5, что указывает на высокое качество их массогабаритных показателей.

Переход фирмой ABB от бесконсольной конструктивной схемы ТК VTR к консольной ТК TPL позволил дополнительно снизить массу и габариты ТК. Значения коэффициентов *a* и *m* для

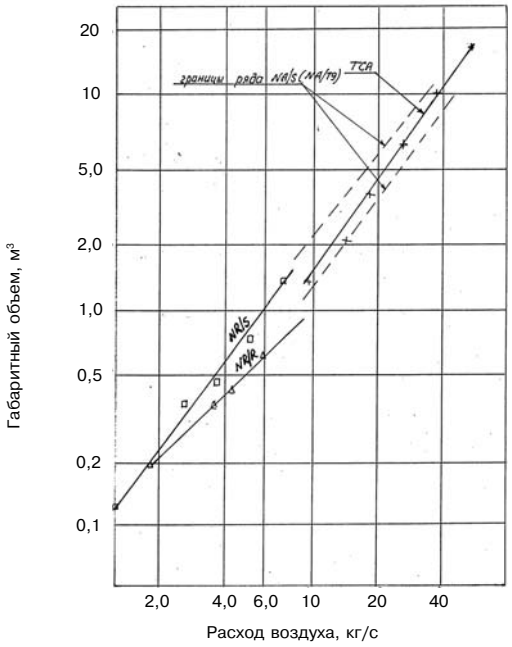


Рис. 5. Зависимость от расхода воздуха габаритных объемов турбокомпрессоров различных рядов фирмы MAN

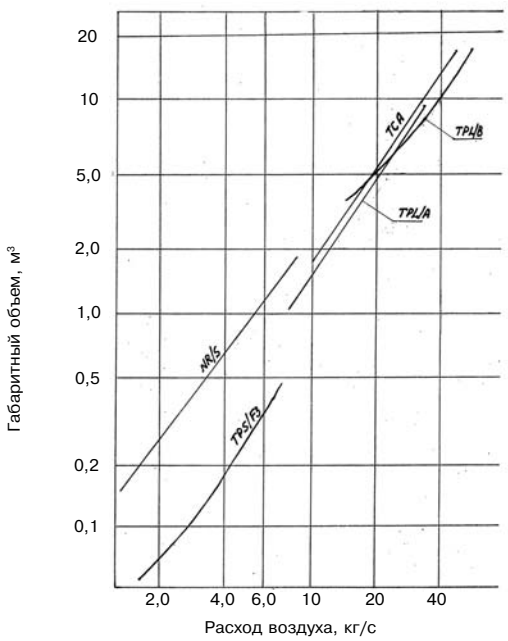


Рис. 6. Сравнение габаритных объемов турбокомпрессоров различных рядов фирм ABB и MAN

ряда TPL (см. таблицу) еще ниже, чем для ряда VTR. Причем если для массы ТК коэффициент *a* уменьшается на 20 %, а *m* на 10 %, то для его объема при мало изменившемся показателе *m* коэффициент *a* уменьшился в два раза. Поэтому для ТК ряда TPL наиболее заметен выигрыш при больших расходах, для которых и предназначен этот ряд ТК.

ТК ряда VTC — консольные. Массы и габариты ТК этого ряда близки к аналогичным параметрам ТК консольного ряда RR (см. рис. 1 и 4).

Для турбокомпрессоров с осевой турбиной NA/S и TCA фирмы MAN расхождение в массах ТК имеет место только для меньших типоразмеров, для больших типоразмеров зависимости совпадают (см. рис. 2). Это объясняется тем, что турбокомпрессоры NA/S так же, как и TCA, являются консольными, и все имеющиеся возможности для снижения их массы уже использованы.

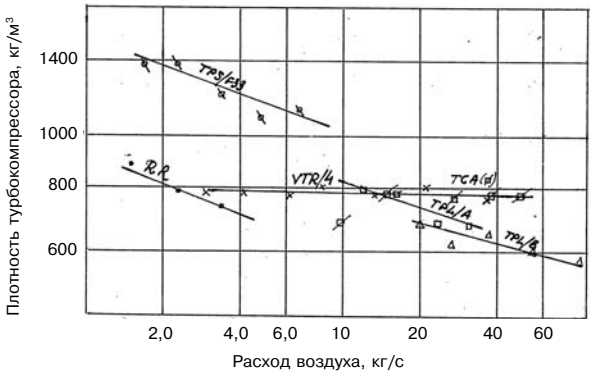


Рис. 7. Зависимость плотности турбокомпрессоров различных рядов фирмы ABB и ряда TCA фирмы MAN

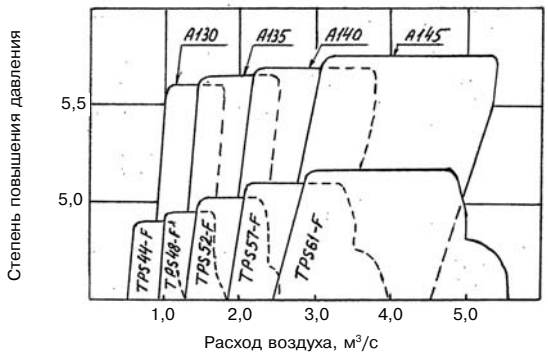


Рис. 8. Сопоставление полей расходов воздуха турбокомпрессоров TPS-F и TA100

Сопоставление масс турбокомпрессоров фирм ABB и MAN (см. рис. 3) показывает, что для ТК с радиальной турбиной зависимости близки. Следует учитывать, что массы ТК TPS приведены без входного патрубка или фильтра-глушителя. Для ТК TCR нет информации, учтен ли он.

ТК с осевой турбиной ряда TPL фирмы ABB при равных массах обеспечивают более высокий расход воздуха, чем ТК ряда TCR фирмы MAN.

Если для современных турбокомпрессоров фирмы ABB (см. рис. 4) характерно, что при одинаковом объеме расход воздуха возрастает, то для турбокомпрессоров фирмы MAN такой тенденции не наблюдается (см. рис. 5). Переход от ряда ТК NR/R к более прогрессивному ряду NR/S привел к увеличению габаритных размеров. Связано это с тем, что у исходного ряда проходные сечения корпусных деталей были несколько зажаты, и для повышения КПД их пришлось увеличивать. К сожалению, по ТК ряда TCR нет информации о габаритных размерах. Для ряда NA/S габаритные размеры по длине и высоте заданы в ограниченном диапазоне значений, поэтому на рис. 5 приведены границы габаритных объемов, в зону которых (как раз в центр) попадает габаритный объем нового ряда TCA. Сопоставление габаритных объемов ТК TPL и TCA (см. рис. 6) показывает, что они близки, хотя ряд TPL тот же расход воздуха обеспечивает при меньшем габаритном объеме.

Таким образом, приведенный анализ показывает, что по мере совершенствования турбокомпрессоров их металлоемкость в целом снижается, что позволяет тот же самый расход воздуха обеспечить применением ТК с меньшей массой и габаритными размерами.

Зависимости удельных масс и объемов, отнесенных к расходу, эквивалентны зависимостям абсолютных значений, поэтому эти зависимости не приводятся.

Параметром, характеризующим качество турбокомпрессора, является плотность компоновки ТК, то есть отношение его массы к объему. Построенные зависимости плотности турбокомпрессоров различных рядов фирмы ABB показывают, что для ряда ТК VTR плотность практически постоянна (см. рис. 7). Для остальных рядов с увеличением размера ТК плотность их компоновки падает. Высокие значения плотностей для ТК ряда TPS объясняется тем, что их объем рассчитан без учета воздухоприемного патрубка. С учетом этого объема плотности ТК рядов TPL и TPS лягут на одну кривую. Следует отметить, что ТК с радиальной турбиной в силу особенностей конструкции имеют более высокую плотность, чем ТК с осевой турбиной. Эта тенденция сохраняется до расходов менее 10 кг/с, а при больших расходах значения плотностей, по-видимому, будут ложиться на одну линию.

Для турбокомпрессоров фирмы MAN плотность компоновки рассчитана только для ряда TCA, для которого имеется полная информация о значениях массы и габаритных размеров (см. рис. 7). Для этого ряда плотность постоянна и близка к плотности ТК ряда VTR, в то время как плотность ТК ряда TPL убывает, что также свидетельствует о более эффективном использовании металла в ТК этого ряда.

ТК с радиальной турбиной имеют более простую конструкцию и позволяют получить более высокие КПД, поэтому фирмы ABB и MAN уделяют особое внимание развитию этой конструкции. Фирма MAN разработала самый большой ТК TCR22 с расходом воздуха до 18 кг/с [8], а фирма ABB — ряд ТК A100-H со степенью повышения давления до 5,8 при расходе до 6 кг/с (рис. 8) [9]. ТК A100-H имеют габаритные и присоединительные размеры, аналогичные ряду ТК TPS-F, но они позволяют получить те же расходы при более высоких степенях повышения давления.

Литература

1. ABB Turbochargers. VTR — The Classic. Product Information.

2. ABB Turbochargers. RR — The Runner. Product Information

3. ABB Turbochargers. VTC — The Compact. Prouct Information.

4. ABB Turbocharging. TPL..A — The 4-Stroke Power pack. Product Information.

5. ABB Turbocharging. TPL..B — The 2-Stroke Engines. Product Information.

6. ABB Turbocharging. TPS..F — New compact turbochargers for very high pressure rations. Product Information.

7. Exhaust Gas Turbochargers. Programme 2009, MAN Diesel.

8. Schmuttermair H., Hilgenfeld L., Bartholomae K., Kneip S. Application & field experience of the new MAN Diesel turbocharger series TCR. Paper № 221, CIMAC 2007, Vienna.

9. A100-H The new single-stage turbocharging for high speed engines. Magazine Turbo, Number 2/2008.

УДК 656.13(1-21):621.43.06:504.3.064.36:338.14

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ НА АТМОСФЕРУ ГОРОДОВ (НА ПРИМЕРЕ САНКТ-ПЕТЕРБУРГА)

О.В. Ложкина, к.х.н., В.Р. Новиков, адъюнкт, Д.В. Осипов, адъюнкт, В.Н. Ложкин, д.т.н.
Санкт-Петербургский университет государственной противопожарной службы МЧС России

Приводятся результаты расчетно-аналитического прогнозирования опасных форм воздействия отработавших газов автомобильных двигателей на атмосферу городов, городское население и городскую инфраструктуру в долгосрочной тридцатилетней перспективе на примере Санкт-Петербурга. Для оценки эффективности реального (за истекший период 2000–2009 гг.) и потенциального (в прогнозируемый период 2010–2030 гг.) сокращения выбросов загрязняющих веществ двигателями автомобилей было предложено четыре сценария с разными поддерживающими мероприятиями.

Показано, что постепенное доведение доли работающих на газе автобусов до 100 % могло бы привести к уменьшению массы выбросов загрязняющих веществ на 6–20 %, а внедрение топлив европейского качества — обеспечить уменьшение массы выбросов CO, NO_x и CH примерно на 20 %, а SO_2 примерно на две трети.

За последние 10 лет численность автомобильного парка России увеличилась более чем в 2,5 раза и составляет на начало 2010 г. примерно 33 млн единиц. Особенно резко количество автотранспортных средств увеличилось в городах, что негативно сказывается на качестве атмосферного воздуха.

Прогнозирование опасных форм воздействия отработавших газов двигателей автомобилей на население и объекты городской инфраструктуры в долгосрочной ретроспективе осуществляется в РФ и за рубежом на основе расчетно-аналитических моделей [1, 3].

В настоящем исследовании была использована модель долгосрочного прогноза ущерба от загрязнения воздуха вредными выбросами двигателей автомобилей (рис. 1) [1]. Она обеспечивает расчет ущерба от выбросов автомобильным транспортом твердых частиц (ТЧ), оксидов азота (NO_x), оксида углерода (CO), углекислого газа (CO_2), углеводородов (CH) и диоксида серы (SO_2).

Модель (см. рис. 1) основана на информации о характеристиках транспортных средств (ТС) в базовом году (на начало исследования); прогнозируемых сценариях развития транспортной ситуации и датах внедрения мероприятий, сопровождающихся экологическим эффектом; влиянии сценария на средние пробеги по группам ТС в зависимости от их типа и вида используемого топлива (бензин, дизельное топливо, газ); удельных выбросах загрязняющих веществ (ЗВ) в г/км или г/кВт[1] (рассчитанных по данным ГИБДД и ОАО «Ленэнерго»), прогнозируемом изменении пробега ТС в исследуемом временном периоде; удельных ущербах от негативного воздействия ЗВ (в г/кг) на население и объекты городской инфраструктуры.

Методология оценки ущерба (рис. 2) от ЗВ построена на основе международно-признанных принципов [3] и предполагает возможность расчета в натуральном и денежном выражении величины общественных издержек, которые не компенсированы действующими отношениями товар–деньги (как бы не включенных в себестоимость продукции, являющихся, по зарубежной терминологии, внешними издержками [3]).

Ущерб от воздействия ЗВ, образующихся в результате работы двигателей автомобилей, рассчитывался по факторам увеличения смертности,

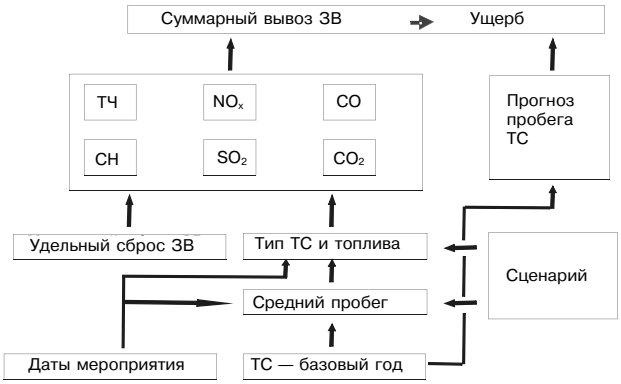


Рис. 1. Структура модели прогноза ущерба от выбросов двигателей автомобилей на долгосрочную перспективу

[1] Валовые выбросы оценивались по данным ГИБДД об исправных ТС, которые идентифицировались по экологическому классу в соответствии с нормами Евро 0–5 [2].

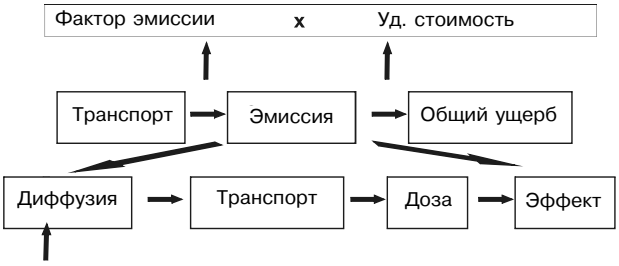


Рис. 2. Схема модели оценки ущерба от воздействия вредных выбросов автомобильных двигателей

заболеваемости, воздействию на продукцию сельского хозяйства (агрокультуры и животноводство), лесного хозяйства, зданий и металлоконструкций (в результате загрязнения и коррозии), а также по изменению климата от «парникового эффекта» с использованием методики [3] и данных статистической отчетности по Санкт-Петербургу и Ленинградской области. В частности, в выполненном исследовании учитывались данные о росте смертности, заболеваемости астмой, бронхитом за 17 лет наблюдений различных групп населения Санкт-Петербурга, сокращение (потери) валового внутреннего продукта — совокупной стоимости созданных товаров и услуг за год с учетом изменения инфляции.

При назначении сценариев и поддерживающих их мероприятий для оценки эффективности реального (за истекший период 2000–2009 гг.) и потенциального (в прогнозируемый период 2010–2030 гг.) сокращения выбросов ЗВ городского транспорта главное внимание было уделено внедрению Правил ЕЭК ООН (Технический регламент по Постановлению Правительства РФ от 12 октября 2005 г. № 609), «старт» которому был дан 19 июня 2000 г. при обсуждении на парламентских слушаниях Государственной Думы РФ проекта Федерального Закона «Об обеспечении экологической безопасности автомобильного транспорта».

Базовый сценарий подразумевал работу ГТ без изменения его структуры и качества топлива при росте транспортной работы на 18 % в год (соответствовал приросту численности ТС, наблюдавшемуся за период 2000–2009 гг. в Санкт-Петербурге).

Сценарий 1. Предполагалось с 2005 г.[2] начать, а к 2015 г довести до 50 % от всего автобусного парка количество автобусов, работающих на газе.

Сценарий 2. Предусматривалось с 2005 г. начать, а к 2015 г. завершить внедрение «экологически чистых топлив» (соответствующих европейскому качеству).

[2] На начало 2010 года не вступило в реализацию.

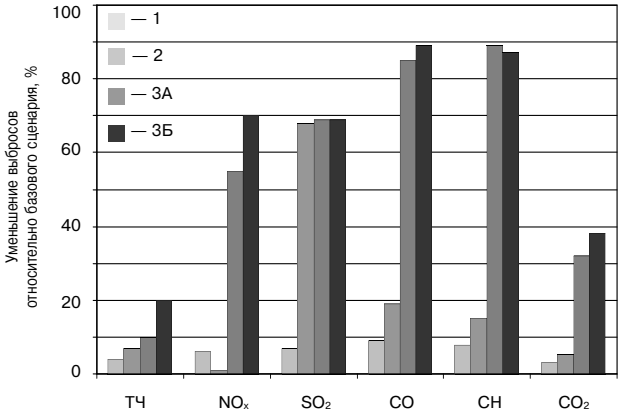


Рис. 3. Прогнозируемое уменьшение выбросов загрязняющих веществ к 2030 г. по четырем сценариям относительно базового сценария (в Санкт-Петербурге)

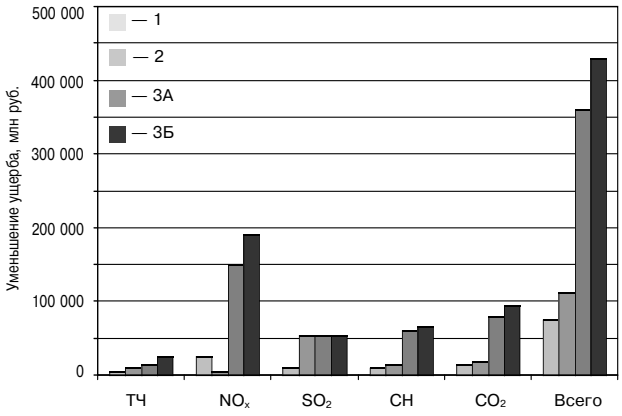


Рис. 4. Прогнозируемое уменьшение ущерба от выбросов загрязняющих веществ к 2030 г. по четырем сценариям относительно базового сценария (в Санкт-Петербурге)

Сценарий 3А. Начиная с 2005 г., совместно с переводом на «экологически чистое топливо», обеспечить выпуск в обращение ТС, соответствующих Евро 3 (для новых автомобилей) с постепенным замещением старых отечественных ТС новыми, удовлетворяющими нормам Евро 3.

