УДК 643.43-242

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ПОРШНЕВОМ ДВИГАТЕЛЕ

С.В. Путинцев, д.т.н., проф.; П.Н. Антонюк, к.ф.-м. н., доц.; С.П. Чирский, асп.;
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Показана актуальность приложения теории подобия к моделированию процессов смазки и трения в поршневом двигателе. На основе применения анализа размерностей и П-теоремы теории подобия к условиям поршневого трибометра получены необходимые безразмерные комплексы для решения задачи моделирования. С помощью этих комплексов выполнено прогнозирование мощности механических потерь поршневого двигателя.

Механические потери двигателя, связанные с необходимостью оценки сил и моментов трения, являются одной из наиболее трудно определимых величин. Изложенные в соответствующих стандартах (ГОСТ 18509–88 и ГОСТ 14846–85) методы определения механических потерь — характеристика холостого хода, прокручивание и отключение цилиндров — из-за присущей им высокой (до 25 %) погрешности не могут быть признаны в качестве достоверных, надежных и достаточных для вынесения суждения об абсолютном значении механических потерь. Поэтому указанные методы пригодны пока только для сравнительных испытаний и то при очень тщательном выполнении так называемых «прочих равных условий», к которым в первую очередь следует отнести идентичность скоростного и температурного режимов двигателя, отсутствие эффекта «последействия» объектов испытаний, стабильность работы системы топливоподачи и др.

Наряду с типовыми методами относительно недавно стали разрабатываться и применяться (в основном для научных целей) специальные методы измерения сил и моментов трения как на работающем двигателе, так и на физических моделях и установках, в той или иной степени воспроизводящих работу поршневой машины [1]. В отличие от моторных методов, испытания по определению механических потерь на моделирующих установках часто позволяют глубже исследовать саму природу трения, получить гораздо более высокую точность и воспроизводимость результатов измерений. Другое несомненное преимущество моделирования состоит в меньшей трудоемкости и стоимости проведения испытаний по сравнению с натурным экспериментом.

К сожалению, в подавляющем числе случаев применение таких методов и установок также не выходит за ограниченные рамки сравнительных испытаний. Причина такого положения состоит, скорее всего, в недостаточной разработанности и отсутствии опыта применения основы моделирования (теории подобия) к процессам смазывания и трения в поршневых машинах. Эта теория позволяет, во-первых, строго научно выбирать условия опытов и количество определяющих факторов и, во-вторых, обоснованно переносить на реальный объект результаты моделирования. Последнее особенно важно в сложившейся ныне ситуации, при которой организация и финансирование экспериментальных исследований поршневого двигателя подчас очень затруднены или попросту невозможны.

Цель данной работы состоит в применении положений теории подобия к физическому моделированию условий смазки и трения с помощью поршневого трибометра [2–4].

Для достижения указанной цели в работе ставятся и решаются следующие задачи.

1. Выбор параметров, необходимых и достаточных для описания процесса формирования силы трения в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) поршневого трибометра, т. е. построение системы определяющих параметров.

2. Составление матрицы размерностей системы определяющих параметров и определение ее ранга.

3. Построение системы безразмерных комплексов.

4. Анализ физического подобия объекта (поршневой двигатель) и модели (поршневой трибометр), включая прогнозирование значения мощности механических потерь объекта по результатам измерений на модели.

Решение первой из указанных задач представляет собой в значительной мере неформальный, творческий процесс, от правильной организации и результатов которого в значительной мере зависят надежность и достоверность итогов всей работы [5–9].

Обзор исследований в области трибологии поршневых машин [10–12] позволяет утверждать, что в сопряжении поршень–цилиндр поршневых двигателей имеют место три режима трения, переходящие один в другой граничный, гидродинамический и смешанный. При этом доля того или иного из указанных режимов не является постоянной, а зависит от множества факторов конструкции и условий работы сопряжения. Как показал анализ зависимостей, предложенных для расчета силы трения поршня, наиболее полно и достоверно поведение этой силы описывает так называемая универсальная формула силы трения, предложенная известными трибологами Ф. Боуденом и Д. Тэйбором [13]:

$$F = \alpha F_b + (1 - \alpha) F_h, \qquad (1)$$

где α — признак режима трения ($\alpha = 1$ — граничный, $\alpha = 0$ — гидродинамический и $\alpha = 0{,}5$ — смешанный режимы трения); F_b и F_h — граничная и гидродинамическая составляющие силы трения соответственно.

Идентификация режимов трения, необходимая для выбора значения α, осуществляется по критерию сопоставимости минимальной толщины слоя масла в зазоре деталей h_m с суммарной шероховатостью их поверхностей R_z: $h_m < R_z$ — граничный; $h_m > R_z$ — гидродинамический; $h_m \approx R_z$ — смешанный режимы трения.

При $\alpha = 1$ формула (1) принимает вид $F = F_b$. Здесь сила граничного трения F_b определяется известным законом Амонтона:

$$F_b = fN, \qquad (2)$$

где f — коэффициент граничного трения; N — нормальная нагрузка в сопряжении трущихся деталей.

При $\alpha = 0$ формула (1) сводится к выражению $F = F_h$, в котором сила гидродинамического трения F_h оценивается согласно зависимости Ньютона для динамической вязкости смазки:

$$F_h = \frac{\mu v A}{h}, \qquad (3)$$

где μ и h — динамическая вязкость и средняя толщина смазочного материала в зазоре деталей соответственно; v — средняя скорость относительного движения деталей; A — площадь смоченной поверхности движущейся детали.

При $\alpha = 0{,}5$ формула (1) определяется полусуммой выражений (2) и (3), характеризуя тем самым режим смешанного трения в сопряжении.

Параметр A в формуле (3) находится как площадь проекции юбки поршня на развертку цилиндра, т. е.

$$A = LD, \qquad (4)$$

где L и D — высота и диаметр юбки поршня соответственно.

В данной работе полагаем $\alpha = 0{,}5$.

Рассматриваемые в гидродинамике ньютоновские жидкости описываются динамической вязкостью μ и массовой плотностью ρ [14].

Анализируя вышеприведенное, включая выражения (1)–(4), принимаем, что процесс трения в ЦПГ может быть описан следующим набором определяющих параметров: диаметром юбки поршня D, м; высотой юбки поршня L, м; средним зазором в сопряжении поршень–цилиндр h, м; средней скорости движения поршня v, м/с; динамической вязкости смазочного материала μ, Пз; плотностью смазочного материала ρ, кг/м^3; коэффициентом граничного трения поршня о цилиндр f; боковой силой поршня N, Н; силой трения поршня о цилиндр F, Н.

Для рассмотренного набора параметров основными единицами измерения являются длина L, время T и масса M. Размерность каждого определяющего параметра можно представить в виде степенного одночлена:

$$[\varphi] = L^{\alpha} \cdot T^{\beta} \cdot M^{\gamma}, \qquad (5)$$

где α, β, γ — показатели степеней соответствующих единиц измерения.

С учетом (5) размерности определяющих параметров запишутся как

$$[D] = L^1 \cdot T^0 \cdot M^0$$
$$[H] = L^1 \cdot T^0 \cdot M^0$$
$$[h] = L^1 \cdot T^0 \cdot M^0$$
$$[v] = L^1 \cdot T^{-1} \cdot M^0$$
$$[\mu] = L^{-1} \cdot T^{-1} \cdot M^1$$
$$[f] = L^0 \cdot T^0 \cdot M^0$$
$$[N] = L^1 \cdot T^{-2} \cdot M^1$$
$$[F] = L^1 \cdot T^{-2} \cdot M^1$$

Составим для этих параметров матрицу размерностей, содержащую показатели степеней единиц измерения приведенных в формулах размерностей определяющих параметров:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 \\ -3 & 0 & 1 \\ -1 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & -2 & 1 \\ 1 & -2 & 1 \end{bmatrix}.$$

В результате применения известных методов элементарных преобразований и окаймляющих миноров был определен ранг данной матрицы: $r = \text{rank } A = 3$.

Воспользуемся П-теоремой [5–9], согласно которой описание физического явления n размерными величинами может быть заменено системой $n-r$ безразмерных комплексов.

Для рассматриваемого процесса трения в ЦПГ имеем систему из $n = 9$ определяющих параметров, ранг матрицы размерностей которых $r = 3$. Следовательно, число безразмерных комплексов составит $n-r = 9 - 3 = 6$.

Каждый безразмерный комплекс ищем в виде степенного одночлена

$$\Pi = x_1^{\varepsilon_1} \cdot x_2^{\varepsilon_2} \cdot \ldots \cdot x_n^{\varepsilon_n},$$

где $x_1,\ldots,x_n$ — определяющие параметры рассматриваемого процесса, $\varepsilon_1,\ldots,\varepsilon_n$ — показатели степеней при соответствующих параметрах.

Рассмотрим простые безразмерные комплексы, для которых ранг матрицы размерностей на единицу меньше числа образующих параметров.