Сценарий 3Б. Предусматривалось продолжение мероприятий по сценарию 3А и дополнительно с 2010 г. начать выпуск в обращение ТС, соответствующих Евро 4, а с 2015 г. — больших автобусов и грузовиков, соответствующих Евро 5.

На рис. 3 и 4 приведены итоговые данные выполненного исследования, по результатам которого можно сделать следующие выводы.

➢ Ущерб от выбросов твердых частиц является наиболее значительным, особенно для центральной части города. В структуре ущерба здоровью населения основная доля приходится на следующие загрязняющие вещества: совокупность твердых частиц, NO_x и CH (примерно 67–97 %); SO_2 (примерно 17–48 %).

➢ Постепенное доведение доли работающих на газе автобусов до 100 % могло бы привести

к уменьшению массы выбросов загрязняющих веществ на 6–20 %, а внедрение топлив европейского качества, — обеспечить уменьшение массы выбросов CO, NO_x и CH примерно на 20 %, а выбросы SO_2 примерно на две трети. Максимальный природоохранный эффект — около 450 млрд руб. — можно ожидать от внедрения на автомобильном транспорте Правил ЕЭК ООН.

➢ С реализацией сценариев 1 и 2 может быть связано лишь незначительное уменьшение выбросов CO_2, тогда как сценарии 3А и 3Б позволят сократить на 40 % выбросы этого парникового газа. Ущерб от коррозии, вызванной выбросами SO_2, составляет в общем ущербе значительную долю — около 5 %.

➢ Ущерб, наносимый населению города и городскому хозяйству автомобилями, перевозящими в среднем 1–2 пассажира, сопоставим с ущербом от автобусов, перевозящих в среднем 20 пассажиров. Это говорит о целесообразности развития городского общественного транспорта для перевозки пассажиров.

Литература

1. *Ложкин В.Н., Мигулев С.Е., Гавкалюк Б.В.* Организация информационного процесса мониторинга воздействия транспорта на городскую среду // Научно-аналитический журнал: Проблемы управления рисками в техносфере. — СПб., 2009. — № 1–2 (9–10). — С. 177–185.

2. *Ложкин В.Н.* Надежность технических систем и техногенный риск: учебник / В.С. Артамонов, Ю.Г. Баскин, А.П. Чуприян, О.В. Ложкина — СПб. : Университет ГПС МЧС России, 2009. — 444 с.

3. ExternE: Externalities of Energy, Vol. 2: Methodology. European Commission — DG XII. 1995. — 519 p.

ЮБИЛЕЙ!

Леониду Васильевичу Тузову 80 лет!



2 января 2011 года исполняется 80 лет
заслуженному машиностроителю РФ,
академику РАТ,
лауреату премии Совета Министров РСФСР,
д.т.н., профессору Санкт-Петербургского Государственного Университета
водных коммуникаций (СПГУВК)
члену редакционной коллегии журнала «Двигателестроение»
Тузову Леониду Васильевичу.

Редакция журнала «Двигателестроение»,
коллеги и друзья поздравляют Леонида Васильевича
с юбилеем и желают здоровья, долгих лет жизни, счастья, дальнейших успехов.

УДК 621.431

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ГЛАВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ

Н.И. Николаев, к.т.н., проф., О.П. Гинда, к.т.н., ст. механик, Зиненко Н.Н., ст. механик
Морская Государственная академия имени адмирала Ф.Ф. Ушакова

Представлены результаты исследования по повышению эксплуатационной топливной экономичности главных двигателей балкеров в процессе их модернизации для работы на тяжелых топливах. Показано, что оптимизация процессов впрыска топлива и параметров турбонаддува актуальна для режимов работы двигателей на частичных нагрузках, доля которых в эксплуатации достигает 90 %. За счет регулирования топливной аппаратуры и соплового аппарата ТК получено снижение расхода топлива на 5–7 % при снижении эксплуатационных затрат примерно на 10 %.

Применение энергосберегающих технологий в мировом судоходстве — жизненно важное требование. Оно может быть достигнуто за счет поддержания необходимого уровня топливной экономичности дизелей в течение всего срока эксплуатации, особенно при работе на частичных нагрузках.

Современный мировой торговый флот характеризуется наличием большого количества старых судов. Согласно статистике единой государственной системы информации об обстановке в мировом океане в 2007 г. мировой транспортный флот (более 300 gt) насчитывает 42 872 судна со средним возрастом 19,1 год, а суда старше 25 лет составляют около 22 % мирового флота [1]. В списке самых старых судов лидируют балкеры со средним возрастом 26 лет, и тенденция старения флота сохраняется по настоящее время.

Силовые установки балкеров, включая главные и вспомогательные дизели с наддувом, работают значительную долю времени на малых и средних нагрузках. Работа на этих режимах сопровождается снижением удельных эффективных показателей расхода топлива и, как следствие, возможным повышением дымности, что связанно с ухудшением воздухоснабжения двигателя.

Повышение эксплуатационной эффективности энергетической установки старых судов возможно как за счет перевода двигателей с дизельного топлива на тяжелое, так и за счет согласования параметров топливной системы дизеля и агрегатов наддува при длительной эксплуатации на частичных нагрузках.

Анализ режимов эксплуатации судовых энергетических установок балкеров с учетом назначения судов, грузовой базы и региона плавания (порты Азовского, Черного морей, порты Италии, северной Европы) показал, что общее время работы главных двигателей (ГД) составляет около 60 % от общего эксплуатационного периода балкеров, а работа с нагрузкой 40–50 % от номинальной достигает 93 % от общего времени работы двигателя.

В данной работе рассматривается опыт повышения топливной экономичности ГД, на трех балкерах, основные характеристики которых приведены в таблице (рис. 1).

№ п/п	Дедвейт судна, год постройки	Тип и мощность ГД, э. л. с.	Используемое топливо после модернизации	Тип и количество турбокомпрессоров
1	11 848,8 мт, 1975 г.	Stork-Werkspoor 9TMS410, 6000 при 550 об/мин	ISO-F-RMA30	VTR320, 2 шт.
2	9261,0 мт, 1980 г.	Bazan-MAN 12V40/54A, 7500 при 450 об/мин	ISO-F-RMD80	VTR321, 2 шт.
3	14176,0 мт, 1975 г.	B&W 5K62EF, 7410 при 140 об/мин	ISO-F-RME180	T540E, 2 шт.

Использование тяжелых топлив взамен дизельных приносит значительный экономический эффект вследствие существенной разницы в ценах. С экономической точки зрения модернизация судна для использования топлива ISO-F-RMD80 более выгодна, чем модернизация для перехода на использование менее вязкого топлива ISO-F-RMA30. Так, годовая экономия за счет цены топлива больше в 1,7 раза, а годовой экономический эффект в 1,5 раза. Однако модернизация дизеля для перехода на использование топлива ISO-F-RMA30 гораздо проще: меньше трудозатраты, время, необходимое на модернизацию, а главное — капиталовложения примерно в десять раз меньше. Различие в затратах на

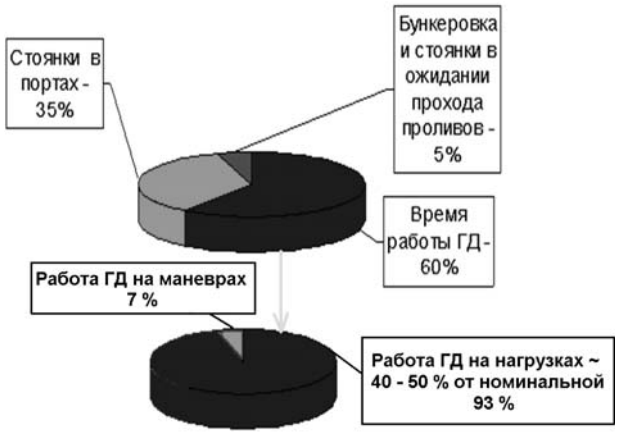


Рис. 1. Диаграмма распределения эксплуатационного периода балкеров

модернизацию определяется тем, что при использовании высоковязкого топлива ISO-F-RMD80 требуется поддерживать заданный температурный режим на всех этапах использования топлива, для чего необходима установка комбинированного котла [3].

Более высокое содержание серы в тяжелом топливе предъявляет, в первую очередь, более жесткие требования к смазочному маслу в связи с необходимостью полной нейтрализации конденсата сернистой кислоты, образующейся в цилиндрах двигателя. Нейтрализация кислого конденсата на деталях цилиндро-поршневой группы была достигнута применением смазочного масла CLADIUM 120 SAE 30 фирмы AGIP со щелочным числом 12 мг KOH/г.

Однако для определения оптимального варианта модернизации судового теплоэнергетического комплекса балкера необходимо принимать во внимание не только экономическую выгоду, но и ограничения по максимальному содержанию серы в топливе, установленные для различных регионов работы судна Международной морской организацией IMO. После 1 января 2012 г. Приложением VI к МАРПОЛ 73/78 [2], действующем в международных и территориальных водах, запрещается использовать топливо с содержанием серы более 3,5 %. Кроме того, ограничивается уровень выбросов окислов серы (SO_x) в районах контроля выбросов (SECA). К SECA в настоящее время относятся Балтийское и Северное моря и Ла-Манш. Содержание серы в топливе, используемом в SECA, не должно превышать 1 % за исключением тех случаев, когда судно оборудовано одобренной системой очистки отработавших газов для уменьшения общего выброса SO_x до величины 6,0 г SO_x/кВт·ч или менее.

Впрыск топлива в цилиндры исследуемых ГД осуществляется по традиционной схеме, включающей топливные насосы высокого давления золотникового типа с регулировкой по концу подачи и форсунки с многодырчатыми охлаждаемыми распылителями.

Известно, что чем меньше размер капель распыленного топлива, тем быстрее будут проходить процессы их испарения и химические реакции подготовки к воспламенению. Качество распыливания топлива находится в прямой зависимости от скорости его истечения через сопловые отверстия форсунки, то есть от давления впрыска и диаметра сопловых отверстий распылителя. С целью улучшения качества распыливания топлива в начальной стадии процесса на двигателях 9TMS410 и 12V40/54A изменялось давление открытия иглы форсунки с 250 до 320 бар [4].

При поэтапном увеличении давления открытия иглы форсунки с 250 до 300 бар наблюдается улучшение качества распыливания за счет уменьшения среднего диаметра капель топлива в начальный период впрыска. Однако уменьшение среднего диаметра капель не всегда сопровождается улучшением работы двигателя. Дальнейшее увеличение давления открытия иглы форсунки до 320 бар привело к увеличению часового расхода топлива. Это, по-видимому, может быть вызвано изменением характера процесса самовоспламенения и увеличением мощности на привод ТНВД [5].

От эффективности и надежности работы агрегата наддува во многом зависят технико-экономические показатели и надежность работы всей силовой установки. При уменьшении давления наддува ухудшается продувка цилиндров дизеля, а это влечет за собой повышение температуры отработавших газов и теплонапряженности деталей цилиндро-поршневой группы, а также увеличение расхода топлива. Очевидно, что для нормальной работы двигателя с наддувом во всем диапазоне его эксплуатационных нагрузок необходим соответствующий подбор характеристик двигателя и ТК. Основное условие подобного подбора заключается в том, чтобы совмещенные расходные характеристики двигателя и компрессора захватывали область максимального коэффициента полезного действия ТК и одновременно были бы достаточно далеки от помпажной зоны работы компрессора [6]. Расчеты по согласованию характеристик ТК ГД при работе на тяжелом топливе в зоне частичных нагрузок (методика расчета Морской Государственной академии имени адмирала Ф.Ф. Ушакова) показали, что относительная площадь соплового аппарата (СА) турбин должна составлять

$$\overline{F}_{cai} = F_{cai} / F_{\text{са ном}} = 0{,}85,$$

где $F_{\text{са ном}}$ — значение площади СА, установлен-

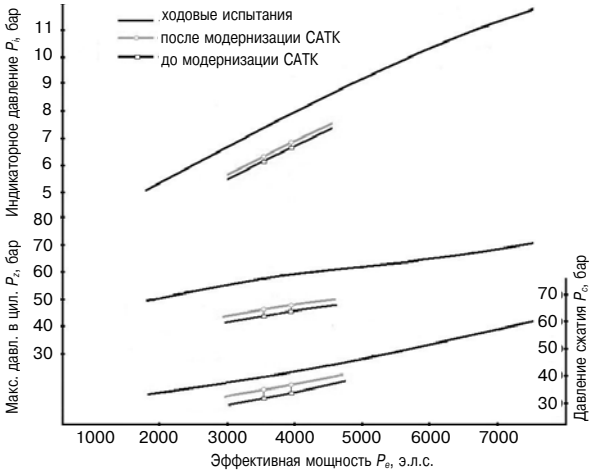


Рис. 2. Зависимость параметров работы ГД 5K62EF от нагрузки

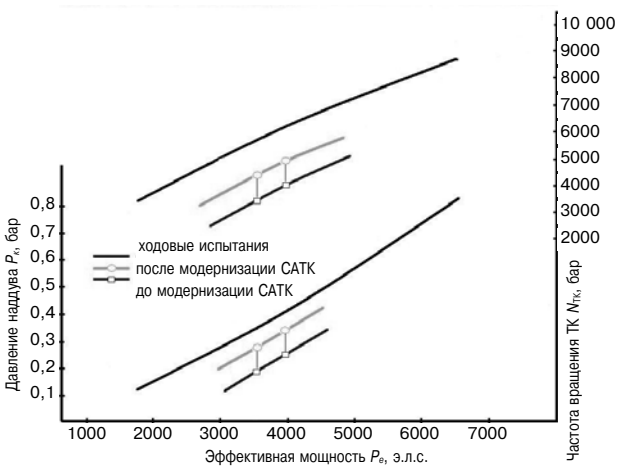


Рис. 3. Зависимость давления наддува и частоты вращения ТК от нагрузки ГД 5K62EF

ного на ТК при постройке; F_{cai} — расчетное значение площади СА.

На примере модернизации СА ТК Т540-Е ГД B&W 5K62EF 140, которая была выполнена на судоремонтном заводе в соответствии с предварительно сделанными расчетами, представлены результаты эксперимента по изменению площади проходного сечения СА турбины при эксплуатации ГД на частичных нагрузках (рис. 2 и 3).

На основном эксплутационном режиме ГД 5K62EF при частоте вращения 123 об/мин и развороте лопастей ВРШ на 21° (3550–3963 э. л. с.):

— средняя температура газов по цилиндрам уменьшилась на 24 °С;

— среднее индикаторное и максимальное давление газов увеличилось на 0,68 и 2,00 бар соответственно при уменьшении удельного расхода топлива примерно на 2,00 г/л. с.·ч.

В результате исследований, проведенных в процессе модернизации двигателей балкеров для работы на тяжелом топливе, были получены следующие результаты:

➢ ГД стабильно проработали в течение 5000 ч без отказов и неисправностей;

➢ уменьшение площади СА турбины ТК при работе ГД в зоне частичных нагрузок привело к увеличению частоты вращения ротора ТК и давления наддува, что привело к снижению эксплуатационного расхода топлива ~ 5,00–7,00 %;

➢ повышение давления открытия иглы форсунки с 250 до 300 бар улучшает процесс сгорания топлива в цилиндрах, параметры наддува и экономичность ГД;

➢ внедрение вышеуказанных мероприятий по повышению эффективности топливоиспользования на балкерах привело к снижению эксплуатационного расходов на топливо на 10 %.

Литература

1. Возрастная структура мирового транспортного флота. Российский портал единой государственной системы информации об обстановке в Мировом океане, 2007, www.morinforcenter.ru

2. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 г., измененная протоколом 1978 г., МАРПОЛ 73/78. — СПб : АОЗТ ЦНИИМФ, 1994. — 313 с.

3. *Николаев Н.И., Гинда О.П., Жук А.Н.* Повышение эффективности эксплуатации судового теплоэнергетического комплекса с дизельной установкой // Речной транспорт (XXI век). — 2007. — № 3. — С. 69–71.

4. *Николаев Н.И., Гинда О.П.* Исследование влияния давления открытия иглы форсунки на теплотехнические характеристики судового среднеоборотного главного двигателя в зоне частичных нагрузок // Речной транспорт (XXI век). — 2009. — № 3. — С. 67–69.

5. *Астахов И.В.* Подача и распыливание топлива в дизелях. — М. : Машиностроение, 1972. — 359 с.

6. *Николаев Н.И., Гинда О.П., Жук А.Н.* Влияние площади соплового аппарата газотурбонагнетателя на эффективность главного двигателя в условиях эксплуатации // Двигателестроение. — 2009. — № 1. — С. 45–47.

УДК 621.436

ПРОШЛОЕ И НАСТОЯЩЕЕ НАУЧНОЙ ШКОЛЫ ПРОФЕССОРА В.А. ВАНШЕЙДТА (К 80-летию кафедры судовых ДВС и дизельных установок)

С.П. Столяров, зав. кафедрой
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

В ноябре 2010 г. на кафедре судовых ДВС и дизельных установок СПбГМТУ завершила работу юбилейная научно-практическая конференция «Актуальные проблемы развития поршневых ДВС», посвященная 80-летию кафедры судовых ДВС и 120-летию ее основателя д.т.н., профессора В.А. Ваншейдта.

В докладах сотрудников кафедры были востановлены наиболее яркие эпизоды многоплановой научно-производственной и преподавательской деятельности проф. В.А. Ваншейдта, а также основные этапы становления и развития созданной им кафедры.

Доклады участников конференции, представляющих ведущие научные и производственные коллективы отрасли отечественного двигателестроения по актуальным проблемам развития современного двигателестроения, опубликованы в трудах конференции.

Восемьдесят лет назад в 1930 г. на базе факультета Политехнического института был организован Ленинградский кораблестроительный институт, сегодня — Государственный морской технический университет. В числе первых в штате института была предусмотрена кафедра судовых двигателей внутреннего сгорания, создание которой было поручено начальнику конструкторского бюро завода «Русский дизель» Всеволоду Александровичу Ваншейдту. Необходимо отметить дальновидность этого решения, созревшего в эпоху господства на военном и гражданском флотах паромашинных и паротурбинных энергетических установок.

Незаурядная, исключительно квалифицированная деятельность В.А. Ваншейдта в должности заведующего кафедрой послужила мощнейшим фундаментом, на котором уже долгие годы выстраивается вся методическая и научная работа кафедры. Здесь необходимо отметить, что приход в преподавание инженера самого высокого ранга в годы творческого расцвета является редчайшим событием в истории отечественной высшей школы. Как результат, в кратчайшие сроки (в 1938 и 1941 гг.) В.А. Ваншейдт издает основополагающие учебники, в которых методически точно и

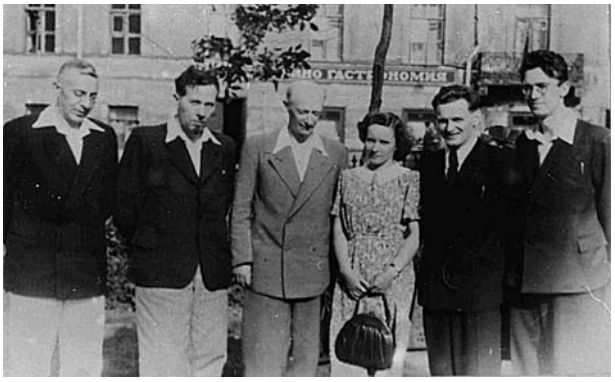


вполне лаконично были приведены описания, методики, справочные данные в области конструкции, теории рабочих процессов и теории проектирования дизелей, относящихся к группе судовых, тепловозных и стационарных. Заложенная В.А. Ваншейдтом практическая направленность подготовки специалистов органично сочеталась с академичностью базовых научных дисциплин и широтой решаемых инженерных задач.

Великая Отечественная война прервала почти на десятилетие выход следующего учебника. Но в дальнейшем, дополняя и перерабатывая накопленный материал в течение более чем трех десятилетий, В.А. Ваншейдт издал замечательную серию учебников. Именно за эти работы в 1950 г. он был удостоен Сталинской премии.

В самом начале войны в 1941 г. В.А. Ваншейдт продолжает работать в Ленинграде. Под его руководством на кафедре выполнялась работа в рамках оборонного заказа. Для выполнения этой работы из сотрудников кафедры была создана специальная бригада в составе доцента Л.Л. Ремезова, ассистента М.Д. Янкелевича и аспиранта В.Д. Тюкина. Кроме того, для участия в подобной работе ассистент кафедры Л.А. Петров был командирован в Дизельный НИИ. Помимо научно-технических работ сотрудники кафедры участвовали в возведении оборонительных рубежей в августе 1941 г. в районе Котлы–Копорье. Известно, что принимавший участие в этих работах доцент Л.Л. Ремезов погиб в блокадную зиму 1941–1942 гг.

В первые послевоенные годы кафедру пришлось создавать практически заново. Тогда в сен-



М.М. Фуки, П.А. Истомин, В.А. Ваншейдт, П.А. Гордеев; примерно 1953 г.

тябре 1945 г. после демобилизации на кафедре начал преподавать Михаил Михайлович Фуки. В его послужном списке были заведование технологическим сектором завода «Русский дизель», работа в должности начальника механосборочного цеха, ведущего инженера по доводке и испытаниям судовых дизелей на этом же заводе, в период войны — служба в инженерных частях по ремонту авиамоторов и самолетов. Богатейший опыт научной и практической инженерной деятельности позволил М.М. Фуки в короткий срок создать исследовательскую дизельную лабораторию. До сих пор в действии находятся два лабораторных стенда, созданных под его руководством. По рассказам П.А. Гордеева и В.А. Плотникова, Михаил Михайлович был необычайно деятелен и колоритен. Работая в лаборатории наравне с механиками, он неизменно облачался в оставшийся от военных лет авиационный комбинезон и белоснежную рубашку с накрахмаленными манжетами.

В 1945 г. на кафедру в качестве аспиранта пришел опытный и талантливый инженер Павел Александрович Истомин. Его профессиональная деятельность началась на заводе «Русский дизель» в 1930 г. с должности техника-чертежника. Высшее образование получал заочно в Ленинградском Индустриальном институте. Среди работ, которые он выполнял в довоенные годы, следует выделить разработку и внедрение в производство корригированных зубчатых зацеплений, работы по созданию бескомпрессорной системы впрыска топлива по способу В.П. Аршаулова, профилирование роторов воздуходувок дизеля 9ДКР51/55. В годы эвакуации опыт П.А. Истомина обогатился работой на «Коломенском тепловозостроительном заводе».

Преподавать П.А. Истомин начал с 1946 г. Читаемая им дисциплина «Динамика судовых ДВС» соответствовала теме его научной работы. Защитив кандидатскую и докторскую диссертации соответственно в 1950 г. и 1962 г., развивая выбранное научное направление, П.А. Истомин разработал теоретический курс «Крутильные колебания установок с ДВС». Затем вместе со своими аспирантами была изучена и получила развитие теория осевых и связанных колебаний судовых валопроводов. Несомненной заслугой П.А. Истомина является пропаганда и разработка методов анализа напряженно-деформированного состояния остова и других конструктивно сложных деталей дизелей с использованием метода конечных элементов. О плодотворности деятельности Павла Александровича свидетельствует число подготовленных им специалистов высшей квалификации — 32 кандидата и 4 доктора технических наук. В 1984 г. ему было присвоено почетное звание «Заслуженный деятель науки и техники РСФСР».

В 1945 г. в качестве студентов в «Корабелке» появились и сдружились будущие преподаватели кафедры фронтовик Владимир Гаврилович Шишкин и Петр Андреевич Гордеев, бывший курсант, практика которого проходила в боевых условиях на Каспийских рейдах и на северо*м*орской подводной лодке «С-101». В.Г. Шишкин запомнился студентам исключительной доброжелательностью, широкой эрудицией и способностью объяснять сложный материал простыми доходчивыми словами. Конспекты по читаемой им дисциплине «Конструирование и расчеты прочности ДВС» были объемными и подробными, причем, благодаря размеренному темпу лекций и интересу к восприятию материала аудиторией, конспект получался хорошим у большинства студентов нашей группы. Вспоминая Владимира Гавриловича, не могу не отметить его чувство юмора, настойчивость и активность в рутинных делах, умение вести беседу как в деловой, так и в неформальной обстановке.

С 1930-го по 1960-е гг. вся научная деятельность на кафедре проводилась под руководством В.А. Ваншейдта. Он был научным руководителем всех первых аспирантов и соискателей. И здесь будет уместно вспомнить рассказ П.А. Гордеева о том, каким научным чутьем обладал Всеволод Александрович. Тема диссертации П.А. Гордеева предполагала совершенствование формы камеры сгорания в двухтактном дизеле. Многократное изменение конструкции длительное время не давало в экспериментах должного эффекта. Наконец, аспирант обратился за помощью к руководителю. В.А. Ваншейдт просмотрел результаты, взял карандаш и от руки провел на чертеже линию... В следующем эксперименте необходимые результаты были получены, и диссертация была защищена в срок.

Бытует мнение, что любимым учеником В.А. Ваншейдта был Константин Николаевич Коп-

тев. Именно К.Н. Коптев после В.А. Ваншейдта читал основные разделы дисциплины «Теория рабочих процессов ДВС». Его отличали глубокие энциклопедические знания, органично сочетавшие теоретические изыски с эрудицией в области конструкции двигателей и с практическими сведениями по техническому обслуживанию. Лекции К.Н. Коптев читал эмоционально, можно сказать артистически. Достаточно часто ему удавалось пробудить у аудитории любопытство к специальным проблемам. В этих случаях лекции по ходу дела на какое-то время преобразовывались в семинары, на которых Константин Николаевич отвечал на любые вопросы студентов. Его мнение всегда было подробно аргументировано и часто высвечивало проблему с неожиданной стороны. Следует отметить также предельную точность ответов Константина Николаевича. Зачастую ради нее он откладывал ответ на день-два, но неизменно в обсуждениях поднимал вопрос до научного уровня, основанного на известных работах по проблеме.

Учениками В.А. Ваншейдта были также Геннадий Васильевич Яковлев и Вадим Алексеевич Плотников. Оба они длительное время работали инженерами в лаборатории, и на преподавательскую работу перешли в 1970-е гг. Имея опыт работы по созданию энергетических установок боевых катеров в ЦКБ «Алмаз», Г.В. Яковлев разработал комплекс дисциплин по проектированию судовых дизельных установок. Продолжая научную деятельность, Г.В. Яковлев в течение длительного времени руководил работами, проводимыми совместно с кафедрой судовой автоматики и измерений, в которых на созданной уникальной экспериментальной установке топливный факел дизельной форсунки изучался с использованием лазерного допплеровского метода.

Инженерная и научная деятельность В.А.Плотникова была ориентирована на совершенствование коломенских дизелей. В числе этих работ следует выделить создание экспериментальной установки для исследования газодинамических характеристик впускных и выпускных трактов и поля скоростей в цилиндре двухтактного дизеля с прямоточно-клапанной продувкой, создание стенда для исследования методом высокоскоростной киносъемки динамики развития топливных струй в условиях неразделенной камеры сгорания и вращающегося заряда высокой плотности, создание стенда и экспериментального отсека дизеля 1ДН23/30 для комплексных исследований рабочих процессов. Трудно переоценить вклад В.А. Плотникова в развитие дизельного участка лаборатории. Он принимал первостепенное участие в работах по проектированию, монтажу и оснащению всех установленных в лаборатории двигателей, двух опытных отсеков и нескольких безмоторных стендов. Наряду с К.Н. Коптевым, В.А. Плотников обладал незаурядным талантом преподавателя высшей школы. Превосходно владея богатым интонациями красивым голосом и для сегодняшнего времени удивительно правильным русским языком, занятия он проводил виртуозно.

После расформирования Ленинградского высшего военно-морского пограничного училища в 1960 г. на кафедру зрелым, состоявшимся специалистом пришел капитан 1 ранга в отставке, участник войны с Японией кавалер ордена Красной звезды Борис Михайлович Чурбанов. Его специализацией стали вопросы расчета продувки двухтактных дизелей и конструкция судовых дизельных установок. Б.М. Чурбанов запомнился необыкновенной терпимостью в общении с самыми трудными студентами. Он мог часами невозмутимо объяснять студентам непонятое. Чаще других этим пользовались недостаточно освоившие русский язык кубинцы и вьетнамцы.

Подводя итог преподавательской деятельности В.А. Ваншейдта, необходимо отметить выдающиеся результаты его научно-методической работы по созданию учебников для подготовки инженеров в области судовых дизелей и дизельных энергетических установок. Сегодня без преувеличения можно сказать, что учебники В.А. Ваншейдта — классические образцы научно-справочной литературы в области технических дисциплин. Однако, сопоставляя книги разных годов издания, обращает на себя внимание тот факт, что лучшими были признаны учебники 1950–1960 гг. В период с 1938 г. по 1960-е гг. материал учебников изменялся не только качественно, но и постоянно увеличивался количественно. Добавлялись новые разделы, становились более подробными иллюстрации, алгоритмы и методики дополнялись расчетными примерами. Последние учебники, изданные в 1977 и 1978 г., оказались значительно меньшими по объему. Как рассказали старшие коллеги, причиной этому были введенные ограничения на объем издаваемой учебной литературы в учетно-издательских листах. Чтобы попасть в план изданий на ближайшее время, автору предлагалось сократить материал до определенного размера. При этом рекомендовалось еще и избегать фотографий, многоцветных рисунков, чертежей на вклейках. Пытаясь завершить начатое, В.А. Ваншейдт в определенной степени воспринял требования времени. Тем не менее даже в ужатом состоянии учебники оказались востребованными в течение длительного времени и до сих пор еще используются в учебном процессе в качестве стержневого элемента в курсах конструкции,



Б.А. Захаренко **К.Н. Коптев**

теории рабочих процессов, систем, дизельных установок.

Под руководством В.А. Ваншейдта была создана также уникальная экспериментально-лабораторная база кафедры, включавшая четырех- и двухтактные высоко- и среднеоборотные судовые дизели, одноцилиндровые отсеки и специализированные стенды для изучения отдельных процессов. По его инициативе в 1962 г. в ЛКИ начал работать один из первых в стране диссертационных советов по тепловым двигателям.

В 1961 г. после увольнения в запас на кафедру перешел из Военно-морской академии инженер-капитан 1 ранга в отставке Борис Алексеевич Захаренко, авторитетный специалист, доцент, участник боев 1938 г. у о. Хасан, кавалер орденов Красной звезды и Боевого Красного знамени. Продолжая научную деятельность в области корабельных дизельных установок, он разрабатывает методики согласования параметров рабочих процессов высокооборотных дизелей с агрегатами наддува. По результатам этих работ в 1966 г. был издан учебник «Теория турбопоршневых корабельных двигателей», а в 1968 г. защищена докторская диссертация. В 1971 г. Б.А. Захаренко был избран заведующим кафедрой. В годы его руководства началось внедрение вычислительной техники в учебный процесс, издан первый в стране учебник по судовым дизельным энергетическим установкам, значительно обновилась материальная база лаборатории. Активно продолжались научные работы, проводившиеся по техническим заданиям предприятий. Наиболее значимые работы выполнялись по договорам с ПО «Коломенский завод», которыми руководили доцент К.Н. Коптев, к.т.н. В.Б. Красильников и доцент В.В. Гаврилов. Кроме того, на кафедре выполнялись договорные работы для «Русского дизеля», Брянского машиностроительного завода, ЦНИДИ, ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова и других предприятий отрасли.



На встрече со студентами в общежитии о состоянии дизелестроительной отрасли рассказывает начальник отдела рабочих процессов ЦНИДИ д.т.н. Н.Н. Иванченко. В числе слушателей сотрудники кафедры В.А. Плотников, П.А. Истомин, П.А. Гордеев, В.В. Гаврилов. 1970-е гг.

В 1982 г. заведующим кафедрой был назначен к.т.н., доцент П.А. Гордеев, ученик В.А. Ваншейдта. К этому времени Петр Андреевич имел опыт работы во Вьетнаме, Румынии, Индии, освоил многие дисциплины кафедры, получил известность и авторитет на поприще партийной и общественной работы. Его научная специализация распространялась на системы газообмена и воздухоснабжения, профилирование камер сгорания дизелей, развитие анаэробных энергетических установок подводных аппаратов. Он был автором дисциплины «Агрегаты наддува двигателей». Став заведующим в трудное для кафедры время, когда в результате горьких событий кафедра в один год лишилась профессора В.А. Ваншейдта, профессора Б.А. Захаренко и доцента В.Г. Шишкина, П.А. Гордеев вынужден был решать важнейшие задачи по сохранению традиций и комплектованию кафедры перспективными специалистами, что блестяще им было выполнено. На кафедре в качестве преподавателей начали работу В.К. Румб, В.В. Гаврилов, С.П. Столяров, С.Р. Семионичев, М.А. Минасян. Аппонируя наступающей идеологии «нового мышления», как бы в пример остальным сотрудникам, Петр Андреевич брал на себя наиболее злободневные и ответственные работы. Как результат, в разные годы он преподавал различные дисциплины от «Конструкции ДВС» до «Электронных систем управления ДВС». Он успевал прочитывать практически все доступные отечественные и зарубежные издания и постоянно делился этими сведениями с коллегами, регулярно делал информационные обзоры для журнала «Двигателестроение».

С 1989 г. по 2008 г. кафедрой руководил к.т.н., доцент В.К.Румб, в настоящее время профессор кафедры. В этот период принцип сквозно-



Критический взгляд как база для совершенствования учебного процесса. В.К. Румб на защите дипломных проектов



М.А. Минасян проводит занятие с группой, обучающейся по программе мотористов

го курсового проектирования обрел законченные формы, были укомплектованы учебные классы с полномасштабными макетами и двигателями для осуществления практических работ с разборкой и сборкой двигателей.

Важным этапом для развития кафедры стало открытие в 1993 г. специальности «Двигатели внутреннего сгорания» направления «Энергомашиностроение». Это в значительной степени подняло престиж кафедры для абитуриентов, на долгие годы обеспечило достаточно качественный набор, и способствовало появлению на кафедре внебюджетных групп. Последнее было серьезным успехом в связи с тяжелым материальным положением вузов в 1990-е гг. В развитие идеи расширения кафедры с 1999 г. была начата подготовка инженеров-дизелистов по вечерней форме обучения. В 2005 г. по заданию ректората В.К. Румб организовал на Среднетехническом факультете подготовку техников по специальности 180405 «Монтаж и техническое обслуживание судовых машин и механизмов». После защиты дипломов эти студенты обучаются по специальности «Судовые энергетические установки» со сроком 3,5 года. Кроме того, В.К. Румб оформил лицензию и организовал курсы обучения с выдачей рабочего диплома моториста. В период действия лицензии эти курсы дали возможность некоторым студентам получить работу в достаточно сложных и специфичных условиях рынка труда периода 1990-х гг.

Деятельность В.К. Румба способствовала заметному росту численного преподавательского состава кафедры. Он принял кафедру со штатом 8 человек, а к 2008 г. численный состав кафедры достиг рекордной величины — 14,5 единиц. Учитывая современные тенденции потери престижа иженерных специальностей можно предположить, что этот рекорд останется в истории кафедры на долгие годы. В этот период рекордного уровня достигла и численность студентов — всего в группы по специальностям кафедры в 2008 г. принимали 74 студента.

Важным шагом для повышения качества обучения стало создание базовой кафедры на ОАО «Звезда». Благодаря этому студенты старших курсов в течение двух семестров каждую неделю могли посещать завод и общаться с заводскими специалистами. В настоящее время работу на заводе с преподаванием в СПбГМТУ совмещают к.т.н. Н.Г. Мелещенко, к.т.н. Ю.А. Лукин, инженер А.С. Столяров.

С 1995 г. штатным сотрудником кафедры работает Минас Арменакович Минасян, в настоящее время д.т.н., известный специалист в области колебаний, виброизоляции и вибродиагностики ДВС. В 2001 г. на кафедре начал работу опытный преподаватель д.т.н., профессор Геннадий Иванович Шаров, деятельность которого была направлена на внедрение в учебный процесс новаций в области улучшения экологических параметров двигателей. В 2005 г. на кафедру пришел к.т.н. доцент Сергей Аркадьевич Кравченко, имевший опыт работы судового моториста, научного сотрудника Военно-морской академии, второго механика ледокола. В сферу его деятельности были переданы курсы по конструкции и теоретическим основам эксплуатации дизелей. Для повышения качества преподавания дисциплины «Технология дизелестроения» на кафедру в 2007 г. перешел доцент О.Ю. Фасолько, ранее работавший на кафедре технологии судового машиностроения.

Горько осознавать, но за короткий промежуток времени после 2007 г. мы уже попрощались с доцентом О.Ю. Фасолько, доцентом С.А. Кравченко



Последние из поколения учеников В.А. Ваншейдта — П.А. Гордеев, В.А. Плотников и Г.В. Яковлев, 2004 г.



С.Р. Семиоличев проводит практическое занятие по конструкции двигателей в специализированной аудитории кафедры

и профессором Г.И. Шаровым. В очередной раз кадровый вопрос стал для кафедры болезненным.

С 2008 г. заведующим кафедрой избран автор статьи.

В настоящее время учебные планы и программы специальных дисциплин, разработанные на кафедре, обеспечивают системность и непрерывность обучения по специальностям 140501 «Двигатели внутреннего сгорания» и 180103 «Судовые энергетические установки». Следуя классическим канонам преподавания, основными принципами в обучении являются: «историзм» в восприятии фактической и методической информации, «от общего к частному» с нацеленностью на практический выход учебных заданий, «от простого к сложному» с многократными возвращениям к основным понятиям с различных научных позиций, «обучение в сочетании с воспитанием», не прекращающееся с окончанием аудиторных занятий.