Поиск простых комплексов был осуществлен с помощью специальной компьютерной программы. В результате были найдены все двадцать два простых комплекса, из которых были отобраны следующие шесть независимых:

1. f;
2. $\dfrac{v \cdot h \cdot \rho}{\mu}$;
3. $\dfrac{D^2 \cdot v^2 \cdot \rho}{F}$;
4. $\dfrac{H^2 \cdot v^2 \cdot \rho}{F}$;
5. $\dfrac{h \cdot v \cdot \rho}{F}$;
6. $\dfrac{N}{F}$.

Второй из приведенных выше комплексов принято называть числом Рейнольдса.

Физическое подобие объекта и модели имеет место, если значения безразмерных комплексов для них соответственно равны:

$$f_0 = f_1; \tag{6}$$

$$\frac{v_0 \cdot h_0 \cdot \rho_0}{\mu_0} = \frac{v_1 \cdot h_1 \cdot \rho_1}{\mu_1}; \tag{7}$$

$$\frac{D_0^2 \cdot v_0^2 \cdot \rho_0}{F_0} = \frac{D_1^2 \cdot v_1^2 \cdot \rho_1}{F_1}; \tag{8}$$

$$\frac{H_0^2 \cdot v_0^2 \cdot \rho_0}{F_0} = \frac{H_1^2 \cdot v_1^2 \cdot \rho_1}{F_1}; \tag{9}$$

$$\frac{h_0 \cdot v_0 \cdot \mu_0}{F_0} = \frac{h_1 \cdot v_1 \cdot \mu_1}{F_1}; \tag{10}$$

$$\frac{N_0}{F_0} = \frac{N_1}{F_1}. \tag{11}$$

Здесь индекс 0 указывает на величины, описывающие объект моделирования — двигатель, а индекс 1 — на величины, относящиеся к модели — трибометру.

В первых двух равенствах (6) и (7) значения всех параметров известны. Остальные четыре равенства (8)–(11) содержат неизвестную величину — силу трения в сопряжении поршень–цилиндр объекта моделирования F_0. Решая равенства (8)–(11) относительно F_0, находим четыре выражения для искомой силы:

$$F_{01} = F_1 \cdot \frac{D_0^2 \cdot v_0^2 \cdot \rho_0}{D_1^2 \cdot v_1^2 \cdot \rho_1}; \tag{12}$$

$$F_{02} = F_1 \cdot \frac{H_0^2 \cdot v_0^2 \cdot \rho_0}{H_1^2 \cdot v_1^2 \cdot \rho_1}; \tag{13}$$

$$F_{03} = F_1 \cdot \frac{h_0 \cdot v_0 \cdot \mu_0}{h_1 \cdot v_1 \cdot \mu_1}; \tag{14}$$

$$F_{04} = F_1 \cdot \frac{N_0}{N_1}. \tag{15}$$

Приняв дробный сомножитель в правой части выражений (12)–(15) в качестве масштабного коэффициента k, получим

$$F_{01} = k_{01}\, F_1; \tag{16}$$

$$F_{02} = k_{02}\, F_1; \tag{17}$$

$$F_{03} = k_{03}\, F_1; \tag{18}$$

$$F_{04} = k_{04}\, F_1. \tag{19}$$

Априори следует признать, что поскольку физическое моделирование не может учесть все действующие на процесс факторы, постольку значения масштабных коэффициентов $k01\ldots k04$ и, соответственно, сил $F01\ldots F04$ могут отличаться друг от друга. Наилучшей оценкой в этом случае будет среднее арифметическое четырех значений:

$$F_0 = \frac{k_{01} + k_{02} + k_{03} + k_{04}}{4} \cdot F_1 = k_0 \cdot F_1, \tag{20}$$

где k_0 — среднее арифметическое значение масштабного коэффициента для силы трения в ЦПГ.

Применим полученные зависимости (12)–(20) для прогнозирования мощности механических потерь в ЦПГ четырехтактного быстроходного дизеля 1Ч8,5/8,0 (ТМЗ-450Д) на номинальном режиме работы. Входные данные для моделирования приведены в табл. 1.

С учетом данных, приведенных в табл. 1, на основании расчета по выражениям (12)–(15) и (20) среднее значение масштабного коэффициента составило $k_0 = 8{,}75$, а прогнозируемое значение средней силы трения в ЦПГ двигателя определилось как $F_0 = 8{,}75 \cdot 11{,}2\text{Н} = 98$ Н.

Таблица 1

Значения параметров для объекта (двигателя) и модели (трибометр)

Параметр, размерность	Объект	Модель
Диаметр юбки поршня *D*, м	0,085	0, 052
Высота юбки поршня *H*, м	0,050	0,037
Средний диаметральный зазор в сопряжении поршень–цилиндр *h*, м	0,00005	0,00007
Средняя скорость поршня *v*, м/с	9,6	5,2
Коэффициент граничного трения в сопряжении поршень–цилиндр *f*	0,03	0,03
Динамическая вязкость моторного масла μ, Пз	0,017	0,013
Плотность моторного масла ρ, кг/м^3	801	803
Средняя боковая сила поршня *N*, Н	1000	55
Средняя сила трения в ЦПГ *F*, Н	Искомая величина	11,2

Затем была оценена ожидаемая мощность механических потерь в ЦПГ двигателя, определяемая произведением средней силы трения на среднюю скорость поршня:

$$N_m^{\text{ЦПГ}} = F_0 \cdot v_0 = 98\text{Н} \cdot 9{,}6\ \text{м/с} = 941\,\text{Вт}.$$

Полученный прогноз мощности механических потерь согласуется с расчетными данными, приведенными для номинального режима работы двигателя ТМЗ-450Д ($N_m^{\text{ЦПГ}}$ = 967 Вт) в работе [15]: разница сравниваемых значений менее 3%.

Заключение

На основе применения положений теории подобия показана адекватность принятой модели трения в сопряжении поршень–цилиндр реальному процессу трения в поршневом ДВС; опробована и идентифицирована методика переноса результатов измерений с физической модели на объект моделирования; выполнено пробное прогнозирование значения мощности механических потерь в ЦПГ двигателя ТМЗ-450Д, давшее результат, согласующийся с ранее полученными расчетными данными для этого двигателя в работе другого автора.

Литература

1. *Путинцев С.В.* Трибометрия поршневых машин: учебное пособие. — М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. — 64 с.

2. Пат. 1712808. Устройство для измерения силы трения в цилиндро-поршневой группе поршневых машин/С.В. Путинцев. — Бюл. № 6. — 1992. — С. 169.

3. Поршневой трибометр для сравнительной оценки антифрикционных и противоизносных свойств смазочных материалов / С.В. Путинцев, А.С. Шаповалов, С.А. Аникин и др. // Трение и износ. — 1998. — Т. 19, № 2. — С. 218–223.

4. *Putintsev S., Anikin S.* Measurement of Local Frictional Forces in Actual Operating Piston Machines // Tribology-Solving Friction and Wear Problems: 10th Int. Colloquium.-Ostfildern, 1996. — Vol. 3. — P. 2131–2138.

5. *Бриджмен П.В.* Анализ размерностей. — М.–Л. : ОНТИ-ГТТИ, 1934. — 120 с.

6. *Кирпичев М.В.* Математические основы теории подобия. — М.–Л. : АН СССР, 1949. — 98 с.

7. *Седов Л.И.* Методы подобия и размерности в механике. — М. : Наука, 1977. — 440 с.

8. *Антонюк П.Н.* П-теорема и линейная алгебра // Институт истории естествознания и техники им. С.И. Вавилова. Годичная научная конференция, 2010. — М. : Янус-К, 2011. — С. 236–238.

9. *Антонюк П.Н.* П-теорема и метрология // Состояние и проблемы измерений: Сб. матер. XI Всероссийской НТК. — М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. — С. 16–19.

10. *Петриченко Р.М.* Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания: учебное пособие. — Л. : ЛГУ, 1983. — 244 с.

11. Путинцев С.В. Анализ режима трения деталей цилиндропоршневой группы автомобильного дизеля//Известия вузов. — М. : Машиностроение. — 1999. — № 2–3. — С. 65–68.

12. *Гоц А.Н., Путинцев С.В., Аникин С.А.* Условия смазки и трения деталей цилиндро-поршневой группы ДВС: Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Матер. науч.-практич. сем. — Владимир, 1999. — С. 164–166.

13. *Боуден Ф.П., Тейбор Д.* Трение и смазка твердых тел. — М. : Машиностроение, 1968. — 503 с.

14. Гидродинамическая теория смазки: Классики естествознания / под ред. и с доп. статьями проф. Л.С. Лейбензона. — М.–Л. : ГТТИ, 1934. — 423 с.

15. *Синюгин А.В.* Метод и результаты исследования механических потерь в поршневом двигателе при использовании энергосберегающих моторных масел: дис. ... канд. техн. наук. – М., 2007. —149 с.

УДК 621.436.038

РЕГУЛИРОВАНИЕ ДИЗЕЛЯ МЕТОДОМ ОТКЛЮЧЕНИЯ–ВКЛЮЧЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ ИЛИ ЦИКЛОВ

Н.Н. Патрахальцев, д.т.н., проф.;
С.В. Страшнов, асп.; Б.А. Корнев, асп.; И.С. Мельник, асп.
Российский университет дружбы народов

Приводится анализ возможностей регулирования дизелей путем отключения–включения группы или отдельных цилиндров или циклов. Метод реализуется для повышения экономичности режимов малых нагрузок и холостых ходов, обеспечения устойчивости работы дизеля с потребителем на режимах малых нагрузок, улучшения динамических показателей неустановившихся режимов работы, расширения возможности эффективного применения альтернативных топлив в дизелях, особенно низкоцетановых.

Применение метода отключения цилиндров широко известно для повышения экономичности режимов малых нагрузок и холостых ходов ДВС, в том числе дизелей. Причем в простейшем случае, но и с меньшей эффективностью, применяется отключение части цилиндров без использования более сложных систем отключения газообмена в отключаемых цилиндрах. Недостатком большинства известных систем отключения подачи топлива в цилиндры является отключение всегда одного и того же числа цилиндров, причем одних и тех же. Дело в том, что при длительной работе дизеля с одними и теми же отключенными цилиндрами происходит выброс смазочного масла в камеру сгорания и в выпускной коллектор. Продолжительное применение таких средств на двигателях со свободным газотурбинным наддувом может приводить к настолько существенному накоплению масла в выпускном коллекторе, что при последующем приеме полной нагрузки его выгорание и выброс в газовую турбину может приводить к разрушению (разносу) лопаточной машины — турбины (что доказано проф. В. Р. Гальговским и др.).

У двухтактных судовых дизелей, имеющих наклон оси вала в корму, длительное время работавших с частью отключенных цилиндров, а затем (после непродолжительной остановки двигателя) запущенных в работу на всех цилиндрах известны случаи гидравлического удара на такте сжатия с разрушением кривошипно-шатунного механизма и цилиндра. Причиной гидравлического удара является масло, накопившееся в выпускном коллекторе, а затем попавшее в последний цилиндр.

Кроме того, продолжительная работа с частью выключенных цилиндров приводит к их охлаждению, а последующее включение при полной нагрузке — к термическим перегрузкам поршней, снижению экономичности и т. д.

Следует отметить, что в системах с механическим регулятором частоты вращения переходные процессы выключения и включения цилиндров с помощью указанных устройств протекают далеко не мгновенно, что ухудшает динамические характеристики двигателя с таким регулированием. Работа на границе начала включения–выключения цилиндра сопровождается провалами или забросами частоты вращения, неустойчивостью поддерживаемого режима, колебаниями частоты вращения.

Эффект повышения экономичности работы дизеля на малых нагрузках отключением части цилиндров зависит от их числа, т. е. эффект повышается, если удается отключать разное число цилиндров, зависящее от режима работы двигателя.

Возможность отключения разного числа цилиндров, причем, на разное время работы, вплоть до одного цикла, может идеально реализовываться в системах топливоподачи, например, типа common rail с электронным регулированием. На дизелях с топливными системами разделенного типа отключение разного количества цилиндров на разное время, вплоть до отдельных циклов, возможно с помощью системы отключения цилиндров или циклов (СОЦЦ), сочетающей гидродинамическое открытие клапана слива топлива из линии высокого давления и электронного управления этими отключениями–включениями [1–3]. Схема выключателя подачи топлива как элемента системы отключения цилиндров или циклов и его работа показана на рис. 1.

При подаче напряжения на электромагнитную катушку *5* якорь *6* притягивается ею, а связанный с ним шток *10* нажимает на клапан регулирования начального давления (РНД) *12* [4]. Но клапан *12*

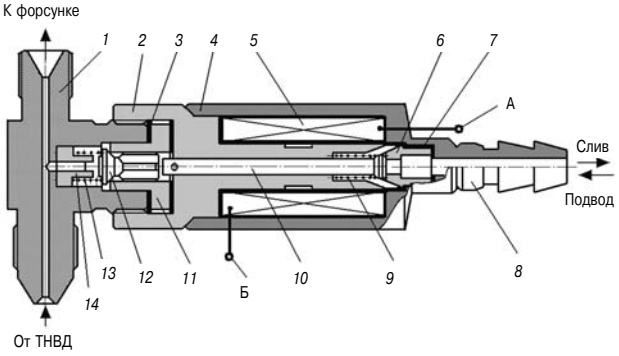


Рис. 1. Конструкция отключателя цилиндров или циклов: *1* — корпус отключателя; *2* — корпус электромагнитного привода; *3* — прокладка; *4* — крышка; *5* — электромагнитная катушка; *6* — якорь; *7* — гильза (стакан); *8* — штуцер слива–подвода топлива; *9* — пружина якоря; *10* — шток; *11* — седло обратного клапана (клапана регулирования начального давления — РНД); *12* — обратный клапан РНД; *13* — возвратная пружина клапана; *14* — ограничитель хода клапана РНД; А — плюсовой вывод катушки; Б — минусовый вывод катушки

не может открыться, пока на него действует повышенное давление со стороны линии высокого давления (ЛВД). Когда же к клапану РНД *12* подойдет волна разрежения, сформированная при отсечке подачи топлива и посадке нагнетательного клапана ТНВД в седло, тогда клапан РНД *12* откроется. Далее электромагнитная катушка *5* будет удерживать его в открытом положении, так как перепад давления на клапане при стравливании топлива через него при нагнетательном ходе плунжера не столь велик, чтобы преодолеть силу удержания клапана магнитом. Закрытие клапана РНД *12* произойдет лишь после того, как с электромагнитной катушки *13* будет снято напряжение.

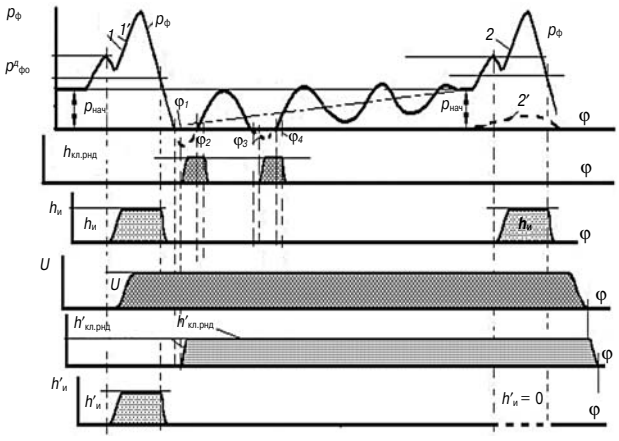


Рис. 2. Осциллограммы, разъясняющие работу системы отключения цилиндра или цикла:

$p_ф$, $p^д_{ф.0}$ — давление топлива в штуцере форсунки, динамическое давление начала подъема иглы форсунки; $h_{кл.РНД}$, $h'_{кл.РНД}$ — ход клапана РНД при подаче топлива и при отключении подачи; $h_и$, $h'_и$ — ход иглы форсунки при нормальной работе и при отключении подачи; U — напряжение на катушку отключателя

Схемы осциллограмм, объясняющих работу СОЦЦ, показаны на рис. 2. Осциллограммы последовательных циклов *1* и *2* изменения давления у форсунки $p_ф$ показывают работу системы топливоподачи без отключения цилиндра. При этом клапан РНД работает как клапан подачи дополнительного дизельного топлива или другой добавки в ЛВД для повышения и стабилизации начального давления ($p_{нач}$) или для воздействия на протекание рабочего процесса добавкой альтернативного топлива в дизельное.

При нормальной работе системы клапан РНД *12* открывается, когда в ЛВД пробегают волны пониженного давления–разрежения ($φ_1$–$φ_2$, $φ_3$–$φ_4$ и т. д.). При отключении цилиндра, когда перед или во время цикла *1′* на электромагнитную катушку подано напряжение U, клапан РНД *12* открывается за счет перепада давления на нем и затем удерживается в открытом положении с помощью электромагнитной катушки *5*.

В момент $φ_1$ клапан РНД *12* начинает открываться (осциллограмма $h_{кл.РНД}$), а в момент $φ_2$ — начинает закрываться. За это время он пропускает в ЛВД добавку дизельного топлива (для повышения начального давления $p_{нач}$) или другого вещества (например, альтернативного топлива). Затем процесс повторяется в моменты $φ_3$ и $φ_4$. Осциллограммы $h_и$ показывают подъем иглы форсунки в циклах *1* и *2*. Если в какой-то момент после начала открытия иглы форсунки подать на электромагнитную катушку *5* напряжение U, то произойдет подъем клапана РНД *12* ($h'_{кл.РНД}$), но он останется в открытом положении, пока подается напряжение U на катушку *5* электромагнита отключателя. В этом случае после первого цикла топливоподачи (цикл *1*) новый цикл впрыскивания не состоится (пунктирная линия *2′* изменения $p_ф$), так как топливо, подаваемое насосом высокого давления, стравливается в линию низкого давления. Игла форсунки не поднимается (пунктирная линия $h'_и = 0$). И лишь после снятия напряжения U клапан *12* закроется и система будет готова к новым циклам впрыскивания топлива в цилиндр.