Штатный состав кафедры численно составляет 12 полных ставок и состоит из двух профессоров и д.т.н., шести доцентов и к.т.н., пяти старших преподавателей и одного ассистента. Необходимо отметить, что из 14 преподавателей совместителями или же имеющими дополнительную работу являются 9 человек, в основном молодые сотрудники.

Научно-исследовательская деятельность после полного развала с начала 1990-х гг. постепенно начинает возрождаться. С 2009 г. в рамках федеральной целевой программы выполняется ОКР теме «Разработка и создание двигателя с внешним подводом теплоты по циклу Стирлинга для многотопливного автономного источника тепловой и электрической энергии».

Дизельный участок факультетской лаборатории выжил в тяжелые для материальной части 1990-е гг. В настоящее время в рабочем состоянии находятся 5 дизельных стендов, в том числе с коломенскими дизелями типа Д42 и 40ДМ. На базе двигателя типа 2Ч8,5/11 создан стенд для исследования газожидкостного цикла на древесном топливе.

Традиционно на кафедре ведется работа по подготовке научных кадров в аспирантуре. Общее число защит под руководством преподавателей кафедры 98, в том числе под руководством В.А. Ваншейдта — 46, П.А. Истомина — 32, Б.А. Захаренко — 7, В.К. Румба — 5, П.А. Гордеева — 3, Г.И. Шарова — 2, К.Н. Коптева — 2, В.В. Гаврилова — 1.

Оживает научная и общественная активность студентов, участвующих в научных работах кафедры и в поддержке сайтов дизелистов.

В определенном смысле к достижениям кафедры можно отнести и успехи студентов в учебе и науке. Так, в последнее десятилетие практически в каждый учебный год студенты нашей специальности удостаиваются специальных стипендий Президента РФ или Правительства РФ — это А.С. Столяров, Д.С. Семиоличев, А.М. Минасян (перечислены в порядке представления). В настоящее время к стипендии Президента РФ представлен студент 5-го курса Д.В. Сертаков.

Будем надеяться, что коллектив кафедры судовых ДВС и дизельных установок и далее будет достойным продолжателем славных традиций, заложенных В.А. Ваншейдтом.

УДК 621.436

ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ, ПЕДАГОГИЧЕСКАЯ И НАУЧНАЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ ВСЕВОЛОДА АЛЕКСАНДРОВИЧА ВАНШЕЙДТА (Посвящается 120-летию со дня рождения)

В.К. Румб, профессор
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

В хронологической последовательности рассмотрена деятельность признанного основоположника отечественной школы судового дизелестроения, заслуженного деятеля науки и техники РСФСР, лауреата Государственной премии, д-ра техн. наук, профессора В.А. Ваншейдта. Приведены сведения, позволяющие восстановить историю создания отечественных дизелей на заводе «Русский дизель», становление и развитие кафедры судовых двигателей Кораблестроительного института (ЛКИ).

Признанный всеми основатель и учитель отечественной школы судового дизелестроения В.А. Ваншейдт родился в г. Батуми 7 августа 1890 г. Закончив 6-ю Петроградскую гимназию, он поступил в Технологический институт, а в 1914 г., получив квалификацию инженера-технолога, был принят на завод «Людвиг Нобель» (позже «Русский дизель»). Сначала он работал помощником, а затем начальником сборочного цеха и испытательной станции. К тому времени на заводе было освоено около 40 типов дизелей с цилиндровой мощностью от 8 до 160 кВт [1]. Успешно проходили испытания нового дизеля 8ДКРВ 39/43 для подводных лодок типа «Барс». Шло освоение дизелей с диаметром цилиндра 600 мм. По существу сразу с началом работы на заводе Всеволод Александрович начал отрабатывать на стеклянных моделях продувку цилиндра с эксцентричным расположением окон. Впервые такой продувкой был оборудован двигатель 2ДВ45/48, а позже двигатели серии 2126 (ДВ41/50) (основные параметры этого и других двигателей того времени приведены в таблице). В рамках решения данной задачи были проведены интересные опыты на двигателе 1ДВ27,5/41, который был переделан из четырехтактного дизеля и имел прямоточно-клапанную продувку. Опыты сводились к тому, чтобы продувка и наполнение цилиндра осуществлялись за счет инерции столба выпускных газов. По результатам этих опытов им были опубликованы две первые научные статьи. В те же годы В.А. Ваншейдт приступил к опытам по механическому распыливанию топлива. Им были запатентованы конструкции двух оригинальных насос-форсунок [2]. Одна из них получила всеобщее признание только в послевоенные годы и успешно применяется в наши дни. Таким образом, уже в первые годы своей производственной деятельности Всеволод Александрович занимался самыми актуальными проблемами судового дизелестроения.



Всеволод Александрович Ваншейдт (1890–1982) лауреат Государственной премии, заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор

В 1923 г. В.А. Ваншейдту было предложено возглавить конструкторское бюро завода «Русский дизель». К этому времени из-за разрухи, связанной с первой мировой и гражданской войнами, выпуск дизелей практически прекратился, ведущие инженеры рассеялись по стране или частично иммигрировали. Несмотря на это уже через два года производство было восстановлено, одновременно пересмотрен ассортимент выпускаемых ранее дизелей, а конструкторское бюро приступило к разработке новых бескомпрессорных двигателей. Первые успешные опыты с механическим распыливанием топлива на работающем двигателе состоялись 21 февраля 1925 г. Сохранилось совсем мало сведений об этих событиях. Известно только то, что испытания проводились на одноцилиндровом отсеке 1Ч27,5/41. Впрыск топлива осуществлялся системой, состоящей из отдельного топливного насоса высокого давления и автоматической форсунки. Основываясь на достигнутом, В.А. Ваншейдт в том же году приступил

Судовые серийные двигатели, разработанные конструкторским бюро завода «Русский дизель» под руководством В.А.Ваншейдта за период 1923–1938 гг.

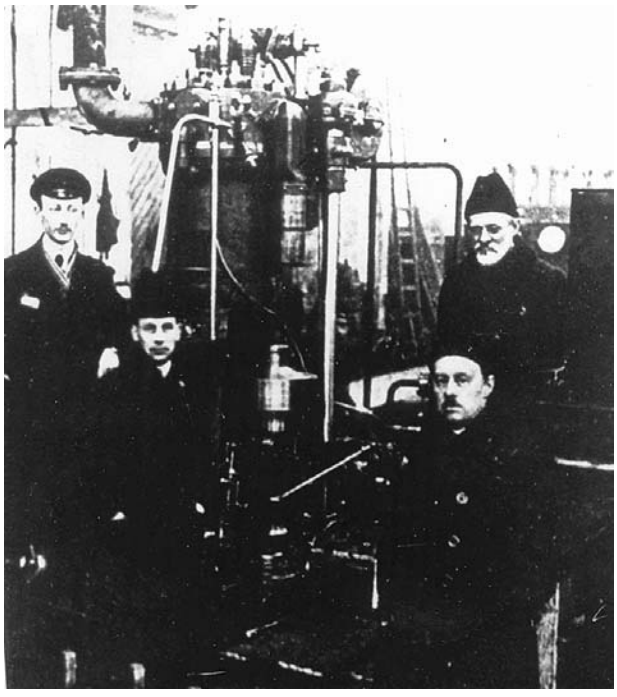
Год постройки	Заводское обозначение (серия)	Обозначение двигателя	Число цилиндров	Цилиндровая мощность, л. с.	Частота вращения, об/мин	Среднее эффективное давление, кгс/см^2	Удельный расход топлива, г/(л. с. · ч)	Удельная масса, кг/л. с.
1925	2126	ДКРВ41/50	4,6	125	180	4,8	190	75
1927	2400	ДКРВ65/86	6	367	115	5,0	185	140
1927	2049	Д27,5/35	2,3	50	300	3,3	195	50
1930	S-68	ДКРВ68/120	4,6	450	100	4,7	185	120
1930	RK-30	ДКФ 30/40	2–4, 6	50	300	2,6	210	60
1934	ДР 24	ДР24/38	4,6	60	375	4,2	187	30
1936	TS-29	ДР29/50	4,6	100	300	4,5	180	40
1936	QLK-51	ДКВ51/55	9	500	420	5,0	185	18
1938	ДКР 51	ДКР51/55	9	465	400	4,7	180	15
1939	ДР 43	ДР43/61	8	250	250	5,1	180	29

Примечание. Автор использует систему физических единиц МКГСС, что соответствует технической литературе довоенных лет.

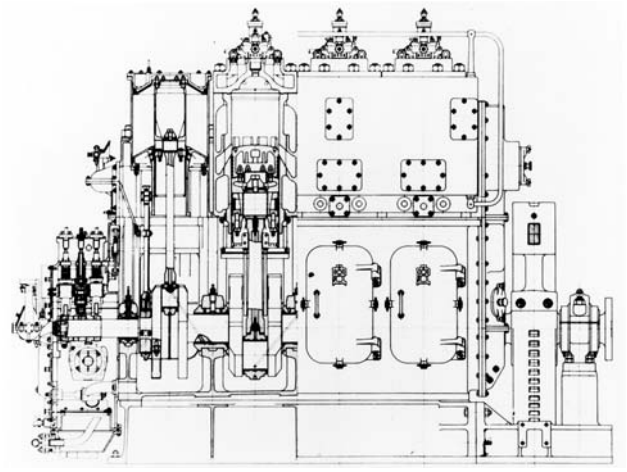
к созданию серийного бескомпрессорного двигателя. Первым таким дизелем по праву можно считать двигатель завода «Русский дизель» 1Д27,5/35. Его стендовые испытания состоялись 6 января 1927 г. Это вертикальный одноцилиндровый двухтактный дизель мощностью 37 кВт при 300 об/мин. Более подробно его конструктивные особенности изложены в [3]. Двигатель имел кривошипно-картерную продувку и дополнительный продувочный поршневой насос. На его базе были созданы двух- и трехцилиндровые двигатели, получившие широкое применение в качестве судовых дизель-генераторов.

Для выполнения плана судостроения, в котором до 1931 г. предусматривалось строительство 216 судов и 16 буксиров, требовались дизеля. Их срочная необходимость пробудила В.А. Ваншейдта вернуться к производству ранее выпускаемых заводом дизелей. Так, после переработки чертежей были запущены в производство двигатели серии 2126. Первые из них в составе двухмашинных установок эксплуатировались на танкерах «Азнефть» и «Грозный», построенных на Балтийском заводе и Северной верфи в 1926 г. Точно таким же образом было начато производство более мощных компрессорных дизелей 6ДКРВ65/86. После успешного испытания головного экземпляра было заказано сразу 12 таких машин. Первая из них была установлена в 1928 г. на грузопассажирском рефрижераторе «Ян Рудзутак», построенном на Северной верфи. В качестве вспомогательных двигателей на данном рефрижераторе использовались упомянутые выше дизели Д27,5/35 в трехцилиндровом исполнении [4].

Несмотря на достигнутые успехи, отечественное дизелестроение испытывало существенные трудности из-за отставания технологии. Для скорейшей ликвидации этой проблемы в мае–июне 1927 г. В.А. Ваншейдта откомандировали на заводы фирмы «Зульцер». Свои наблюдения он отразил в подробном отчете, который послужил основанием лицензионного договора с фирмой «Зульцер» на десятилетний срок [5]. Полученные по лицензии чертежи требовали переработки, поэтому конструкторское бюро завода приступило к этой работе, выбрав четыре двигателя. На первом этапе был налажен серийный выпуск судовых МОД серии S-68; в шестицилиндровом исполнении они развивали мощность 2700 л. с. при 100 об/мин. Судовые установки с этими двигателями комплек-



Ваншейдт В.А. и профессора Харитонович Б.Г., Дьяков Д.Н., Радциг А.А. после испытания бескомпрессорного дизеля 1Ч27,5/41 (21 февраля 1925 г.)



Продольный разрез двигателя 3Д27,5/35

товались вспомогательными форкамерными дизелями серии RK-30, которые также делали на заводе по лицензии. В 1930–1931 гг. такие комплекты дизелей устанавливались на суда, строившиеся Северной верфью, — одновальные грузопассажирские теплоходы «Макс Гельц» и «Бела Куна» водоизмещением 8150 т, ими же оборудовались лесовозы типа «Волголес» и «Двинолес», построенные в 1932–1935 гг. Адмиралтейским заводом. В 1936 г. «Русский дизель» стал выпускать еще два лицензионных двигателя — бескомпрессорный TS-29 и крейцкопфный компрессорный QLK-51. Выпуск этих дизелей был весьма мал, чего нельзя сказать о двигателе TS-29.

Между тем условия договора были весьма жесткие: во-первых, за каждый изготовленный двигатель завод платил фирме как за купленный у нее и, во-вторых, фирма передавала чертежи устаревших двигателей. Освобождение от лицензионного договора стало очередной задачей главного конструктора. Вместо RK-30 завод разработал тронковый бескомпрессорный дизель ДР24/38 с поршневым продувочным насосом. Созданные соответственно в 1934 и 1938 гг. 4ДР24/38 и 6ДР24/38 обладали по сравнению с RK-30 вдвое меньшей металлоемкостью.

Интенсивная постройка подводных лодок требовала большого количества современных дизелей. В связи с этим В.А. Ваншейдт принял весьма ответственное решение — создать дизель нового типа с продувочным насосом типа «Рут» и механическим впрыском топлива. В обещанный годичный срок первый в мире среднеоборотный бескомпресорный дизель 9ДКР51/55 мощностью 4200 л. с. был сдан заказчику в 1938 г. В то время этот двигатель по своим показателям и конструктивному исполнению опережал зарубежные аналоги той же мощности. Кстати, фирма «Зульцер» смогла изготовить подобный двигатель лишь спустя год. Новые дизели 9ДКР51/55, отличавшиеся высокой надежностью и рекордно малой удельной массой (15 кг/л. с.), устанавливались на самые крупные подводные лодки, которые принимали активное участие в Великой Отечественной войне в составе Северного флота.

Успешное испытание двигателя 9ДКР51/55 и истечение срока лицензии позволили В.А. Ваншейдту перейти к разработке более современного двухтактного судового дизеля 8ДР43/61. Новый дизель предназначался для судов торгового и промыслового флотов. Интересна судьба первого двигателя этого исполнения: он был потоплен немцами вместе с судном в 1941 г. Для больших подводных лодок требовались дизели мощностью 6000 л. с., и эта задача также блестяще была решена: двигатель 10ДКР51/55 был построен и прошел полный цикл заводских испытаний в конце 1941 г., однако запустить его в серийное производство помешала война.

В 1938 г. В.А. Ваншейдт полностью перешел на педагогическую работу в Ленинградский кораблестроительный институт. Хотя раньше, еще 1929 г., Всеволод Александрович по совместительству привлекался к преподаванию на кораблестроительном факультете Ленинградского политехнического института, а в 1930 г. он организовал и возглавил кафедру ДВС на машиностроительном факультете созданного к этому времени Ленинградского кораблестроительного института. В 1931 г. ему присваивается ученое звание профессора, а в 1941 г. он защитил докторскую диссертацию. Становление кафедры самым непосредственным образом связано с именем В.А. Ваншейдта: были заложены основы научной школы кафедры, создана лабораторная база, профилирующие дисциплины обеспечены учебной литературой, создана аспирантура. В руководителе кафедры сочетались лучшие качества ученого, педагога, инженера-практика.

Авторитет В.А. Ваншейдта позволил кафедре в короткий срок занять лидирующее положение в области подготовки инженеров по судовым ДВС и дизельным установкам. Особенно велик его вклад в создание учебно-методической литературы и подготовку научных кадров. В 1938 г. выходит первый учебник по теории и конструкции судовых ДВС, а спустя три года учебник по проектированию и испытанию ДВС. Это были первые в мире фундаментальные учебники, по которым училось не одно поколение студентов. Позже была выпущена серия учебников, среди которых «Теория судовых ДВС» (1950 г.) признается одним из лучших. За этот учебник Всеволод Александрович удостоен Государственной премии.

Эвакуация в период Великой Отечественной войны не помешала Всеволоду Александровичу



В.А. Ваншейдт с сотрудниками кафедры и лаборатории у стенда для скоростной киносъемки процесса распыливания, 1960-е гг.



Чествование В.А. Ваншейдта на ученом совете ЛКИ. Поздравляет декан Кораблестроительного факультета В.В. Рождественский

продолжить свою деятельность. Находясь в г. Пржевальске, он заведовал кафедрой ДВС переведенного туда Николаевского кораблестроительного института. В 1944 г. В.А. Ваншейдт возвращается в Ленинград и включается в работу по восстановлению кафедры ДВС ЛКИ. По его инициативе был создан уникальный справочник «Дизели», который выдержал три издания и до сих пор не потерял своей значимости. В 1961 г. В.А. Ваншейдту присвоено почетное звание «Заслуженный деятель науки и техники РСФСР». По инициативе Всеволода Александровича в 1962 г. при Ленинградском кораблестроительном институте был создан первый в СССР специализированный Ученый совет по присуждению ученых степеней в области ДВС. В 1969 г. В.А. Ваншейдт издает учебник «Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей», который сразу стал и остается настольной книгой студентов и инженеров.

Совершенствование рабочего процесса с механическим впрыском топлива, высокий наддув и повышение технико-экономических показателей



Редкий кадр запечатлел улыбку В.А. Ваншейдта на Совете, посвященном его 90-летию

судовых ДВС, по существу, было основным направлением всей многолетней деятельности В. А. Ваншейдта и стало доминирующим направлением кафедральных научных работ. По этому направлению им подготовлено 46 кандидатов и 3 доктора технических наук. Так создавалась, развивалась школа Ваншейдта Всеволода Александровича — отечественная научная школа, получившая всеобщее признание как в нашей стране, так и за рубежом. Приведенные в статье краткие хронологические сведения лишь в малой степени отражают выдающую деятельность талантливого конструктора, исследователя, ученого и педагога, который на протяжении 68 лет активно работал над созданием отечественных судовых дизелей.

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, лауреат Государственной премии, доктор технических наук, профессор В.А. Ваншейдт скончался 27 сентября 1982 г.

Литература

1. *Ваншейдт В.А.* Дизелестроение на заводе «Русский дизель» после октября // Дизелестроение. — 1937. — № 11. — С. 16–28.
2. *Воронковский В.П., Истомин П.А., Фуки М.М.* Всеволод Александрович Ваншейдт // Труды ЛКИ, вып. X. — 1950. — С. 3–10.
3. *Румб В.К.* Первые отечественные бескомпрессорные дизели // Двигателестроение. — 2008. — № 1. — С. 46–48.
4. *Румб В.К.* Становление советского дизелестроения. // Судостроение. — 1992. — № 3. — С. 63–66.
5. *Истомин П.А.* Научная и производственная деятельность профессора В.А. Ваншейдта на заводе «Русский дизель». — СПб., изд. центр ИПМ РАН, 1992. — 12 с.