При испытаниях было определено, что клапан СОЦЦ полностью сохраняет свою работоспособность при снижении напряжения на электромагнитной катушке *5* с 24 до 10 В, что свидетельствует о возможности дальнейшего совершенствования электромагнитного привода по габаритам и потребляемой энергии. Время открытия обратного клапана при напряжении на катушке электромагнита 24 В и отсутствии противодавления со стороны ЛВД равно 15 мс, что вполне достаточно для отключения подачи топлива через один цикл на всех возможных для данного дизеля скоростных режимах. Для неко-

торых видов топливных систем, отличающихся повышенным остаточным давлением в ЛВД, для обеспечения работоспособности клапана РНД *12* приходится увеличивать разгрузочный объем нагнетательного клапана ТНВД и(или) длину трубопровода ЛВД, и(или) уменьшать давление начала подъема иглы форсунки (что может быть целесообразным при вводе в дизельное топливо в ЛВД легких фракций различных альтернативных топлив).

Система управления выключателями позволяет выключать разное количество цилиндров, в разном сочетании их номеров, на разную продолжительность выключенного или включенного состояния, вплоть до одного цикла.

Испытания системы проводились на дизелях типа ЯМЗ-238, ЯМЗ-8401, КамАЗ-740, В-31, 12ЧН15/18, Д-240, Perkins и Ricardo для подтверждения ее работоспособности, а также для выявления возможной экономии топлива при работе на частичных нагрузках и установившихся режимах [5–9]. Результаты испытаний показали, что, например, на 12-цилиндровом дизеле ЯМЗ-8401 при работе на холостом ходе в диапазоне частоты вращения от номинальной до минимальной с числом работающих цилиндров от 4 до 6 достигнута экономия от 5 до 18 % топлива. При работе на трех цилиндрах с частотами вращения от 1500 до 500 об/мин экономия топлива составила 13–27 %; при работе дизеля В-31 на минимальной частоте вращения и холостом ходе экономия достигала 21–28 %.

Во время испытаний дизеля 12ЧН15/18 с данной системой отключения цилиндров исследованы показатели вибрации дизеля. Показано, что применение метода лишь незначительно сказывается на этих показателях.

Подтверждение возможности поциклового управления отключением–включением цилиндров проведено в работах [10–12] и представлено на рис. 3.

Во всех указанных случаях режим холостого хода устанавливался при разных положениях рейки ТНВД, что определялось количеством работающих цилиндров. Однако наибольший эффект от повышения качества топливоподачи в работающих цилиндрах достигается при положении рейки, соответствующем 90–100 % от номинальной цикловой подачи топлива. В этом случае режимы холостого хода или малых нагрузок достигаются реализацией режимов разгонов–выбегов путем выключения–включения цилиндров и поддержанием средней частоты вращения в допустимых пределах неравномерности. Высокое быстродействие СОЦЦ позволяет перейти от «реечного» к «безреечному» регулированию дизеля (иначе говоря, к регулированию

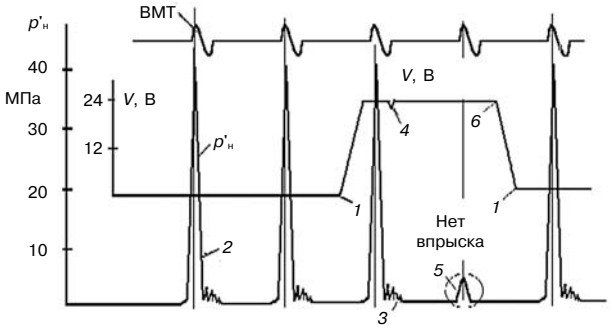


Рис. 3. Осциллограмма процесса отключения–включения одного цилиндра на один цикл работы дизеля 8ЧН13/14 при n = 1200 об/мин:

$p'_н$ — давление топлива в штуцере ТНВД; V — напряжение на электромагнитной катушке; *1* — моменты начала подачи напряжения V на электромагнитную катушку и окончания снятия этого напряжения; *2* — осциллограмма изменения давления топлива в штуцере топливного насоса; *3* — волновой процесс в ЛВД после отсечки подач топлива и посадки нагнетательного клапана ТНВД в седло; *4* — момент открытия клапана РНД отключателя цилиндра; *5* — давление топлива в штуцере ТНВД при отсутствии впрыскивания, т. е. при сливе топлива в линию низкого давления; *6* — момент начала снятия напряжения с электромагнитной катушки

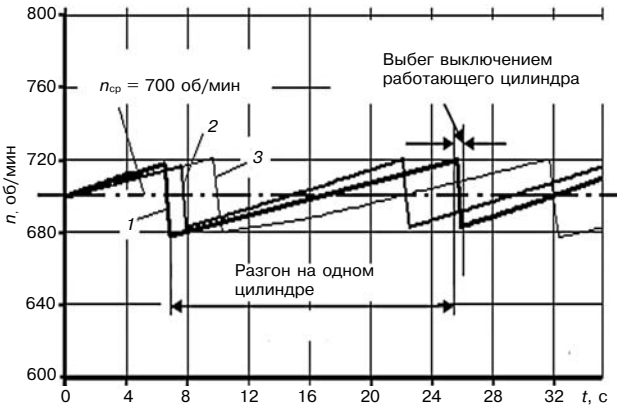


Рис. 4. Характер изменения частоты вращения n при поддержании режима $n_{ср} = 700^{\pm 20}$ об/мин с нагрузкой M_c, равной 20,2 Н·м (т. е. около 6 % от M_e полноразмерного дизеля при той же частоте с полной подачей топлива), отключением–включением одного цилиндра, работающего с полной подачей топлива (дизель 6Ч11/12,5) на установках с разными моментами инерции:

1–3 — моменты инерции $I_{уст}$ соответственно 9, 7 и 5 Н·мс^2)

дизеля изменением его рабочего объема). Пример поддержания режимов малой нагрузки отключением–включением одного цилиндра, работающего с полной подачей топлива (при отключенных остальных цилиндрах), показан на рис. 4.

Показана сама возможность реализации такого, условно говоря, «установившегося» режима с заданной нестабильностью частоты вращения. По-существу — чередованием режимов разгонов–выбегов в пределах заданной нестабильности частоты вращения. Этот режим малой нагрузки при всех работающих цилиндрах достигается

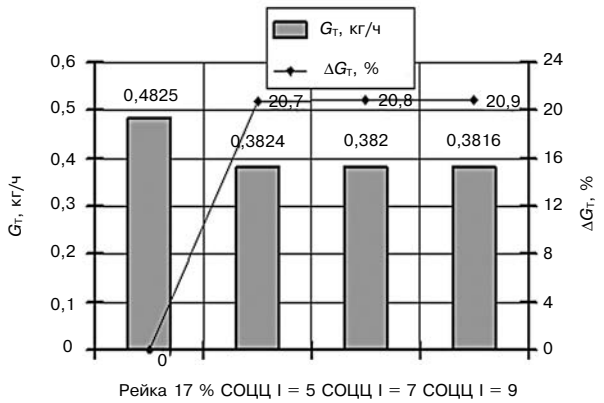


Рис. 5. Часовые расходы топлива $G_т$ и выигрыши в расходе $\Delta G_т$ на режиме $n_{ср} = 700^{\pm 20}$ об/ мин, M_c = = 20,2 Н·м и регулировании рейкой (h_p = 17 %) или с помощью СОЦЦ — отключением–включением одного цилиндра при остальных выключенных (M_e 1ц = = 22,1 Н·м) при моментах инерции $I_{уст}$ = 5; 7 или 9 Н·мс² (дизель 6Ч11/12,5)

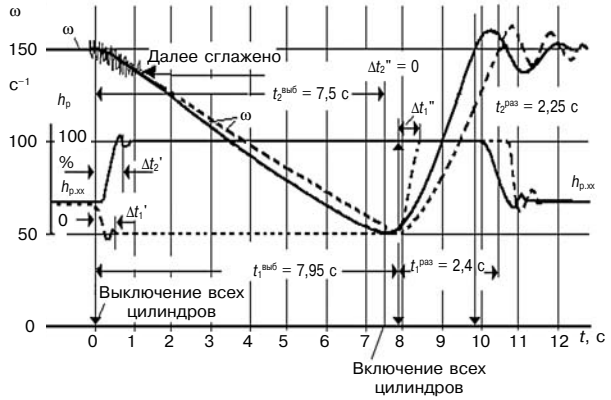


Рис. 6. Сравнение протекания достоверных режимов (пятикратные реализации одного и того же режима с последующей статистической обработкой) выбег–разгон дизеля 6ЧН15/18 при регулировании рейкой ТНВД (пунктирные линии, *1*) и при регулировании отключением– включением всех цилиндров (сплошные линии, *2*)

при положении рейки ТНВД порядка 17 % от полного. Сравнение реализаций этого режима работы дизеля при традиционном и «безреечном» регулировании (рис. 5) свидетельствует о возможности повышения экономичности режима более чем на 20 % при «безреечном» регулировании. Относительный выигрыш в расходе топлива при работе дизеля с СОЦЦ определяется по соотношению: $DG_т = (G_т^h - G_т^{СОЦЦ})100/G_т^h$, где $G_т^h$ и $G_т^{СОЦЦ}$ — соответственно часовые расходы топлива при регулировании дизеля с помощью рейки ТНВД ($h_р$) или отключением–включением цилиндра (цилиндров) (СОЦЦ).

Очевидно, что с точки зрения выполняемой работы при реализации режимов разгонов–выбегов изменение момента инерции установки практически не влияет на достижимое повышение экономичности. Однако при разных моментах инерции меняется возможность поддержания заданной нестабильности частоты вращения, в разной степени проявляются влияния переходных процессов в дизеле и его системах на выходные показатели, что в некоторой степени меняет достижимый экономический эффект.

Высокое быстродействие СОЦЦ (практически укладывающееся во время между циклами топливоподачи) позволило повысить динамические качества дизеля. Этот эффект достигается устранением переходных процессов срабатывания механического регулятора частоты вращения, времени смещения рейки ТНВД (рис. 6). Так, показано, что время выбега ($t_1^{выб}$) от угловой скорости ω = 150 $с^{-1}$ до ω = 50 $с^{-1}$ дизеля 6Ч15/18 при выключении подачи топлива с помощью рейки (смещение рейки от положения $h_{р.хх}$ до $h_р$ = = 0 за время Δt_1' = 0,5 с) составляет 7,95 с. Такой же выбег после отключения всех цилиндров ($t_2^{выб}$) сократился до 7,5 с, т. е. на 5,7 %. Это произошло благодаря тому, что время выключения всех цилиндров составляет около 0,08 с, что существенно меньше времени выключения подачи топлива рейкой.

Время разгона ($t_1^{раз}$) от угловой скорости ω = = 50 $с^{-1}$ до ω = 150 $с^{-1}$ при включении подачи топлива с помощью рейки (смещение рейки от положения $h_р$ = 0 до $h_р$ = 100 % произошло за время Δt_1" = 0,6 с) составляет 2,4 с. Такой же разгон сразу после включения всех цилиндров ($t_2^{раз}$) сократился до 2,25 с, т. е. на 6,3 %. Это произошло потому, что время включения всех цилиндров составляет около 0,25 с, что меньше времени включения полной подачи топлива рейкой.

Следует отметить, что выключение всех цилиндров и следующее за ним снижение частоты вращения вала приводит к срабатыванию регулятора частоты, который за время Δt_2' выводит рейку ТНВД в положение полной подачи. Очевидно, что это время никак не влияет на динамику выбега. В то же время ТНВД подготовлен (без задержки, т. е. Δt_2" = 0) к полной подаче топлива в момент включения ранее выключенных цилиндров.

Добавим, что устранение переходного процесса в топливной системе при включении выключенных цилиндров (т. е. использование системы с регулированием начального давления — РНД) позволяет повысить динамические показатели тех же режимов уже на 8,7 % по сравнению с исходным вариантом с реечным регулированием.

Безреечное регулирование, т. е. регулирование выключением—включением цилиндров или циклов, особенно при положении рейки постоянном и равном 100 % цикловой подачи позволяет снизить токсичность выбросов дизеля благодаря устранению режимов работы с частичными



Рис. 7. Систематизация целей и задач, решаемых с помощью рассматриваемого метода и реализующих его средств

подачами топлива, устранению переохлаждения цилиндров, поддержанию высокого качества распыливания топлива и т. д. Отключение части цилиндров повышает температуру ОГ работающих цилиндров, причем достигается температура, необходимая для протекания каталитического дожигания в нейтрализаторе ОГ.

Применение СОЦЦ целесообразно для регулирования дизеля, использующего различные альтернативные топлива и присадки как добавки к основному дизельному. Здесь имеется в виду реализация циклов с вводом добавок через клапан РНД [13, 14] вблизи форсунки. Дело в том, что во многих системах топливоподачи со снижением нагрузки и(или) частоты вращения происходит снижение остаточного давления топлива в ЛВД, а в результате возрастает величина добавки, вводимой через клапан РНД в дизельное топливо (в простейшем варианте выполнения, т. е. при отсутствии дополнительных средств управления клапаном РНД). Поскольку многие альтернативные топлива (АТ), например спирты, сжиженный пропан-бутан, дешевые низкооктановые бензины и т. д., имеют низкие цетановые числа, низкие качества самовоспламеняемости, то у дизелей с реечным регулированием приходится выключать ввод АТ на режимах малых нагрузок и холостых ходов. Используя СОЦЦ, в оставшихся работающих цилиндрах сохраняются высокая нагрузка и повышенное тепловое состояние, чем сохраняется возможность использовать АТ даже на режимах малых нагрузок и холостых ходов дизеля. Благодаря этому повышается средний процент замещения дизельного топлива альтернативным, снижается токсичность выбросов, что показано в работе [14] на примере реализации тринадцатиступенчатого испытательного цикла дизеля.

Ранее было показано, что применение метода отключения цилиндров или циклов целесообразно, если число цилиндров дизеля равно или превышает шесть. Однако с помощью предлагаемой СОЦЦ значительные эффекты достигаются и на четырехцилиндровом дизеле. При этом поддержание режимов с постоянной частотой вращения при низкой, вплоть до нулевой, внешней нагрузке достигается чередованием режимов разгонов–выбегов дизеля, в пределе — разгонов на одном цилиндре и выбегов при всех выключенных цилиндрах. Таким образом, с такой системой ТНВД превращается в насос с постоянной, причем номинальной производительностью. Характеристики впрыскивания зависят лишь от частоты вращения (и не зависят от величины геометрической цикловой подачи ввиду ее постоянства).

В конечном итоге, систематизация целей и задач, которые могут решаться с помощью метода и реализующих его средств отключения цилиндров или циклов, показана на рис. 7.

Таким образом, предлагаемые средства регулирования дизеля изменением числа работающих цилиндров или циклов могут послужить делу дальнейшего повышения экономических, экологических и других эксплуатационных качеств современных дизелей.

Литература

1. А. с. 1694955 А1 СССР, кл. F 02 D 17/02, F 02 M 63/02. Топливная система дизеля с отключением цилиндров / Н.Н. Патрахальцев, И.Ю. Олесов, О.В. Камышников и др. (СССР). № 4700190/06, заявлено 05.06.89, опубл. 30.11.91. Бюл. № 44.

2. А. с. 1694956 СССР, кл. F 02 D 17/02. F 02 M 63/02. Топливная система дизеля с отключаемыми цилиндрами / Н.Н. Патрахальцев, И.Ю. Олесов, В.А. Зудин и др. (СССР). № 4700251/06, заявлено 05.06.89, опубл. 30.11.91. Бюл. № 44.

3. *Горбунов В.В., Олесов И.Ю.* Отключатели цилиндров и циклов дизеля // Грузовик &.... — 1999. — № 9. — С. 26–29.

4. *Патрахальцев Н.Н.* Дизельные системы топливоподачи с регулированием начального давления // Двигателестроение. — 1980. — № 10. — С. 33–38.

5. *Зиняев А.Б., Корнилов Г.С., Патрахальцев Н.Н. и др.* Возможности повышения топливной экономичности дизелей типа ЯМЗ-238 отключением цилиндров и циклов // Двигателестроение. — 1991. — № 3. — С. 39–41.

6. *Валеев Д.Х. Гергенредер В.А., Олесов И.Ю., Патрахальцев Н.Н.* Возможности улучшения экономических и экологических свойств дизелей КамАЗ-740 отключением цилиндров и циклов на режимах холостых

ходов и малых нагрузок // Двигателестроение. — 1991. — № 8, 9. — С. 62—69.

7. *Патрахальцев, Н.Н., Эммиль М.В., Козлов В.И.* Экспериментальное исследование дизеля В-31, оснащенного системой отключения цилиндров // Вестник РУДН. — 2004. — № 1. — С. 34—37.

8. *Козлов В.И. Патрахальцев, Н.Н., Эммиль М.В.* Повышение топливной экономичности дизелей применением системы отключения цилиндров и циклов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2008. — № 3. — С. 28—32.

9. *Patrakhaltsev, N.N.* Mejoramiento de las cualidades economicas y ecologicas de los motores diesel de uso motriz mediante del systema de desconexion de los cylindros y cyclos // Revista. — Tecnicocientifica. — Tecnia. — Peru. — 1992. — P. 13—24.

10. А. с. 1839522 СССР, кл. F 02 M 55/00, F 02 D 17/00. Дизельный двигатель с системой регулирования режима работы / Н.Н. Патрахальцев, В.В. Карницкий, Д.Х. Валеев и др. (СССР). № 4676084/31-06, заявлено 07.04.89. опубл. 30.12.93. Бюл. № 32.

11. *Патрахальцев, Н.Н. Вальдеррама А., Градос Х.* От отключения цилиндров — к отключению циклов // Автомобильная промышленность. — 1995. — № 11. — С. 23—24.