УДК 621.436

КАК НАМ ПРЕОБРАЗОВАТЬ ТРАКТОРНОЕ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

А.П. Маслов, к.т.н., главный специалист
ООО ГСКБ «Трансдизель»
В.В. Бирюк, д.т.н., проф.,
Самарский государственный аэрокосмический университет
им. академика С.П. Королева

Создание современных конкурентоспособных отечественных дизельных двигателей различного общепромышленного и двойного применения предусматривает необходимость решения комплекса организационных, маркетинговых, финансовых, научно-технических и производственно-технологических задач. Решение этих задач за счет собственных ресурсов в условиях кризисного состояния отрасли отечественного двигателестроения непосильно для любого действующего предприятия.

В этих условиях создание современных дизельных двигателей предлагается осуществлять консолидировано на основе развития компьютеризированных CALS/ИПИ технологий при объединении для этих целей научно-технического потенциала различных специализированных организаций в едином информационном пространстве.

В апреле 2009 г. Всероссийская научно-практическая конференция «Развитие двигателестроения в России», посвященная 30-летнему юбилею журнала «Двигателестроение», приняла решение, обращенное к Правительству Российской Федерации, с предложениями о принятии безотлагательных мер по выходу отечественного двигателестроения из системного кризиса. К безотлагательным мерам были отнесены: разработка и принятие федеральной целевой программы (ФЦП) развития отечественных двигателей и их компонентов; создание федерального межотраслевого научного центра развития двигателестроения, усилиями которого ФЦП должна быть реализована в самые кратчайшие сроки.

Решение конференции было поддержано комитетом по науке Государственной Думы РФ, и реакция на обращение в правительство была достаточно оперативной и обнадеживающе позитивной.

В декабре 2009 г. Правительственная комиссия по транспорту и связи, возглавляемая заместителем Председателя Правительства С.Б. Ивановым, поручает министерствам (минэкономразвития, минпромторгу, минтрансу и минобороны) совместно с заинтересованными организациями до 1 марта 2010 г. разработать и внести в установленном порядке в Правительство РФ проект ФЦП «Создание и организация производства в РФ в 2011– 2015 гг. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения».

Однако по истечении года выяснилось, что все поручения по подготовке ФЦП носят закрытый характер, а ведущие специалисты и организации отрасли оказались традиционно «отодвинутыми» от принятия решений, направленных на развитие отрасли.

В четвертом номере журнала «Двигателестроение» за 2009 г. было опубликовано письмо директора департамента базовых отраслей промышленности В.В. Семенова от 01.10.2009 года № ПГ-2306 в адрес журнала «Двигателестроение» о заинтересованности отраслевых Департаментов Минпромторга России в рассмотрении предложений по созданию «Федерального научно-технического центра развития традиционных и альтернативных двигателей и источников энергии различного назначения».

В ответ на это письмо в Министерство промышленности и торговли поступило предложение о создании Федерального научно-технического центра развития традиционных и альтернативных двигателей и источников энергии различного назначения от ООО «ЧТЗ-Уралтрак» и Южно-Уральского государственного университета (г. Челябинск). В этом предложении была обоснована необходимость создания центра на базе этих предприятий [1].

Однако, по нашему мнению, должного понимания это предложение не получило.

На современном этапе развития двигателестроения проведение исследований, использование информационных технологий, внедрение результатов работы фундаментальной науки в серийное производство, подготовка высококвалифицированных кадров требуют существенных материальных затрат и для отдельных предприятий эти затраты непосильны. В этом случае создание Центра, координационная работа которого основана на принципах информационных техно-

логий (при обязательной финансовой поддержке государства), приобретает особое значение. Центр может организовать работу конкретного предприятия при информационной поддержке других предприятий и организаций, имеющих более высокий уровень квалификации и оснащенности.

Как было отмечено президентом Российской Федерации Д.А. Медведевым 13 мая 2010 г. на заседании Комиссии по модернизации и технологическому развитию экономики России, сегодня уже никому не нужно доказывать, что роль и место, которое занимает государство в мире, зависит и от степени развития информационных технологий (журнал «Транспорт и связь Российской Федерации». 2010. № 5. С. 3).

Применительно к рассматриваемой теме эти слова наиболее актуальны и полностью отражают наше стремление преобразовать двигателестроение на базе современных принципов работы.

Как известно, на качество выполняемых работ, надежность и безопасность существенное влияние оказывает так называемый «человеческий фактор». Использование компьютеризированных систем снижает степень влияния этого фактора, особенно при организации работ на принципах CALS-технологий. Создание центра и организация его работы на этих принципах позволит повысить качество выпускаемой продукции, степень использования оборудования и оптимизировать производственные расходы.

Целесообразно использовать положительный опыт западных двигателестроительных фирм, которые активно и оперативно используют достижения в различных областях науки для повышения технического уровня выпускаемых двигателей и организации производства на принципах CALS-технологий.

Рожденные в 80-е годы прошлого столетия в оборонном ведомстве США, эти технологии за счет своей эффективности, получили широкое распространение в различных отраслях промышленности западных стран.

В России аналогичный метод, основанный на принципах CALS-технологий (российский аналог ИПИ — информационная поддержка изготовления изделий), получил распространение в основном в авиации и космонавтике благодаря более высокому уровню компьютеризации и оснащенности этих отраслей.

В настоящее время уровень компьютеризации отечественного двигателестроения уже позволяет использовать CALS-технологии при организации производства [2].

Примерная схема организации работ в отрасли на основе CALS-технологий выглядит следующим образом.

➢ Маркетинговый анализ целесообразности разработки нового двигателя. В результате этих исследований формируется модельный ряд двигателей с соответствующими потребительскими свойствами.

➢ По результатам маркетинговых исследований на основании расчетного анализа формируется структурная и конструктивная схема двигателей по расположению цилиндров, их количеству, рабочему объему и других параметров (CAE-программный комплекс, ориентированный на решение научно-исследовательских задач).

➢ На основе математического моделирования формируются геометрические размеры основных элементов двигателя, а именно поршня, камеры сгорания, конструкции блок-картера и коленчатого вала, а также других компонентов (CAD-программный комплекс, ориентированный на решение конструкторских задач).

➢ Разрабатывается в электронном виде конструкторско-технологическая документация, которая поступает в центр управления производственным участком, где формируется виртуальный облик изделия и разрабатывается программа изготовления (CAM-программный комплекс, ориентированный на решение производственных задач), в которой проверяются, уточняются и согласовываются выходные параметры изделия и их соответствие чертежно-технической документации (CAI-программный комплекс, ориентированный на выполнение работ комплекса измерительной системы).

➢ Проводятся «виртуальные» испытания опытного образца изделия на предмет соответствия заявленных потребительских свойств.

➢ Выполняется расчетный анализ основных критических узлов и элементов «виртуального» двигателя, что позволяет перейти к следующему этапу моделирования жизненного цикла изделия — к утилизации. На этом этапе определяются целесообразность вторичного использования узлов и элементов изделия с целью оптимизации расходов на восстановление или дальнейшую переработку.

Аналогичным образом выполняется электронное построение всего двигателя вплоть до его установки на конкретный агрегат.

В 2008 г. ООО «ЧТЗ-Уралтрак» выиграло конкурс на выполнение НИОКР по теме: «Создание модельного ряда дизельных двигателей жидкостного охлаждения» (шифр работы: ИПТ-8-001), проводимый Министерством промышленности и торговли РФ.

Одним из основных условий этого проекта было обеспечение содержания вредных компонентов в отработавших газах дизельного двигателя в соответствии с требованиями ГОСТ 41.96-2005

для внутреннего рынка и Tier 4 (STAGE 4) для экспорта.

Для выполнения этого условия ООО «ЧТЗ-Уралтрак» было вынуждено обратиться к услугам фирм «Ricardo» (Великобритания) и AVL (Австрия), а по вопросу разработки топливной аппаратуры велись переговоры с фирмой «Bosch» (Германия). Только за разработку системы топливоподачи фирма «Bosch» запросила 750 тыс. евро без НДС, а что дальше? Как следует из этих предложений ООО «ЧТЗ-Уралтрак» попадает в техническую зависимость от иностранной фирмы, аналогичная опасность наблюдается и у отечественных производителей автомобилей «КамАЗ» и ЯМЗ/МАЗ.

Девятого апреля 2010 г. вышло постановление правительства Российской Федерации № 218 «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства». Организация конкурса была поручена Министерству образования и науки.

ООО «ЧТЗ-Уралтрак» совместно с Самарским государственным аэрокосмическим университетом приняли участие в этом конкурсе с проектом «Разработка быстродействующей топливной аппаратуры на основе компьютерного моделирования тепловых процессов и процессов смесеобразования в дизельных двигателях с использованием электронных систем управления и контроля на основе CALS-технологий», который не вошел в число победителей. В конкурсе приняло участие более 1270 организаций, и было представлено 637 проектов. Однако настораживают результаты: из 112 проектов, признанных победителями конкурса, ни один проект, посвященный проблемам двигателестроения, не вошел в список победителей.

Вышеуказанный конкурсный проект был направлен на разработку и создание отечественной электронной системы управления подачей топлива на основе достижений аэрокосмической промышленности и их использования в транспортном машиностроении.

По нашему мнению, данное направление работ в достаточной мере актуально и представляет интерес не только для ООО «ЧТЗ-Уралтрак», но и для других предприятий, занимающихся выпуском двигателей для нужд промышленности, сельского хозяйства, техники специального назначения и малой авиации.

Принимавший участие в работе международного форума «Технологии в машиностроении-2010» Председатель правительства РФ В.В. Путин отметил: «Безусловно, будущее российского машиностроения немыслимо в отрыве от мировых тенденций. И нам нужны эффективные модели технологической и промышленной кооперации, привлечение перспективных зарубежных партнеров, способных принести новые идеи, свой опыт организации высокотехнологичных производств» [3]. Конечно, сотрудничество с иностранными предприятиями необходимо и полезно, однако не стоит забывать и об отечественных специалистах, занимающихся проблемами двигателестроения.

В очередной раз проблемы двигателестроения в России обсуждались осенью 2010 года на одном из совещаний военно-промышленной комиссии при правительстве РФ, где был поднят вопрос о целесообразности создания центра компетенции по разработке, производству и оценки технического совершенства дизельных двигателей. Однако подобный центр вряд ли сможет способствовать повышению технического уровня выпускаемых в России дизельных двигателей. Это будет еще одна «аморфная» структура, не имеющая конкретного наполнения.

По нашему мнению, создание единого информационного пространства и разработка новых двигателей на основе принципов CALS/ ИПИ-технологий — это и есть инструмент, имеющий конкретное наполнение и необходимый для организации качественного повышения уровня отечественного двигателестроения. Важным аспектом этой работы является необходимость максимального использования научного и технологического потенциала российской аэрокосмической отрасли. Это сотрудничество может оказаться полезно не только для тракторного дизелестроения, но и для транспортного машиностроения в целом.

Организация научных исследований и производства на принципах CALS-технологий, то есть электронного управления этими процессами в такой стратегической отрасли, как двигателестроение, является актуальной проблемой, решение которой позволит вывести двигателестроение на качественно более высокий уровень.

Если специализированные организации, занимающиеся развитием двигателестроения, не получают необходимой государственной поддержки, то, по мнению авторов, они могут и должны объединиться и, используя единое информационное пространство, консолидировано участвовать в проводимых Правительством конкурсах.

В качестве координатора при создании единого информационного пространства и создании банка данных передовых достижений в отечественном двигателестроениии целесообразно использовать специализированный научно-технический журнал «Двигателестроение».

Например, из публикаций, посвященных результатам выполненных научных исследований известно,что

➢ МВТУ имени Н.Э. Баумана имеет большой опыт работ по выполнению прочностных расчетов и исследованиям рабочего процесса двигателей;

➢ МАДИ имеет передовой опыт по расчету и исследованию структурного шума двигателей;

➢ Южно-Уральский государственный университет имеет хорошую школу по расчету гидродинамических параметров подшипников скольжения и узлов трения;

➢ Самарский государственный аэрокосмический университет имени С.П. Королева имеет опыт подготовки специалистов для выполнения исследований на основе CALS-технологий.

Этот перечень, приведенный в качестве примера, безусловно будет расширяться по мере создания банка данных передовых достижений отечественного двигателестроения. По мере накопления данных и ориентируясь на научный уровень выполненных исследований появится возможность выбора наиболее квалифицированных исполнителей для консолидированного участия в конкурсах, организованных Заказчиками любых форм собственности, для создания новых двигателей и их компонентов

В сложившейся кризисной ситуации, когда судьба отечественного двигателестроения решается административными методами в условиях информационного вакуума и без участия ведущих специалистов отрасли, аторы этой статьи предлагают для обсуждения свое видение решения проблемы с опорой на достижения отечественной школы двигателестроения.

Мы убеждены, что для возраждения отрасли двигателестроения в России необходимо создание Федерального межотраслевого научного центра (или нескольких центров), которые должны функционировать на базе единого информационного пространства, объединяющего передовые достижения отечественной школы двигателестроения с использованием CALS-технологий.

Мы приглашаем к сотрудничеству специалистов, владеющих методами расчета элементов, деталей, узлов, систем, механизмов и двигателя в целом, и эти методы и программы должны стать основой для создания единого информационного пространства.

Для подтверждения готовности к сотрудничеству необходимо сообщить о себе следующую информацию:

➢ какие расчетные исследования в области создания новых двигателей и их компонентов вы готовы выполнять;

➢ какими программными комплексами для выполнения моделирования и расчетных исследований в области двигателестроения вы владеете;

➢ как, по вашему мнению, можно организовать единое информационное пространство.

Информацию просим присылать на адреса электронной почты:

maslov_a@chtz.ru
teplotex_ssau@bk.ru
cnidi_ecoservice@rdiesel.ru

Литература

1. Создание Федерального научно-технического центра развития двигателестроения/ В.И. Захаров, В.С. Мурзин, Ю.В. Рождественский, А.П. Маслов // Транспорт и связь Российской Федерации. — 2010. — № 1. — С. 36–39.

2. Российская энциклопедия CALS Авиационно-космическое машиностроение / Под ред. А.Г. Братухина. — М.: ОАО «НИЦ АСК», 2008, — 608 с.

3. *Путин В.В.* Мы убеждены: России необходимо сильное конкурентоспособное машиностроение // Транспорт и связь Российской Федерации. — 2010. — № 5. — С. 6–9.

УДК 621.436

СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВС И ИХ КОМПОНЕНТЫ

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

В июне этого года в Бергене (Норвегия) состоялся 26-й Конгресс CIMAC. На нем было представлено более трехсот докладов, посвященных различным аспектам теории, проектирования, исследования и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания. В числе прочих обсуждались проблемы автоматизации двигателей с применением систем электронного управления. Это направление приобретает все большую актуальность, в первую очередь, в связи с расширяющимся применением систем типа common rail.

НЕПРЕРЫВНЫЙ МОНИТОРИНГ СОСТАВА ТОПЛИВА КАК СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДИЗЕЛЯ

Patrice Flot, Controle Mesure Regulation, Франция,
Alain Meslati, Controle Mesure Regulation, Франция,
Thierry Delorme, Ecole Centrale Marseille, Франция

Использование современной электроники открывает новые возможности гибкого регулирования таких параметров, как давление и температура воздушного заряда, охлаждающей жидкости, масла и топлива, однако качество топлива в число таких параметров до сих пор не входило, поэтому оптимизация рабочего процесса в настоящее время выполняется исходя из некоего усредненного состава топлива, имеющегося на рынке. Следовательно, существенное отклонение фактического состава топлива от расчетного может приводить к заметному изменению показателей двигателя.

Требования к топливной экономичности двигателей и их экологическим характеристикам непрерывно возрастают.

Одна из причин поиска альтернативных источников энергии состоит в замедлении темпов дальнейшего совершенствования дизельных двигателей. Так, для снижения расхода топлива на 5 % потребовалось около 10 лет. Очевидно, что в будущем на это потребуется еще больше времени, поскольку КПД современных двигателей приближается к КПД цикла Карно.

В настоящее время для снижения расхода топлива и вредных выбросов чаще всего используются такие технологии и средства, как:

- ➢ система впрыска common rail;
- ➢ профилирование кривой впрыска;
- ➢ многотопливный впрыск;
- ➢ процесс Миллера;
- ➢ регулируемые фазы газораспределения;
- ➢ регулируемая степень сжатия;
- ➢ 2-ступенчатый турбонаддув;
- ➢ регулируемый турбокомпрессор;
- ➢ использование водотопливной эмульсии;
- ➢ увлажнение воздушного заряда;
- ➢ рециркуляция отработавших газов.

Кроме того, пользователи стараются снизить расход топлива и количество вредных выбросов за счет эксплуатационно-технических мероприятий, касающихся как собственно двигателя, так и силовой установки в целом.

Внедрение на крупных машинах систем впрыска типа common rail приводит к необходимости использования для управления двигателем большего числа параметров, что, в свою очередь, требует создания новых датчиков, однако состав топлива составляет исключение. В частности, отсутствует непрерывный контроль параметров, определяющих задержку самовоспламенения, а именно цетанового числа (для дизельного топлива) и расчетного углеродного индекса ароматичности CCAI (для тяжелых топлив), при том что указанные параметры существенно влияют на оптимальный угол опережения впрыска, давление в цилиндре, и, в конечном счете, на КПД двигателя.

Согласно нашему прогнозу, новое поколение систем очистки ОГ будет включать в себя непрерывный мониторинг состава топлива, в частности содержания в нем серы.

Состав топлива сказывается не только на экономичности и уровне вредных выбросов, но и на надежности работы установки. Требования Международной ассоциации классификационных обществ (IACS) обязывают судовладельцев хранить пробы топлива из каждой заправки с тем, чтобы впоследствии их можно было предъявить в случае возникновения каких-либо проблем.

Несмотря на эти меры предосторожности, многие операторы сталкиваются со случаями серьезных повреждений двигателей в результате использования некачественного топлива.

В то же время стационарное оборудование для непрерывного анализа топлива существует и успешно работает. Подобное оборудование используется для контроля состава исходных и конечных продуктов нефтеперерабатывающих заводов. С конца 1990-х годов для этой цели применяется измерительная аппаратура, работающая в ближней

инфракрасной области (near infra red technology — NIR).

Однако стационарные аппараты, которые весят около тонны и стоимость которых приближается к миллиону Евро, для условий эксплуатации непригодны.

Используя указанную технологию и накопленный опыт, авторы решили создать миниатюрный NIR-анализатор для дизелей мощностью свыше 500 кВт.

Зависимость между расходом топлива и его составом

Цетановое число зависит от состава топлива и в наибольшей степени влияет на длительность периода задержки самовоспламенения. Чем ниже цетановое число, тем больше период задержки самовоспламенения, что ведет к увеличению давления сгорания (рис. 1).

Поскольку двигатель проектируется на определенную величину давления сгорания, его параметры рассчитываются для самого тяжелого варианта, т. е. нижнего предела цетанового числа, а именно: 40 — для дизельного топлива DA и 35 — для дизельного топлива DB (согласно обозначениям CIMAC).