12. *Patrakhaltsev, N.N. Valderrama A. Romero.* Aumento de la eficiencia de los motores diesel automotrises mediante la desconexion de cylindros y cyclos // Сб. докладов COBEM/CIDIM. — 1995. — Peru. — Lima. — P. 21—25.

13. *Патрахальцев, Н.Н., Соболев И.А., Казаков С.А.* Совершенствование пусковых и динамических характеристик дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха // Двигателестроение. — 2009. — № 3. — С. 32—36.

14. *Патрахальцев, Н.Н.* Неустановившиеся режимы работы ДВС. (Монография) — М. : РУДН, 2009. — 330 с.

ЮБИЛЕЙ!



Леониду Алексеевичу Конопелько 70 лет

5 сентября 2011 года исполнилось 70 лет доктору технических наук, профессору, руководителю научно-исследовательского отдела государственных эталонов в области физико-химических измерений ВНИИМ им. Д.И. Менделеева Леониду Алексеевичу Конопелько.

Конопелько Л.А. родился в 1941 г. в Сталинграде. После окончания Ленинградского институт точной механики и оптики в 1967 г. поступил на работу во ВНИИМ им. Д.И. Менделеева, в котором плодотворно работает и в настоящее время.

Вся его научная, профессиональная, преподавательская и общественная деятельность связана с развитием методов химико-аналитических измерений, обеспечением единства измерений, созданием и развитием экологического приборостроения в РФ.

Профессиональный и научный авторитет Л.А. Конопелько получил самое высокое национальное и международное признание специалистов метрологических институтов промышленно развитых стран (США, Германия, Франция, Англия, Кореи, Японии и др.), а также Международного комитета мер и весов.

Под его руководством создана уникальная национальная аппаратурно-методическая база для обеспечения испытаний, калибровки, поверки, производства эталонных материалов для всех основных типов химико-аналитических и автоматических газоаналитических приборов.

Из весьма впечатляющего перечня официальных должностей и званий Л.А. Конопелько можно назвать следующие: академик, член президиума Метрологической академии РФ; ученый-хранитель Государственного эталона единицы молярной доли и массовой концентрации компонентов в газовых средах; эксперт-аудитор Росстандарта России в системе аккредитации аналитических лабораторий (центров) и в системе сертификации ГОСТ Р по химической продукции; председатель ТК 1.8 «Физико-химия» КООМЕТ (Евроазиатское содружество государственных метрологических организаций); главный метролог Комитета по здравоохранению Администрации Санкт-Петербурга; заведующий кафедрой «Экологическое приборостроение и мониторинг» Санкт-Петербургского государственного университета информационных технологий механики и оптики и другие.

Под руководством Л.А. Конопелько было подготовлено и защищено 8 кандидатских диссертаций, он является автором более 280 научных работ.

За многолетнюю плодотворную, профессиональную и научную деятельность Л.А. Конопелько награжден орденом «За заслуги перед Отечеством» II степени; почетными знаками «За заслуги в стандартизации», «Заслуженный метролог РФ»; является лауреатом премии Правительства РФ 2000 г. в области науки и техники.

Редакция научно-технического журнала «Двигателестроение» и научно-техническая общественность отрасли поздравляют Леонида Алексеевича Конопелько с юбилеем, желают долгих лет плодотворной и успешной научной деятельности и выражают ему искреннюю благодарность за сотрудничество в области развития химико-аналитических измерений в двигателестроении.

УДК 621.43

МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ*

В.А. Лашко, д.т.н., проф.;
Тихоокеанский государственный университет
А.В. Пассар, к.т.н., доц.
Дальневосточный государственный университет путей сообщения

В настоящей работе предлагается комплексный метод расчета при проектировании проточной части радиально-осевой турбины, работающей в составе импульсной системы наддува комбинированного двигателя. В качестве основной модели используется математическая модель расчета осесимметричного вихревого течения невязкой, нетеплопроводной сжимаемой жидкости. Выполненный расчет позволит на основе структуры потока в проточной части произвести оценку проектного решения проточной части радиально-осевой турбины.

В общем случае движение газов в проточной части радиально-осевой турбины, работающей в составе импульсной системы наддува комбинированного двигателя, является трехмерным, неустановившимся и турбулентным. Даже современные возможности вычислительной техники и существующие методы вычислительной математики не позволяют рассчитывать такие типы течений. Поэтому при создании менее трудоемких и эффективных методов расчета авторы приняли ряд упрощающих допущений. Это способствовало появлению метода ЦНИДИ [1], который, опираясь на гипотезу квазистационарности, позволяет использовать расчетные методы турбин постоянного давления для определения параметров турбины, работающей в условиях нестационарного потока. К недостаткам этого подхода следует отнести не возможность варьирования геометрией турбины, поскольку в расчет закладывается, базируясь на экспериментальных данных, жестко-регламентированный вариант геометрии.

Предпринимались попытки других авторов как-то разрешить эту проблему, но все они свелись лишь к улучшению определенных положений метода ЦНИДИ.

В работах [2, 3], принимая во внимание существующие методы расчета, было предложено подойти комплексно к расчету и проектированию проточной части турбины, работающей в составе импульсной системы газотурбинного наддува комбинированного двигателя внутреннего сгорания.

Предложенный комплексный метод расчета состоит из четырех этапов (рис. 1).

На первом этапе производится проектирование проточных частей радиально-осевой турбины с различными геометрическими параметрами.

Второй этап заключается в определении эффективности проточных частей турбин, спроектированных на первом этапе. С этой целью, используя модель расчета ступени на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении, выполняется расчет характеристик турбины: $\eta_т = f(\overline{H}_т)$ и $G_т = f(\overline{H}_т)$. Проверка адекватности предложенной модели осуществлялась путем сравнения заводских характеристик, полученных экспериментально, с расчетными характеристиками.

Третий этап заключается в расчете импульсов давлений $p = f(\varphi)$ и температур $T = f(\varphi)$ на входе в турбину с геометрическими параметрами определенными на первом и втором этапах. Для этой цели предлагается решить смешанную

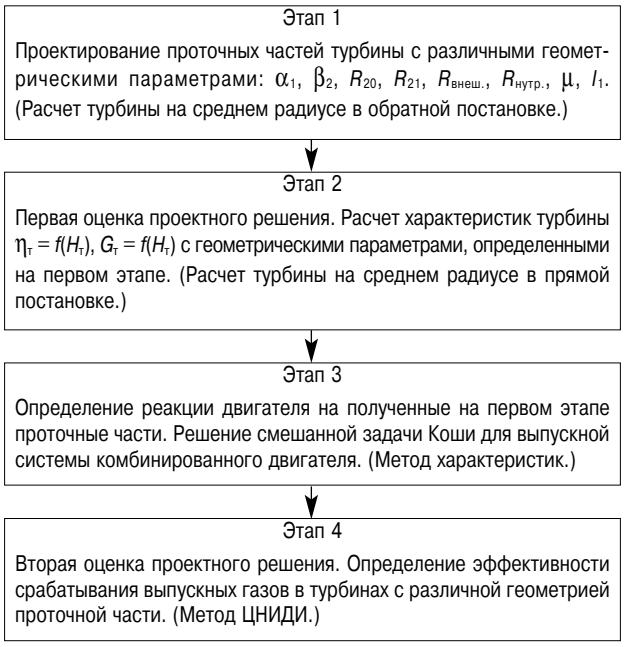


Рис. 1. Этапы комплексного метода расчета

* Работа выполнена в рамках государственного контракта № П618.

задачу Коши для выпускной системы комбинированного двигателя с использованием метода характеристик.

Четвертый этап включает в себя решение вопроса об оценке эффективности срабатывания выпускных газов в турбине. В основу программы расчета на этом этапе положен метод расчета турбины в импульсном потоке, широко распространенный среди специалистов как метод ЦНИДИ [1]. В качестве исходной информации на этом этапе используются диаграммы изменения давления и температуры выпускных газов перед турбиной, полученные расчетным путем на предыдущем этапе, а также характеристики турбины, полученные расчетным путем на втором этапе. Выполнив расчет различных конструктивных вариантов турбины, определяем максимальное значение интегрального КПД срабатывания импульса $\eta_{ти}$, максимальное значение мощности турбины

$$N_т = \int_0^\tau H_т G_т \eta_т \mathrm{d}\tau$$

и соответствующие этим значениям проточные части турбины.

В результате реализации этих четырех этапов бвла получена твердотельная модель рабочего колеса радиально-осевой турбины турбокомпрессорного ряда ТКР-14. На рис. 2 представлена твердотельная модель рабочего колеса полученная с использованием современных программных средств трехмерного моделирования [4].

В настоящей работе для оценки качества проточной части предлагается дополнить предложенный ранее комплексный метод расчета [2, 3] еще одним этапом, который заключается в расчете структуры потока в проточной части рабочего колеса. Для этой цели на *пятом этапе* предлагается использовать математическую модель осесимметричного вихревого течения

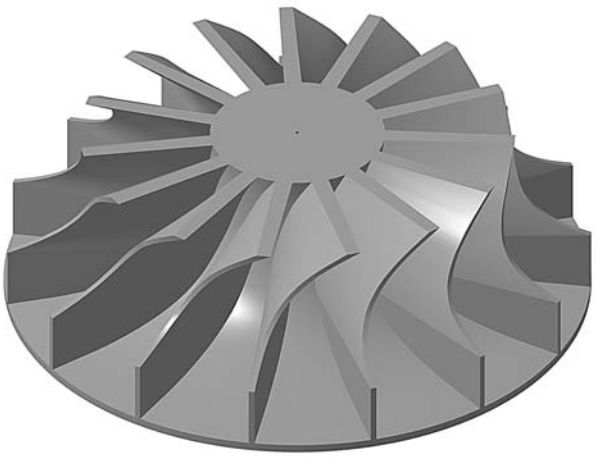


Рис. 2. Твердотельная модель рабочего колеса радиально-осевой турбины турбокомпрессорного ряда ТКР-14

невязкой сжимаемой жидкости, предложенную в работе [5].

Осесимметричный вихревой поток невязкой сжимаемой жидкости в радиально-осевых турбомашинах описывается следующей системой уравнений:

➢ уравнение движения в энергетической форме Крокко

$$w \cdot (\nabla \cdot c) = \nabla H^* - T\nabla S - F + T\frac{w}{w^2}\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}t}; \qquad (1)$$

➢ уравнение неразрывности

$$\nabla(\chi\rho\, w) = 0; \qquad (2)$$

➢ уравнение первого закона термодинамики

$$\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}t} + p\frac{\mathrm{d}\rho^{-1}}{\mathrm{d}t} = T\frac{\mathrm{d}S}{\mathrm{d}t}; \qquad (3)$$

➢ уравнение состояния для идеального газа

$$p = \rho RT, \qquad (4)$$

где $\mathrm{d}U = c_v \mathrm{d}T$; $H^* = J + \dfrac{w^2 - u^2}{2}$;

$$J = c_p T = \frac{kR}{k-1}T; \left(k = \frac{c_p}{c_v}\right).$$

В уравнениях (1)−(4) приняты следующие обозначения: ∇H^* — градиент полного обобщенного теплосодержания в относительном потоке; J — энтальпия; ∇S — градиент энтропии; T — абсолютная температура; F — массовая сила; U — внутренняя энергия; k — показатель изоэнтропы; c_p и c_v — теплоемкости при постоянном давлении и объеме; p — давление; ρ — плотность; R — газовая постоянная; w — относительная скорость; c — абсолютная скорость; $u = \omega r$ — окружная скорость вращения ротора; χ — коэффициент стеснения; r — расстояние от оси вращения.

При этом рассматривается установившийся вихревой поток. Причем завихренность обусловлена наличием лопастей в потоке. Энтропия S меняется поперек и вдоль линий тока. Жидкость сжимаемая и идеальная. Основной эффект вязкости учитывается коэффициентом изоэнтропийности $\sigma = \exp[(S_1 - S)/R]$, который считается функцией параметров потока и координат. Принята гипотеза осевой симметрии потока.

Решение рассматриваемой задачи строится в полуфиксированной сетке методом прямых. Изменение коэффициента изоэнтропийности задается квадратичной зависимостью. Все производные заменяются центральными разностями. Уравнения движения и неразрывности представлены интегральными уравнениями. Расчет проводится методом последовательных при-

Таблица 1

Основные показатели турбокомпрессоров

Показатели	ТКР-14-9А.2	ТКР-14С-26	ТКР-14С-27	ТКР-14В-30	ТКР-14Н-8А.2	ТКР-14С-28
Степень повышения давления	1,75	1,9	2,0	2,7	1,75	2,2
Подача компрессора, кг/с	0,35	0,4	0,61	0,9	0,47	0,63
Температура газа перед турбиной, °С:						
— длительно допустимая	650	650	650	652	650	650
— кратковременная	700	700	700	702	700	700
Частота вращения, об/мин	36 000	41 000	44 000	52 000	40 000	47 000
КПД компрессора	0,72	0,72	0,72	0,73	0,72	0,75
КПД турбины	0,74	0,74	0,74	0,72	0,74	0,73
Число цилиндров дизеля	6	6	6	6	8	8
Среднее эффективное давление дизеля, МПа	0,81	1,07	1,34	1,71	0,85	1,38

ближений. Степень приближения оценивается с точностью 1–3 %.

Для проверки адекватности предложенной математической модели осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевой турбины на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Тихоокеанского государственного университета выполнен цикл экспериментальных исследований серии турбокомпрессоров типа ТКР-14 [6] (табл. 1).

Измеряемые величины на выходе из рабочего колеса турбины (угол выхода потока α_2, абсолютная скорость c_2) являются случайными величинами. И по этой причине они подчиняются какому-либо закону, характеризующему случайную величину. Для обработки экспериментальных данных полей скоростей на выходе из рабочего колеса был использован пакет прикладных программ Mathcad [7, 8]. Mathcad имеет богатый набор функций математической статистики, позволяющих вычислять характеристики выборки данных (средние величины, дисперсию, коэффициенты корреляции и другие), плотности вероятности, функции вероятности, квантили вероятности для 17 различных видов распределения случайных величин.

В настоящей работе для оценки параметров выборки данных и оценки видов распределения абсолютной скорости c_2 и углов выхода потока α_2 использовались следующие функции пакета Mathcad:

mean(x) — возвращает выборочное среднее значение элементов массива x;

stdev(x) — возвращает среднеквадратическое (или стандартное) отклонение (standard deviation) элементов массива x;

$qt(P, k)$ — возвращает квантиль распределения по Стьюденту; здесь P — вероятность попадания числа внутрь доверительного интервала; $k = n - 1$ — число степеней свободы; m — объем выборки.

Доверительный интервал определялся исходя из вероятности попадания числа внутрь интервала 96 %.

Отклонение от среднего арифметического определялось по следующей формуле:

$$d_i = qt(0{,}96,\ k)\mathrm{stdev}(x).$$

Тогда верхняя и нижняя границы доверительного интервала будут равны

$$Vgr = \mathrm{mean}(x) + d_i;$$
$$Ngr = \mathrm{mean}(x) - d_i.$$

Результаты статистической обработки экспериментальных полей абсолютной скорости c_2 и углов выхода потока α_2 сведены в табл. 2 и 3.

Сравнение результатов расчета осесимметричного течения по методу Я.А. Сироткина с результатами эксперимента показывает, что имеется незначительное расхождение экспериментальных и расчетных значений абсолютных скоростей (рис. 3, *а*) и углов выхода потока α_2 (рис. 3, *б*).

Таблица 2

Результаты статистической обработки экспериментальных значений абсолютной скорости c_2 (м/с) за рабочим колесом турбины ТКР-14С-27

Высота лопатки	$R = 20$	$R = 31$	$R = 37$	$R = 42$	$R = 45$	$R = 48$	$R = 51$	$R = 53$
	мм							
Эксперимент № 1	81,4	103,4	121,7	130,1	133,1	149,2	148,2	163,3
Эксперимент № 2	80,2	110,2	125,9	132,4	139,8	145	158,4	160,5
Эксперимент № 3	71,6	99,5	115,1	129,2	145,7	138,1	152,1	153
Эксперимент № 4	77,1	106,5	118,5	133,4	135,4	145,9	151,6	159,7
Эксперимент №5	73	106,8	121,9	128,5	142,1	147,8	158,6	161,6
Эксперимент № 6	80,3	112	120,7	139,6	138,5	149,9	154,2	167,2
Осредненное значение	77,3	106,4	120,6	132,2	139,1	146	153,9	160,9
Расчетная величина c_2	76,9	109,9	126,2	137,3	146,2	154	161,5	169
Погрешность расчета, %	0,5	−3,3	−4,6	−3,9	−5,1	−5,5	−4,9	−5
Верхняя граница доверительного интервала	85,5	115,5	127,9	140,4	148,2	154,6	162	170,2
Нижняя граница доверительного интервала	69	97,3	113,4	124	130	137,4	145,7	151,5
Отклонение от среднего арифметического	8,2	9,1	7,2	8,2	9,1	8,6	8,1	9,3

Таблица 2

Результаты статистической обработки экспериментальных значений углов выхода потока α_2 (град) за рабочим колесом турбины ТКР-14С-27