Фактически, особенно на флоте, нередко встречается топливо с более высоким цетановым числом, однако, чтобы извлечь из этого какую-то выгоду, оператор должен выполнить достаточно трудоемкий анализ и произвести соответствующую подстройку двигателя.

Связь между расходом топлива и периодом его самовоспламенения давно и основательно изучена и впервые была впервые опубликована в SAE Transaction в 1937 г.

Из этой публикации следует, что при оптимальном значении цетанового числа экономия топлива достигает 8 %.

Что касается тяжелых топлив, то здесь потенциал экономии даже больше, поскольку их свойства, определяющие воспламеняемость, включая цетановое число, стандартами ИСО не регламентируются, поэтому поставщики не заботятся о них вовсе. С целью защиты двигателей их изготовители, как правило, задают допуски на величину расчетного углеродного индекса ароматичности (Calculated Carbon Aromaticity Index — CCAI) — параметра, введенного в 1980-х годах фирмой Shell и основанного на плотности и вязкости топлива. Однако CCAI не всегда позволяет точно предсказать период задержки самовоспламенения, особенно если топливо имеет низкую вязкость или высокую плотность.

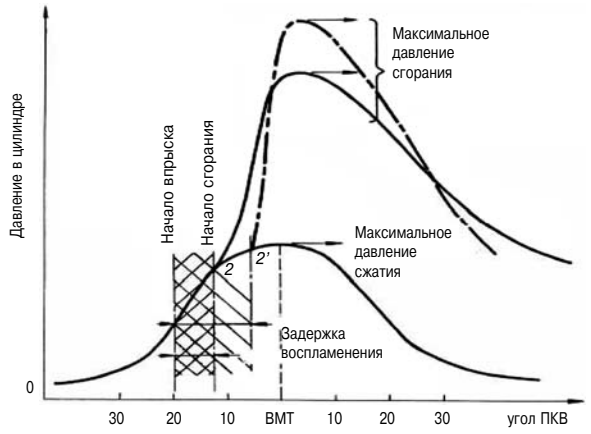


Рис. 1. Динамика изменения давления в цилиндре в зависимости от периода задержки самовоспламенения

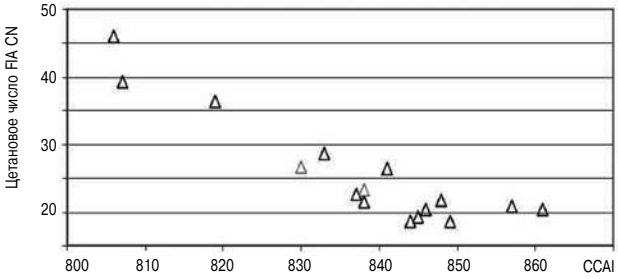


Рис. 2. Зависимость цетанового числа от CCAI (построена с помощью анализатора сгорания)

Поэтому для тяжелых топлив все более актуальным становится использование новых параметров.

На рис. 2 показана зависимость FIA-CN от CCAI по данным одного французского оператора, испытывавшего проблемы с двигателями при низких (порядка 20) значениях FIA-CN топлива. Очевидно, что эти новые параметры не только важны для безопасности, но и позволяют вести плавную настройку процесса сгорания в онлайновом режиме при условии их непрерывного измерения.

Столь же сильно зависит от состава топлива и КПД газового двигателя. Производитель двигателя, как правило, оговаривает метановое число природного или остаточного газа, на котором двигатель будет работать. Датчик состава топлива непрерывного действия послужит хорошим дополнением к датчику детонации там, где возможны значительные колебания состава газа в процессе эксплуатации.

Зависимость между уровнем вредных выбросов и составом топлива

Заводские настройки двигателя, определяющие выбросы CO_2, NO_x, CO, HC и PM, должны обеспечить определенный «запас прочности» с учетом возможных колебаний состава топлива, применяемого в эксплуатации.

Для этого важно установить зависимость уровня вредных выбросов от состава топлива.

На рис. 3 показаны примеры таких зависимостей для четырехтактного автомобильного дизеля с номинальной частотой вращения

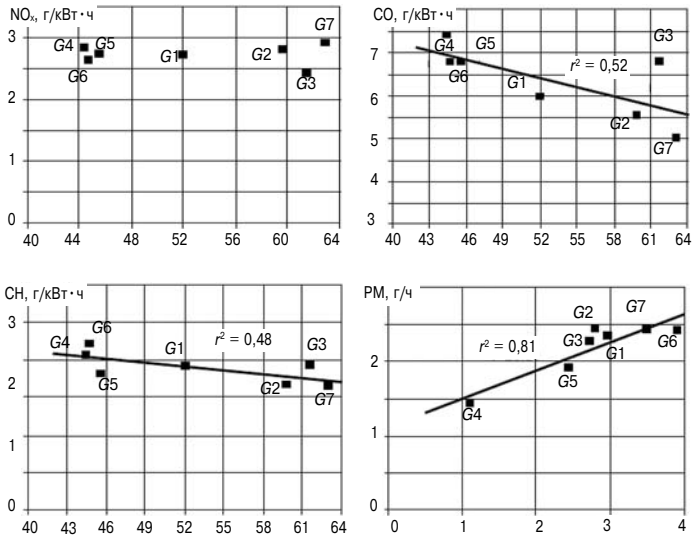


Рис. 3. Зависимость выбросов NO_x, CO, CH и частиц от цетанового числа и вязкости топлива

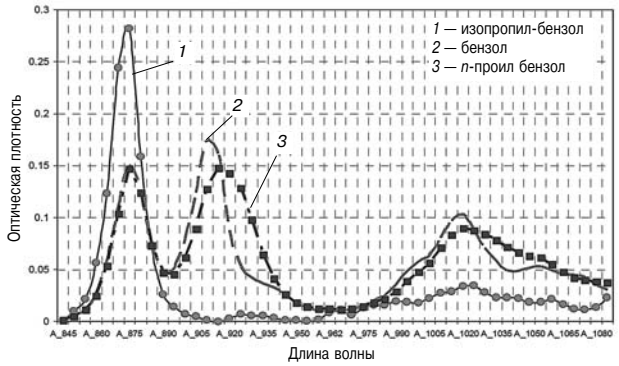


Рис. 4. NIR-спектр для трех различных углеводородов в диапазоне от 845 до 1100 нм

4000 об/мин. Двигатель испытывался при работе на 7 различных сортах дизельного топлива. За исключением NO_x, выбросы других вредных веществ, (например, CO и HC) сильно зависят от цетанового числа и их изменение может достигать 20 %), поскольку именно цетановое число определяет закон сгорания и тепловыделения. В то же время выбросы частиц зависят, в основном, от вязкости топлива.

Непрерывное измерение состава топлива в эксплуатации и использование электронных средств управления двигателем позволят снизить уровень вредных выбросов при использовании низкокачественного топлива, и предотвратить детонацию в случае превышения заданных предельных значений.

Принцип действия

Датчик состава топлива (Fuel Quality Sensor — FQS) состоит из аппаратного и программного модулей.

Основным элементом прибора является оптический датчик, работающий в ближней инфракрасной области (NIR).

NIR-спектроскопия — метод исследования, основанный на поглощении инфракрасного электромагнитного излучения в диапазоне длины волны от 780 до 2500 нм.

В этой области молекулярные связи, такие как C-C, C-H, C-O и O-H, под воздействием света начинают вибрировать и деформироваться. Спектр возникающего при этом излучения несет информацию о молекулярном составе топлива. Он представляет собой сложное сочетание комбинационных и обертонных полос. Такой спектр носит название NIR-спектра.

Для анализа NIR-спектра было необходимо создать принципиально новый миниатюрный спектрометр, пригодный для применения на дизеле, т. е. достаточно прочный, надежный и дешевый. Этим требованиям удовлетворяет спектрометр, который соответствует длине волны от 800 до 1000 нм. В этой области спектра можно использовать обыкновенные кремниевые детекторы и светодиоды.

Как видно из рис. 4, можно четко разделить ароматические и алифатические функции углеводородных составляющих топлива.

На рис. 5 показан миниатюрный датчик последнего поколения, используемый для анализа дизельного топлива, а также тяжелых и легких топлив. Чувствительные элементы датчиков NIR состоят из частотных фильтров и КМОП-структур, вырабатывающих электронный сигнал.

Путь светового луча от источника NIR показан на рис. 6. Луч проходит через светоделитель, при этом часть света попадает на верхнюю часть приемника NIR и образует эталон для сравнения, а другая часть света проходит через окно и да-

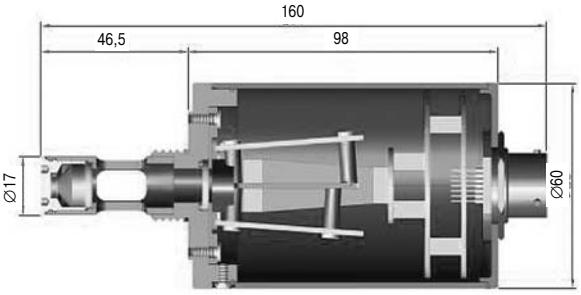


Рис. 5. NIR-спектрометр

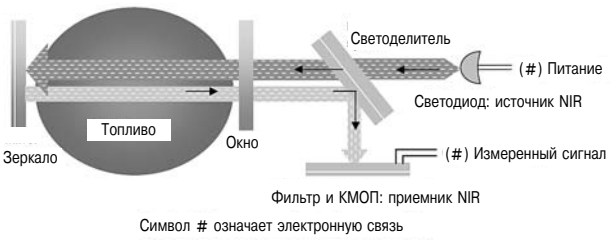


Рис. 6. Оптическая схема датчика

лее, пройдя через поток топлива, попадает на зеркало. Этот свет, отраженный от зеркала, возвращается на светоделитель, откуда попадает на нижний приемник NIR, формируя таким образом измеряемый сигнал.

Размещение датчика на двигателе

Оптимальным местом для установки датчика на двигателе является линия топливоподачи на участке низкого давления (рис. 7). Его можно установить, например, на сгибе топливной трубки, на корпусе фильтра или топливного насоса низкого давления. Датчик соединен с блоком управления двигателя ECU через шину CAN BUS.

Питание датчика производится от источника напряжением 24 В, а его потребление не превышает 5 Вт.

Основные проблемы, с которыми приходится сталкиваться при установке датчиков на двигателе:

➢ постоянно действующее на чувствительный элемент датчика давление в 10 бар, которое в переходных процессах может возрастать десятикратно;

➢ уровень вибрации, достигающий 10 g при частоте от 1 до 2000 Гц;

➢ воздействие высокой температуры (до 160 °С в случае тяжелого топлива);

➢ необходимость самоочищающейся оптики в случае тяжелого топлива;

➢ работа электронных схем при температуре до 105 °С.

При этом ресурс датчика должен быть не менее 48 000 ч.

К настоящему времени изготовлено несколько опытных образцов датчиков состава дизельного топлива, поставленных на лабораторные (без двигателя) испытания. Целью испытаний является проверка способности датчиков к работе непосредственно на двигателе.

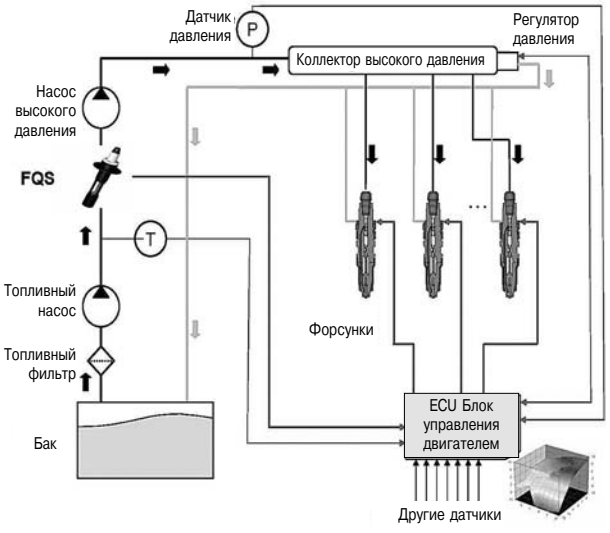


Рис. 7. Система common rail с датчиком состава топлива FQS

Требования к испытания формулируются в соответствии с правилами IACS.

Поскольку процессы впрыска и сгорания во многом зависят от особенностей химического состава топлива, целесообразно организовать непрерывный контроль его свойств, а именно — числа и веса различных химических связей его составляющих. Подобный мониторинг получил название углеводородного профилирования (Hydro Carbon Profiling — HCP). Этот метод был запатентован.

Конечной целью использования датчика является возможность непрерывной оптимизации процесса сгорания в соответствии с текущим составом топлива, что обеспечивает снижение расхода топлива и вредных выбросов, а также повышает эксплуатационную надежность.

Проектант двигателя может воспользоваться либо значениями HCP, либо классическими физико-химическими параметрами, которые измеряются датчиком и передаются по линии CAN BUS.

Сигнал по шине CAN BUS поступает в блок управления двигателем ECU. Таким образом в систему вводится дополнительный параметр управления исполнительными устройствами автоматики дизеля по заданному закону. Закон управления зависит от типа двигателя, и должен быть сформирован по результатам его испытаний. Проектанты двигателя, возможно, предпочтут воспользоваться физическими и химическими параметрами, если им заранее известны связи между этими параметрами и поведением двигателя.

Аналогичные датчики для тяжелого топлива будут доступны в 2011 г. Они отличаются встроенным устройством самоочистки и большей термостойкостью.

Одновременно развернуты работы по созданию подобных датчиков для природного и остаточного газа.

Но уже сегодня, не задаваясь пока целью включить датчики состава топлива в систему управления, их можно использовать в качестве измерительных устройств для контроля следующих параметров:

— плотность;
— вязкость;
— содержание воды в топливе;
— содержание серы;
— цетановое число;
— температура дистилляции;
— температура воспламенения;
— температура застывания;
— теплотворная способность.

Непрерывный контроль указанных параметров через показания датчика, легко считываемые с

использованием протокола CAN BUS, позволяют сравнивать их с соответствующими паспортными параметрами используемого топлива, с их предельными значениями, оговариваемыми производителем двигателя, со спецификациями для данного класса топлива или с рекомендациями CIMAC.

Слепой тест

Квалификационные испытания датчика, проводимые на заводе или на месте установки, всегда начинаются с так называемого «слепого теста». Он заключается в том, что несколько проб различных топлив проверяются с помощью датчика, после чего результаты сравниваются с результатами классических лабораторных анализов. Во время теста результаты лабораторных анализов неизвестны, что исключает возможность специальной подстройки датчика и его ПО.

В период с 2006 по 2009 г. для производителей двигателей и конечных пользователей были проведены «слепые тесты» более 300 видов топлива, и во всех случаях результаты сравнения с данными обычных анализов оказались вполне удовлетворительными.

Выводы

Оптические датчики, работающие в ближней инфракрасной области, открывают путь для создания новых поколений «интеллектуальных» двигателей, работа которых совершенно не зависит от состава топлива в баке.

Первый малобюджетный NIR-датчик состава топлива основан на химическом методе измерения (HCP), представляющем собой универсальный способ определения молекулярной структуры топлива.

Использование NIR-датчика в сочетании с методом HCP позволяет менее чем за секунду получить разнообразную и подробную информацию, включая данные, влияющие на задержку самовоспламенения, а также фактические значения опережения впрыска и (или) соотношения воздух–топливо. Эта информация может быть использована для оптимизации управления процессами сгорания и очистки ОГ. Выходной сигнал датчика поступает в блок управления через стандартный интерфейс CAN BUS, что создает возможность непрерывной оптимизации режима двигателя в реальном времени.

МУЛЬТИМОДЕЛЬНАЯ АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ЗАСЛОНКИ В БАЙПАСЕ ТУРБОКОМПРЕССОРА КРУПНОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Fredrik Oestman, Wartsila Finland Oy
Tom Kaas, Wartsiia Finland Oy, Финляндия

Динамические свойства судовых и стационарных дизелей зависят от множества факторов, в частности, от режима работы двигателя и от внешних условий. Кроме того, на них влияют износ механических компонентов и засорение проходных сечений различных трактов. Поэтому параметры элементов системы постоянно меняются, и их сочетание практически никогда не бывает оптимальным с точки зрения работы двигателя. Оптимизация режима работы двигателя при этом обычно достигается методом параметрической компенсации, суть которого состоит в том, что параметры регулирования становятся функциями измеряемой величины, например, нагрузки двигателя. Альтернативным методом является адаптивное регулирование, преимущество которого состоит в отсутствие дополнительных измерений. Проблемой адаптивных систем является дрейф параметров при недостаточном уровне возмущающих воздействий.

В качестве решения данной проблемы предлагается мультимодельная система адаптивного регулирования наддува двигателя внутреннего сгорания. Система адаптивного регулирования была испытана на газовом двигателе Wartsila 6L34SG мощностью 2,7 МВт. При этом определялись динамические воздействия со стороны заслонки регулирования наддува и турбокомпрессора, которые использовались для формирования оптимальной динамической реакции регулятора.

В данном случае упомянутый метод реализуется с помощью мультимодельной системы адаптивного регулирования (англ. MMAC — multi-model adaptive control). В такой системе регулируемый объект моделируется с помощью некоторого конечного числа одновременно обновляемых дискретных моделей. Каждая модель ассоциируется с оптимальным регулятором, параметры которого определяются отдельно (в разомкнутом контуре). При этом результирующий выходной сигнал регулятора вычисляется как взвешенная сумма всех его выходных сигналов, причем весовые коэффициенты определяются по ошибкам модели (He, Kaufman, Roy, 1986).

Наиболее подходящая модель выбирается методом контроля ошибок модели. Тем самым предотвращается распространение ошибок округления, а также устраняется необходимость применения достаточно сложных методов оценки параметров, таких как, например, рекурсивный метод наименьших квадратов или фильтр Калмана. Возможность выбора нужного регулятора позволяет не только создавать любые структуры, но и оценивать устойчивость замкнутой системы регулирования без реального замыкания контура.

Постановка задачи

Система адаптивного регулирования предназначена для поддержания заданного давления

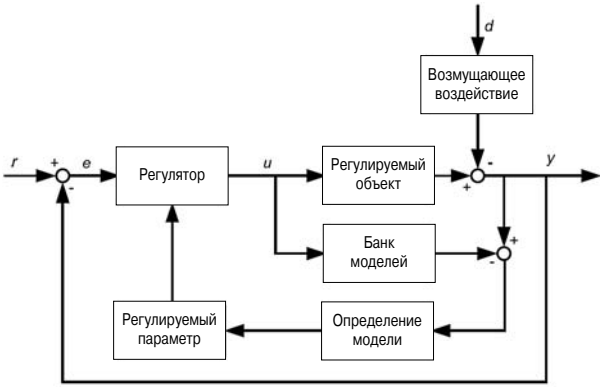


Рис. 1. Блок-схема замкнутой системы

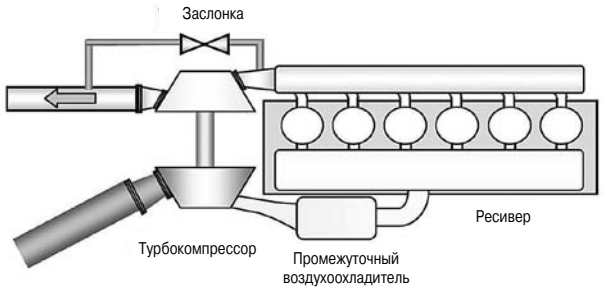


Рис. 2. Схема газовоздушного тракта двигателя

наддува в двигателе с помощью поворотной заслонки перепуска. Для коррекции поведения регулятора в соответствии с изменениями динамических характеристик объекта была разработана мультимодельная схема регулирования. На рис. 1 показана блок-схема типичной замкнутой системы ММАС, где r — это уставка, e — ошибка регулирования, u — регулирующий сигнал, d — возмущение и y — измеряемая (регулируемая) величина.

В двигателях с искровым зажиганием уровень вредных выбросов зависит от соотношения воздух–топливо. Понятно, насколько важно при этом обеспечить нужную величину расхода поступающего в цилиндры воздуха при меняющихся условиях. В двигателях с наддувом регулирование расхода воздуха обычно осуществляется с помощью заслонки перепуска отработавших газов, установленной в байпасе турбины. При открытии заслонки расход газов через турбину уменьшается. При этом вращение ротора турбокомпрессора замедляется, соответственно падает давление в воздушном ресивере. Таким образом, с помощью перепускной заслонки можно регулировать давление наддува. Схема газовоздушного тракта показана на рис. 2.

В качестве дросселя в байпасе отработавших газов чаще всего используется поворотная заслонка (рис. 3), имеющая существенную нелинейность рабочей характеристики, т. е. зависимости между



Рис. 3. Поворотная заслонка двигателя Wartsila 6L34SG

расходом среды через заслонку и углом ее поворота.

Задача регулирования еще более осложняется наличием в системе других нелинейностей, таких как, например, трение покоя и чистое запаздывание, свойственные гидравлическим и пневматическим исполнительным устройствам. Все это существенно усложняет систему и снижает эффективность регулирования.

Фактически все динамические характеристики заслонки и турбокомпрессора зависят, в основном, от текущего режима работы двигателя, т. е. его скорости и (или) нагрузки. Нейтрализация влияния нелинейностей и обеспечение приемлемых характеристик регулирования обычно достигается за счет коррекции коэффициентов усиления динамических звеньев. Такая коррекция может осуществляться по некоторым дополнительным параметрам, которые измеряются и вводятся в систему. Одним из наиболее часто используемых параметров такого рода является нагрузка. Измерить нагрузку дизель-генератора достаточно просто. В механических агрегатах, например дизель-компрессорах, измерение нагрузки с необходимой точностью представляет значительно более сложную задачу.

Этих сложностей можно избежать, если отказаться от измерения дополнительных параметров для коррекции регулирующего воздействия, использовав вместо этого динамические характеристики системы. Именно этот подход на основании метода ММАС был применен для регулирования заслонки в нашем случае.

Мультимодельный адаптивный PID регулятор

Суть мультимодельного метода состоит в формировании набора («банка») моделей, в котором каждая модель соответствует определенной области динамических характеристик объекта. Точное представление непрерывного нелинейного объекта обычно требует достаточно большого ряда линейных моделей. Однако для коррекции работы регулятора чаще всего бывает достаточно упрощенного описания объекта, что позволяет

существенно сократить число моделей. Это особенно важно для бортовых систем управления в силу присущих им ограничений вычислительной мощности и памяти.

Метод ММАС дает возможность использовать произвольно выбранные структуры моделей для описания непрерывной системы. В трудах ряда авторов (например, Boling, Seborg, Hespanha, 2007; Boling, Gustafsson, Haggblom, 2008) показано, что динамическая система с существенными нелинейностями может быть описана системой уравнений первого порядка с чистым запаздыванием. В нашем случае для описания соотношения между углом поворота заслонки и давлением воздуха в ресивере использованы уравнения первого порядка в форме Лапласа:

$$H_i(s) = \frac{\hat{y}_i(s)}{u(s)} = \frac{k_i}{\tau_i s + 1} \cdot e^{-Ls}, \qquad (1)$$

где $\hat{y}$ — расчетное давление в ресивере; u — выходной сигнал регулятора; k — коэффициент усиления контура; τ — постоянная времени; L — чистое запаздывание; s — переменная преобразования Лапласа; i — индекс модели.

Тогда погрешность оценки e модели может быть рассчитана по формуле

$$e_i = y - \hat{y}, \qquad (2)$$

где y — измеряемая (регулируемая) величина.

На рис. 4 показана структура разработанного ММАС-регулятора. Каждая модель ассоциируется с некоторыми параметрами регулятора, определяющими оптимальные для данной модели показатели его работы. Система выбирает наилучшую на данный момент модель по признаку минимальной погрешности оценки e_i, при этом в действие вступает регулятор, описываемый данной моделью. Для системы управления заслонкой была выбрана структура PID-регулятора, передаточная функция которой выражается уравнением

$$G_{\text{PID}}(s) = K_{\text{p}} + \frac{K_1}{s} + K_D s, \qquad (3)$$

где K_{p} — коэффициент усиления регулятора; K_{I} — коэффициент усиления интегрального канала; K_D — коэффициент усиления дифференциального канала.

Здесь, в отличие от других известных систем ММАС, вместо нескольких регуляторов использован всего один, но с переменными параметрами. Видимый недостаток такого подхода состоит в том, что переключение параметров может, вообще говоря, вызывать переходные процессы в системе. Практически данный эффект на показатели работы не влияет, так как сглаживается за счет большой постоянной времени системы. Для того чтобы сделать выбранную на данный момент модель еще более робастной, в нее вводится гистерезис по погрешности модели, пропускаемой через фильтр нижних частот.

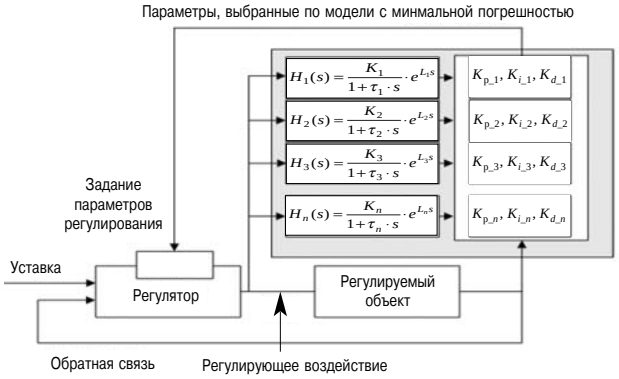


Рис. 4. Структура ММАС регулятора

Результаты экспериментов

Для практической проверки эффективности алгоритма регулирования ММАС были проведены полномасштабные натурные испытания системы на лабораторном мотор-генераторном стенде в г. Вааса, Финляндия, укомплектованном шестицилиндровым газовым двигателем Wartsila 6L34SG мощностью 2,7 МВт. Система регулировала давление воздуха в ресивере с помощью поворотной заслонки с пневмоприводом. Регулирующее воздействие осуществлялось с интервалом в 10 мс, а выбор модели — с интервалом в 1 с. Двигатель работал по нагрузочной характеристике при постоянной частоте вращения 750 об/мин.

Чтобы охватить весь динамический диапазон регулирования, было использовано пять моделей, каждая из которых описывала определенный участок диапазона. Значения параметров каждой модели определялись экспериментально при нагрузке двигателя 10, 30, 50, 70 и 100%, при этом для каждой модели определялась совокупность параметров PID-регулятора.

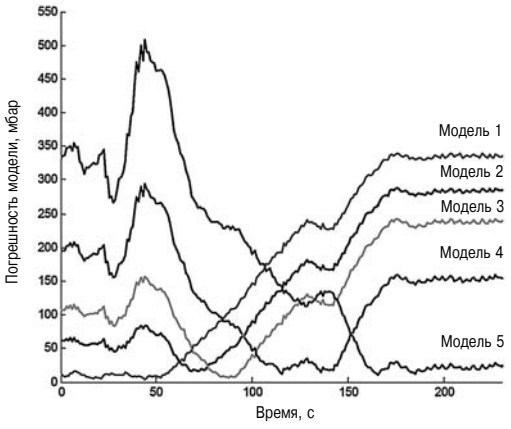


Рис. 5. Изменение погрешности моделей во времени при увеличении нагрузки от 0 до 100 %

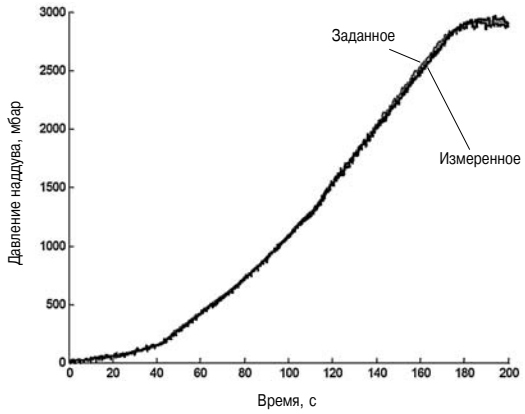


Рис. 6. Изменение погрешности моделей во времени при увеличении нагрузки от 0 до 100 %

На рис. 5 показана зависимость погрешности модели от времени при постепенном увеличении нагрузки от 0 до 100 %. Процесс увеличения нагрузки начинается на 25 и заканчивается на 180 с. Эксперимент подтвердил последовательный выбор оптимальных моделей по мере роста нагрузки.

При этом, несмотря на использование весьма ограниченного числа моделей первого порядка, погрешность их по выходу не превышает 30 мбар.

На рис. 6 показаны значения заданного и фактического давления наддува, из которого видно, что, несмотря на изменение динамических параметров объекта, регулятор способен обеспечить заданный график изменения уставки.

Выводы

В докладе представлена система адаптивного управления перепускной заслонкой турбокомпрессора крупного среднеоборотного двигателя. Эта система работает по принципу MMAC, согласно которому объект представлен конечным набором моделей. Разработанный метод регулирования был успешно опробован при натурных испытаниях на среднеоборотном газовом двигателе Wartsila 6L34SG. Испытания подтвердили, что данный метод способен оптимизировать параметры регулятора в зависимости от изменяющихся динамических характеристик объекта без использования дополнительных измерений.

ЭЛЕКТРОНИКА ДЛЯ ОСОБО ОТВЕТСТВЕННЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ И СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Dirk Eikemeier, MAN Diesel & Turbo SE, Германия, Thomas Dauenhauer, MAN Diesel & Turbo SE, Германия

Надежность современных дизелей и газовых двигателей все в большей степени зависит от надежности работы обслуживающей их электроники. В качестве примера можно назвать систему впрыска типа «common rail», являющуюся одним из основных средств обеспечения соответствия уровня выбросов действующим и перспективным нормативам.

Новое семейство электронных систем дизельной автоматики для четырехтактных двигателей MAN Diesel типа SE получило название SaCoSone (Safety and Control System on engine). В него входит ряд электронных модулей, устанавливаемых непосредственно на дизеле или газовом двигателе.

Модуль управления CM, помимо регулирования скорости и управления, выполняет также функции аварийно-предупредительной сигнализации и защиты.

Модуль впрыска IM может быть использован самостоятельно в качестве блока управления системой Common Rail. Два таких модуля могут устанавливаться параллельно — в тех случаях, когда требуется особая надежность (например, в однодвигательной судовой установке). При этом один из двух модулей используется в качестве резервного.

Кроме того, в состав системы могут входить: интерфейсный модуль GM, используемый для связи с общесудовыми системами (например, с судовой системой аварийно-предупредительной сигнализации) и дисплейный модуль DM, устанавливаемый на двигателе и используемый для связи с местным или дистанционным пультом управления.

Все модули $SaCoS_{one}$ соединены между собой через дублированную шину CAN BUS, с использованием расширений протокола, поддерживающих функции мониторинга и резервирования.

Система управления

В соответствии с принципом нисходящей разработки проектирование началось с создания общей концепции системы. В качестве первоочередной задачи при этом ставилось создания надежной системы, способной обеспечить работу двигателя при возникновении любого из прогнозируемый единичных отказов и удовлетворяющую требованиям всех основных классификационных обществ. Следуя принципам системного подхода, был проведен подробный анализ характера и последствий отказов (FMEA).

По результатам данного анализа первоначальная структура системы была откорректирована. Например, почти для всех точек измерения температуры было введено дублирование датчиков (точнее, были предусмотрены два независимых чувствительных элемента в одном корпусе). Каждый чувствительный элемент был подключен к двум независимым модулям управления (например, к модулям системы аварийно-предупредительной сигнализации и системы защиты). При исчезновении сигнала одного из

чувствительных элементов, например, на входе модуля АПС (аварийно-предупредительной сигнализации), данный модуль через коммуникационную шину переключается на прием сигнала от модуля системы защиты.

Электронные управляющие модули выполнены на основе микросхем с высокой степенью интеграции. Поскольку для пользователя такой модуль является минимальной единицей, допускающей замену, FMEA рассматривает дефекты модулей в целом.

Электронные модули управления

Все электронные модули управления предназначены для установки на дизеле. Они проходят типовые испытания по смешанной программе, основанной на спецификации испытаний E10 МАКО (Международная ассоциация классификационных обществ), распространяющейся на типовые испытания, которая дополнена проверками на соответствие нормам ЕС и специальным требованиям отдельных классификационных обществ. В ходе типовых испытаний изделия проверяются на удар, вибрацию, температуру (окружающей среды) и электромагнитную совместимость. Но для более глубокой оценки надежности микросхем необходимо идентифицировать типичные причины отказов.

Рассмотрение полного жизненного цикла изделий микроэлектроники (рис. 1) показывает, что отказы отдельных компонентов (22 %) и износ (9 %) — далеко не единственные причины отказов модулей. Наведенные отказы (12 %) — это отказы, вызванные действиями обслуживающего персонала, например, погнутые оси механических устройств.

Как правило, примерно в 20 % возвращаемых электронных изделий никаких дефектов вообще



Рис. 1. Распределение причин отказов в течение жизненного цикла изделий

обнаружить не удается, поскольку модули иногда отправляются на замену, даже если отказ произошел где-то в другом месте.

К числу других типичных причин отказов относятся конструктивные дефекты (9 %), дефекты изготовления (15 %), дефекты системного управления (4 %) и дефекты программного обеспечения (9 %), которые в общей сложности вызывают более трети всех отказов.

Для оптимизации конструкции электронных компонентов и для оценки вероятности возможных отказов вследствие дефектных деталей и износа используются различные апробированные методы и стандарты.

Стремительный прогресс современной электроники диктует необходимость использования самых последних стандартов, основанных на новейших технических достижениях и накопленном опыте. Одним из наиболее современных и универсальных стандартов на эту тему является руководство RIAC Handbook 217Plus, выпущенное Центром анализа информации по надежности (Reliability Information Analysis Center).

Методы прогнозирования надежности, подобные изложенному в RIAC Handbook 217Plus, позволяют предсказать срок службы системы и выявить ее слабые места до постановки на ресурсно-климатические испытания. Затем проводятся ускоренные ресурсные испытания (HAL — Highly Accelerated Lifetime Test), выявляющие слабые места системы, и вычисляется ее ресурс, после чего результаты расчетов и испытаний сопоставляются между собой.

Прогнозирование надежности (RIAC-HDBK-217PLUS)

Документ RIAC Handbook of 217Plus «Модели прогнозирования надежности» является, по сути, обновленной версией военного стандарта MIL-HDBK-217F, поддержка которого в 1995 г. была прекращена. В этом документе, развивающем концепции моделирования надежности и регулярно обновляемом, излагается один из новейших методов прогнозирования надежности электрических и электромеханических элементов.

Суть метода состоит в том, что он рассматривает несколько основных видов интенсивности отказов λ_i, представляющих различные механизмы отказов при нормальных условиях эксплуатации. Эти основные виды интенсивности отказов корректируются с помощью поправочных коэффициентов, так называемых π-факторов, учитывающих условия нагружения компонентов и переменные, влияющие на надежность.

По мере увеличения сложности схемы интенсивность отказов возрастает пропорционально числу компонентов этой схемы. Например, при использовании данного метода для расчета интенсивности отказов модуля впрыска SaCoSone,

были получены вполне реалистичное значение, которое хорошо согласуется с опытными данными и фактической интенсивностью отказов в эксплуатации.

Ускоренные испытания

Разумеется, при прогнозировании ресурса вряд ли есть смысл испытывать партию систем в течение, допустим, десяти лет, чтобы по этим данным затем определить среднюю наработку на отказ (MTTF). Поэтому на практике прибегают к ускоренным испытаниям, усиливая те или иные нагрузки, например, температурные.

Количественные испытания проводятся для статистической оценки ресурса электронных модулей управления, а качественные, например Ускоренные ресурсные испытания (Highly Accelerated Lifetime Test) — для выявления и последующего устранения слабых мест конструкции.

Для ускоренных количественных испытаний была использована модель Пека (Peck Model). Она основана на уравнении Аррениуса, описывающем деградацию электронных изделий под влиянием температуры:

$$\frac{1}{\tau} \approx \mathrm{e}^{\frac{-E_\mathrm{a}}{kT}},$$

где τ — ресурс; E_a — энергия активации; k — постоянная Больцмана; T — температура, К.

Несколько упрощая, можно сказать, что увеличение температуры примерно на десять градусов снижает ресурс компонента наполовину.

Модель Пека учитывает также относительную влажность, влияющую на коррозию деталей в пластиковой упаковке (это относится только к компонентам электрических схем). Сравнивая ресурсы изделий в обычных условиях и под воздействием усиленных нагрузок, можно найти коэффициент ускорения AFPeck, учитывающий ускорение деградации электроники, и, соответственно, сокращение ее ресурса

$$AF\,\mathrm{Peck} = \frac{\tau_\mathrm{use}}{\tau_\mathrm{test}} = \left(\frac{RH_\mathrm{high}}{RH_\mathrm{use}}\right)^n \cdot \mathrm{e}^{\frac{-E_\mathrm{a}}{kT}\left(\frac{1}{T_\mathrm{high}} - \frac{1}{T_\mathrm{use}}\right)},$$

где τ — ресурс; RH —относительная влажность, %; E_a — энергия активации; k — постоянная Больцмана; T — температура, К; n — коэффициент влияния технологии.

Пользуясь этими уравнениями, можно определить срок службы изделий при усиленных нагрузках, и на основании полученных результатов рассчитать срок их службы при реальных эксплуатационных условиях. Максимальные значения температуры и влажности при испытаниях будут определяться соответствующими максимальными значениями для слабейшего из компонентов системы.

В ходе HAL TEST образцы подвергаются воздействию нагрузок, существенно превосходящих типичные эксплуатационные нагрузки. Это делается для того, чтобы выявить и устранить слабые места. На ускоренные испытания ставятся как электронные, так и механические компоненты.

Для электроники важнейшими факторами такого рода являются, как известно, температура, вибрация и напряжение. Для изделий, устанавливаемых на двигателе, главными факторами стресса являются температура и вибрация.

На первой стадии определяются пределы рабочих нагрузок, т. е. верхние и нижние значения уровней температуры и вибрации, при которых начинаются нарушения нормальной работы системы. Так, в начале температурных испытаний она последовательно (ступенями) понижается до достижения нижнего предела, а затем также ступенями повышается до достижения верхнего температурного предела. Затем выполняются испытания на резкие изменения температуры, т. е. термоциклирование в пределах диапазона, ограниченного нижним и верхним температурными пределами.

Далее аналогичным образом проводятся испытания на виброустойчивость. При этом уровень вибрации ступенями повышается до тех пор, пока не начнутся отказы системы.

И наконец, образцы испытываются на совместное воздействие термического и вибрационного стрессов (рис. 2).

Следует понимать, что таких отказов, которые выявлялись бы только при интенсивных испытаниях на термо- и виброустойчивость, но невозможны в ходе нормальной эксплуатации, не существует. Результаты множества испытаний, в том числе ускоренных, проведенных как нашей фирмой, так и другими организациями, показывают, что практически любой отказ рано или поздно обязательно происходит.

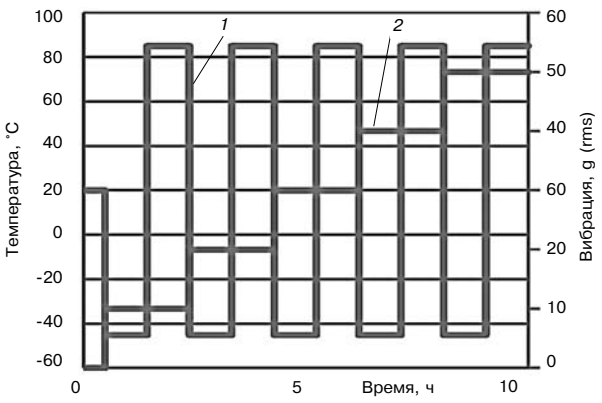


Рис. 2. HAL TEST на совместное влияние температуры и вибрации:
1 — температура; *2* — вибрация

Выводы

Описанные в докладе технологии и методы организации системного проектирования, прогнозирования и ускоренных испытаний нашли свое практическое применение и позволили реализовать целый ряд конструктивных улучшений электронных компонентов. Был сделан вывод о том, что от использования некоторых электронных компонентов, продемонстрировавших более высокую интенсивность отказов, лучше отказаться, или, при необходимости, заменить их на более надежные. К числу таких компонентов относятся электролитические конденсаторы, чувствительные к высокой температуре и пульсациям тока. В большинстве случаев вместо них лучше использовать керамические конденсаторы. Изолирующие схемы такие как, например, преобразователи, желательно проектировать как отдельные устройства, что позволит снизить интенсивность их отказов в тяжелых условиях.

СОЗДАНИЕ СИСТЕМЫ COMMON RAIL ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ CATERPILLAR СЕМЕЙСТВА M32: ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Stefan Haas,
Caterpillar Motoren GmbH und Co. KG, Германия

В 2004 г. отделение Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG в Киле начало разработку системы common rail для тяжелого топлива, совместимую со всеми двигателями фирмы. Эта система получила название Caterpillar Common Rail (CCR). Первым двигателем Caterpillar, оборудованным системой CCR, стал дизель типа M32C.

Система common rail для M32C была создана на базе системы впрыска L'Orange, доработанной до требований Caterpillar в части основных технических показателей, безопасности и надежности.

Несмотря на интенсивные лабораторные испытания, проведенные в условиях, приближенных к рабочим, эксплуатационные испытания опытных образцов выявили ряд проблем, требующих решения.

В основу разработки была положена классическая система common rail с электронным управлением, способная работать на любом топливе, соответствующем требованиям IMO/CIMAC.

При создании системы особое внимание было уделено вопросам безопасности и надежности работы дизельных агрегатов в наиболее типичных для них режимах. При этом наибольшие проблемы оказались связаны с обеспечением работы двигателя на мазуте в режиме горячего резерва.

Устройство системы

Система впрыска Caterpillar Common Rail состоит из двух насосов высокого давления, сегментированных коллекторных узлов с соединительными линиями высокого давления, а

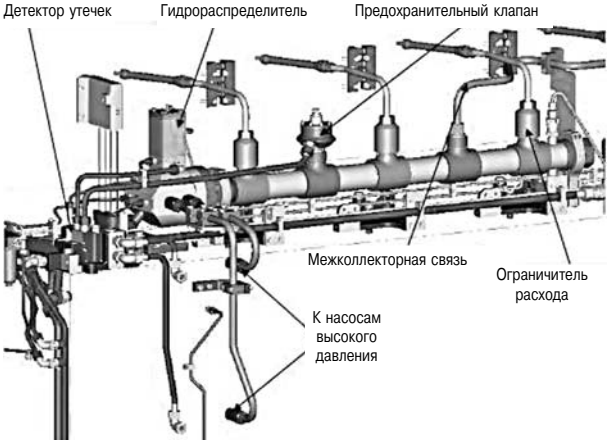


Рис. 1. Секция первого коллектора со специальными клапанами и детектором утечек

также электронных форсунок с ограничителями расхода, гидрораспределителями, предохранительным и промывочным клапанами (рис. 1).

Электронная система состоит из блока управления ECM (одиночного или сдвоенного, в зависимости от назначения двигателя), трех датчиков давления в коллекторах (два датчика используются соответственно как основной и резервный, а третий является первичным прибором индикатора) и трех датчиков скорости (один на коленчатом валу, и два — на кулачковых валах). Система включает в себя также два коммуникационных модуля, куда поступает информация от всех датчиков, передаваемая затем в блок ECM для дальнейшей обработки.

Концепция безопасности

В системе был использован целый ряд технических решений, направленных на обеспечение ее высочайшей надежности (особенно для применения в судовых условиях.

➢ Привод насосов высокого давления выполнен с использованием так называемых предохранительных муфт. В случае отказа насоса высокого давления такая муфта автоматически отключает насос от привода, предотвращая его разрушение и, как следствие, аварийную остановку двигателя.

➢ Предусмотрено резервирование насоса высокого давления (используются два насоса). В случае отказа одного из насосов двигатель может продолжать работу с другим насосом, развивая при этом мощность не менее 60 % от номинальной (в зависимости от числа цилиндров).

➢ Выполнено резервирование датчиков давления впрыска (с механизмом интеллектуальной оценки сигналов отказа). В случае отказа электронной системы управления давлением впрыска ее функция переходит к механическому клапану (гидрораспределителю). В случае отказа и этого клапана (если давление топлива продолжает

при этом расти) автоматически открывается предохранительный клапан, после чего давление в топливном коллекторе снижается до величины, меньшей давления открытия форсунки. При этом двигатель автоматически остановится.

➢ Установлены три датчика скорости, хотя для работы двигателя достаточно даже одного исправного датчика.

➢ Электронная система структурно состоит из основной системы и системы оптимизации. Основная система включает все датчики и исполнительные устройства, необходимые для работы двигателя, в том числе датчики давления в топливном коллекторе, скорости и давления на всасывании ТНВД. Все перечисленные устройства напрямую соединены с устройством управления. Все датчики системы оптимизации (а именно, датчики температуры ОГ, давления наддува и т. п.) соединены с устройством управления через шины.

➢ Установлены ограничители расхода топлива перед каждой форсункой, что предотвращает возможность превышения номинальной цилиндровой мощности из-за неисправности форсунки.

➢ Контроль утечек в насосах и коллекторных узлах, а также формирование аварийного сигнала при срабатывании гидрораспределителя (т. е. при переходе к механическому управлению давлением).

Описанные выше мероприятия обеспечивают более высокий уровень надежности, нежели простое выполнение типичного для большинства классификационных обществ требования сохранения работоспособности в случае единичного отказа. Тем самым гарантируется максимальная степень безопасности оператора.

Типовые испытания на двигателе системы common rail

Система проходила испытания в течение нескольких тысяч часов на стендах и на полностью укомплектованном штатном двигателе при работе как на судовом дизельном топливе, так и на мазуте, в условиях, приближенных к реальным. По результатам испытаний в конструкцию системы неоднократно вносились коррективы. При этом ставилась цель передать заказчику полностью функциональную систему в промышленном исполнении.

В 2008 г. были успешно завершены типовые испытания, и система Caterpillar Common Rail была установлена на первый двигатель 9M32C, находящийся в эксплуатации в составе вспомогательного дизель-генератора сухогруза «Edith Maersk». Процесс установки системы на двигатель с проведением приемо-сдаточных и классификационных испытаний на борту судна занял в общей сложности около восьми дней.

Режимы работы двигателя

Выбранный для испытаний дизель-генератор входит в состав судовой электростанции, состоящей из шести генераторов, пять из которых имеют дизельный привод и один — турбинный. Распределение мощности при параллельной работе происходит по статическим характеристикам, с использованием современной системы управления мощностью PMS (Power Management System). Система PMS была запрограммирована таким образом, чтобы при возрастании нагрузки первым принимал ее на себя дизель-генератор, оборудованный common rail. Кроме того, при параллельной работе нескольких генераторов именно данный агрегат всегда принимает на себя пиковую нагрузку. Иначе говоря, он сглаживает все колебания нагрузки на судовую сеть, связанные с включением и выключением различных потребителей, например, подруливающих устройств. Обычно в одном рейсе могут использоваться до трех различных видов топлива: обычный мазут, малосернистый мазут и судовое дизельное топливо. Выбор топлива зависит от текущего местонахождения судна — в акватории порта, в зоне SECA (зона ограничения выбросов SO_2) или вне зоны SECA. В периоды крейсерского плавания (когда нагрузку несет турбогенератор) дизель поддерживается в состоянии готовности к работе на обычном мазуте. При этом система common rail прокачивается мазутом при рабочей температуре.

Результаты испытаний и опытной эксплуатации

Насос высокого давления

Первый отказ насоса высокого давления (зависание плунжеров) произошел примерно через 1750 ч работы. Некоторые из новых насосов, заменивших неисправные, вышли из строя уже после 150 ч работы. Их изучение показало, что на стенках втулки плунжера образуются отложения (рис. 2), рост которых приводит к постепенному уменьшению рабочего зазора до нуля и, в конце концов, к зависанию плунжера. Как выяснилось, эти отложения по своему составу отличаются от «классического» лака, который, как известно, обладает чрезвычайно большой твердостью и удаляется только с помощью кислоты. В данном случае отложения были достаточно мягкими и легко поддавались механическому удалению.

Химический анализ отложений показал присутствие в них серы, кальция и цинка, входящих также в состав топлив, смазочных и гидравлических масел. Механизм образования этих отложений (т. е. химические и физические условия возникновения соответствующей реакции) до сих пор не вполне понятен. В настоящее время над его изучением работает группа специалистов, состоящая из представителей производителя,

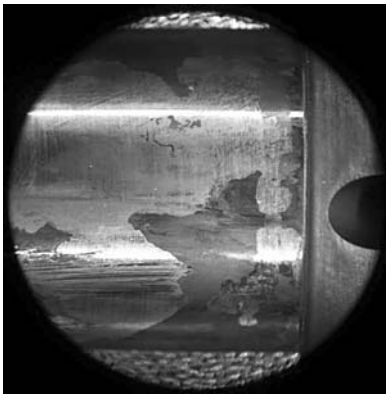


Рис. 2. Отложения на стенках втулки насоса высокого давления

заказчиков и внешних экспертов. По мнению рабочей группы, эта проблема является одной из главных, которые предстоит решить поставщикам топливных систем, особенно если учесть возрастающее разнообразие топлив и возможность использования на одном судне целого ассортимента топлив (в данном случае это судовое дизельное топливо, малосернистый и обычный мазут).

В поисках решения данной проблемы L'Orange и Caterpillar совместно предложили два варианта изменения конструкции насоса. Поскольку механизм и условия образования указанных отложений пока не совсем ясны, проверка эффективности первого из предложенных решений проводилась только на одном из двух имеющихся насосов. Во время очередных рейсов судна произошло еще два отказа второго насоса, конструкция которого не менялась, тогда как модифицированный насос отработал без отказов. Затем на втором насосе был реализован другой вариант решения. С тех пор отказов не наблюдалось, наработка модернизированных насосов составила 4500 ч (первый вариант) и 3300 ч (второй вариант) соответственно.

Форсунка

Среди электромеханических устройств системы common rail наиболее сложным и ответственным узлом является форсунка с электронным управлением. Особенно большие нагрузки испытывает распылитель, игла которого находится под высоким давлением даже во время интервалом между впрысками.

Поэтому конструкции форсунки уделялось особое внимание. В ходе эксплуатационных испытаний две форсунки, после 3000 и 5500 ч работы соответственно, были сняты для ревизии и функциональной проверки, после чего возвращены на место для дальнейшей наработки. Каждая из семи первоначально установленных форсунок отработала на двигателе более 6000 ч (что соответствует их расчетному ресурсу), причем наработка двух из них уже превысила 7000 ч. Всего имело место три отказа форсунок из-за повреждений седла иглы распылителя. Такой результат, учитывая наработку форсунок, следует считать вполне удовлетворительным.

Вообще говоря, отказы форсунок с учетом их возможных последствий считаются критическими. Вместе с тем, во время стендовых и судовых испытаний все отказы форсунок выявлялись уже на ранней стадии по небольшому (некритичному) росту температуры в данном цилиндре. Ни в одном случае отказ форсунки не вызвал срабатывания ограничителя расхода.

Гидрораспределитель

При отказе системы электронного управления (например, поврежден регулирующий клапан на всасывании насоса высокого давления или оборвана связь между устройством управления и дросселем на всасывании) гидрораспределитель осуществляет регулирование (механическим способом) давления топлива в коллекторе. Кроме того, он используется для сброса давления в системе при каждом останове двигателя. В последнем случае гидрораспределитель включается с помощью пневмопривода.

Один раз во время рейса упало давление открытия одного из гидрораспределителей, в результате чего самопроизвольно включилась система механического регулирования давления. Подобная ситуация не является критической, к тому же оператор сразу же ее заметил по сигналу системы контроля. Гидрораспределитель был заменен на новый, который до сих пор работает безотказно.

Трубки высокого давления

Трубка высокого давления (рис. 3) является далеко не самым сложным компонентом системы, тем не менее она также может стать источником проблем из-за действующих на нее высоких нагрузок. На стадии проектирования очень большое внимание было уделено моментам, связанным с безопасностью и, в частности, обеспечению плотности гидравлических соединений в условиях постоянно действующих нагрузок, таких как тепловое расширение коллектора, неизбежные пульсации давления в коллекторе и вибрация двигателя.

Несмотря на это, во время плавания проблемы с уплотнениями то и дело возникали, особенно после первичной сборки системы. Периодическое подтягивание соединений высокого давления оказалось единственным способом обеспечить их плотность.

Было проведено глубокое расчетно-экспериментальное исследование этой проблемы, в частности, структуры уплотнения и конструкции нажимной гайки. В результате расчетов была разработана новая конструкция нажимной гайки, бы-

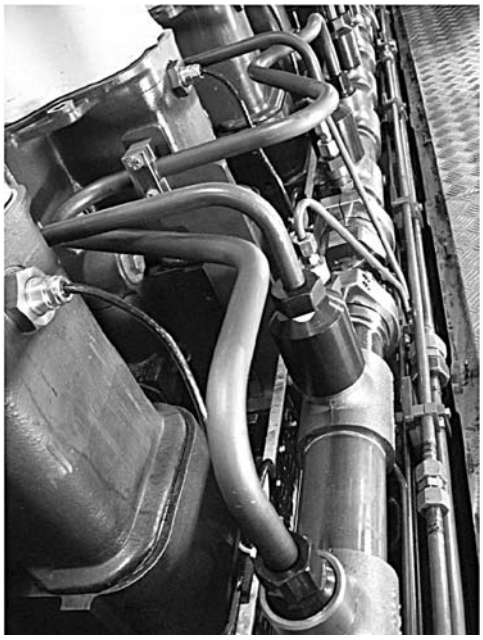


Рис. 3. Трубки высокого давления, соединяющие коллекторы с форсунками и друг с другом

ли внесены изменения в технологию изготовления деталей. После этого все утечки прекратились.

Датчики, исполнительные устройства и кабели

Эти элементы электронных систем управления двигателем в обозримом будущем обещают стать самой проблемной их частью. Сюда относятся, в частности, такие вопросы, как прокладка кабелей, всевозможные разъемы и ресурс датчиков. Ранее при проектировании крупных двигателей этим проблемам, возможно, не уделялось достаточного внимания. Ситуация полностью изменилась при появлении систем электронного управления впрыском, поскольку упомянутые компоненты играют жизненно важную роль в работе таких систем и обеспечении безопасности.

При выборе электрических и электронных компонентов особое внимание уделялось качеству. Во всех разъемах, например, применялись соединители Cannon, производимые по военным стандартам. Кроме того, в системе был использован блок управления ADEM IV, давно и успешно зарекомендовавший себя на всех двигателях Caterpillar (рис. 4). Практически все кабели выполнены термостойкими, с тефлоновым покрытием. Все разъемы для большей надежности имеют фиксаторы. Хотя все эти меры усложняют изготовление и обслуживание системы, они себя оправдывают, так как существенно снижают вероятность отказа.

В целом результаты почти двухлетней эксплуатации системы следует оценить как вполне удовлетворительные. Все функции обеспечения



Рис. 4. Двигатель со стороны выпуска. Видны две распределительные коробки и блок ECM

безопасности работали бесперебойно, и не было ни одного случая простоя из-за отказа электрической/электронной системы.

Из-за того что количество электрических и электронных компонентов опытной системы возросло на порядок по сравнению с ее предшественниками, число возможных отказов также увеличилось. Чтобы вооружить оператора надежными инструментами диагностики и поиска неисправностей, был разработан алгоритм комплексного диагностирования, включающий коды и события диагностирования. В частности, предусмотрен мониторинг и передача в общесудовую систему автоматики для вывода на дисплей следующих видов отказов: потеря данных (например, из-за выхода из строя датчика), короткое замыкание и разрыв цепи.

Выводы

Разработана система common rail M 32, которая может считаться отличной базой для дальнейшего развития будущих электронных систем впрыска. Система продемонстрировала способность к устойчивой длительной работе на мазуте в сложных условиях, характерных для судовых генераторных установок.

Однако следует еще раз подчеркнуть: то, что система нормально работала на стенде в условиях, приближенных к реальным, еще не позволяет считать процесс ее создания завершенным. Разнообразие существующих условий работы, электростанций и рабочих режимов у потенциальных потребителей слишком велико, чтобы все можно было заранее проверить на стенде. Поэтому обязательным условием создания законченного и высококачественного изделия является тесное сотрудничество между разработчиком, субподрядчиками и будущими операторами.