Высота лопатки	$R = 20$	$R = 31$	$R = 37$	$R = 42$	$R = 45$	$R = 48$	$R = 51$	$R = 53$
	мм							
Эксперимент № 1	36°20′	48°54′	56°24′	62°36′	63°30′	78°48′	82°48′	85°36′
Эксперимент № 2	39°48′	51°12′	54°6′	67°	68°42′	69°54′	75°12′	78°18′
Эксперимент № 3	37°18′	45°6′	55°18′	60°	67°	72°24′	78°42′	80°42′
Эксперимент № 4	38°42′	50°48′	52°42′	62°24′	71°	72°48′	81°	84°24′
Эксперимент №5	39°24′	47°18′	56°	62°48′	68°24′	71°48′	75°24′	85°48′
Эксперимент № 6	42°30′	49°12′	59°	60°	66°30′	71°72′	77°36′	81°48′
Осредненное значение	39°	48°54′	55°36′	62°30′	67°36′	72°54′	78°24′	82°48′
Расчетная величина α_2	40°45′	50°39′	57°41′	63°58′	70°43′	77°11′	82°29′	87°44′
Погрешность расчета, %	−4,5	−3,6	−3,8	−2,4	−4,6	−5,9	−5,2	−6,3
Верхняя граница доверительного интервала	43°18′	53°30′	59°54′	67°36′	72°42′	79°	84°30′	88°48′
Нижняя граница доверительного интервала	36°24′	44°18′	51°18′	57°18′	62°24′	66°48′	72°24′	76°48′
Отклонение от среднего арифметического	4°18′	4°24′	4°18′	5°6′	5°6′	6°6′	6°6′	6°

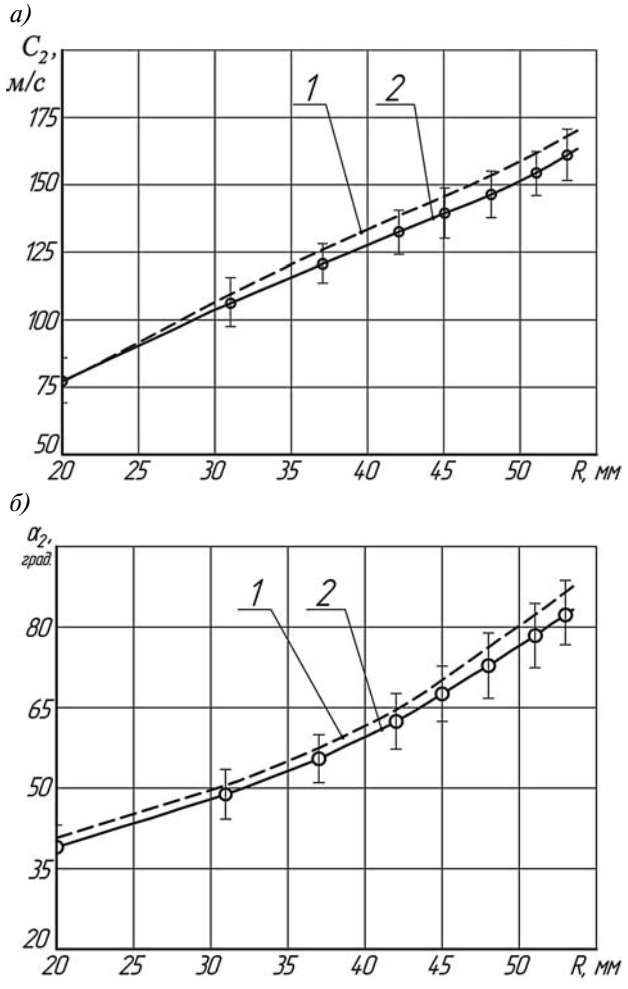


Рис. 3. Экспериментальное и расчетное распределение абсолютных скоростей (*а*) и углов выхода потока за рабочим колесом (*б*):
1 — расчет по методу Я.А. Сироткина после 58 приближений (коэффициент релаксации $\alpha = 0{,}1$); *2* — по данным эксперимента

Как показали результаты расчетов, наибольшие расхождения в периферийной зоне потока. Расчетные величины имеют завышенные значения: для абсолютной скорости 5,5 %, для углов выхода потока 6,3 %. Это можно объяснить следующим образом:

➢ метод Я.А. Сироткина не учитывает влияния зазора между рабочими лопатками и корпусом турбины на периферийную структуру потока;

➢ метод не учитывает влияние вторичных течений на величину углов выхода потока в области за рабочим колесом.

В целом расчет можно признать удовлетворительным, так как расчетные значения скоростей и углов лежат в пределах доверительного интервала.

Результаты расчетов. Используя пакет прикладных программ MATLAB [9], была составлена программа для расчета потока в проточной части. Расчет производился в следующих диапазонах изменения коэффициента напора характеристики турбины $\eta_т = f(\bar{H}_т)$: для опытной турбины $\bar{H}_т = 0{,}856-1{,}92$. Результаты приведены на рис. 4–6 для следующих расчетных режимов:

Режим № 1 — точка малого теплоперепада $\bar{H}_т = 0{,}856$ (течение с обратными токами); КПД турбины $\eta_т = 0{,}73$; расход газов $G_т = 0{,}1784$ кг/с; давление на входе $p_{g1}^* = 0{,}13$ МПа; коэффициент скорости $\psi = 0{,}858$; степень реактивности $\rho = 0{,}53$; решение было найдено за 42 итерации при коэффициенте релаксации $\alpha = 0{,}15$.

Режим № 2 — коэффициент напора $\bar{H}_т = 1{,}431$; КПД турбины $\eta_т = 0{,}804$; расход газов $G_т = 0{,}2653$ кг/с; давление на входе $p_{g1}^* = 0{,}15$ МПа; коэффициент скорости $\psi = 0{,}8962$; степень реактивности $\rho = 0{,}467$; решение было найдено за 10 итераций при коэффициенте релаксации $\alpha = 0{,}15$.

Режим № 3 — точка максимума КПД $H_т = 1{,}918$; КПД турбины $\eta_т = 0{,}817$; расход газов $G_т = 0{,}3356$ кг/с; давление на входе $p_{g1}^* = 0{,}17$ МПа; коэффициент скорости $\psi = 0{,}915$; степень реактивности $\rho = 0{,}421$; решение было найдено за 10 итераций при коэффициенте релаксации $\alpha = 0{,}5$.

Частота вращения для всех режимов $n = 46\,335$ об/мин.

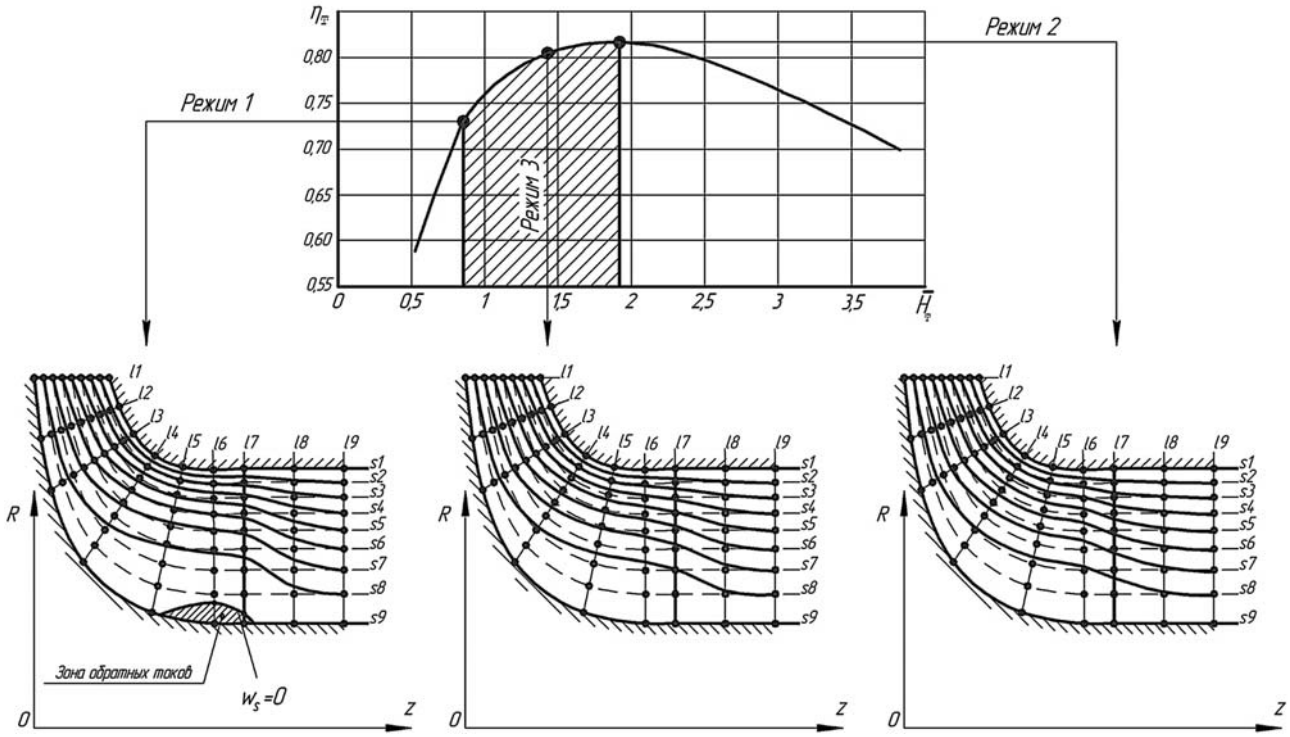


Рис. 4. Результаты расчета поверхностей тока для расчетной области опытной турбины турбокомпрессорного ряда ТКР-14

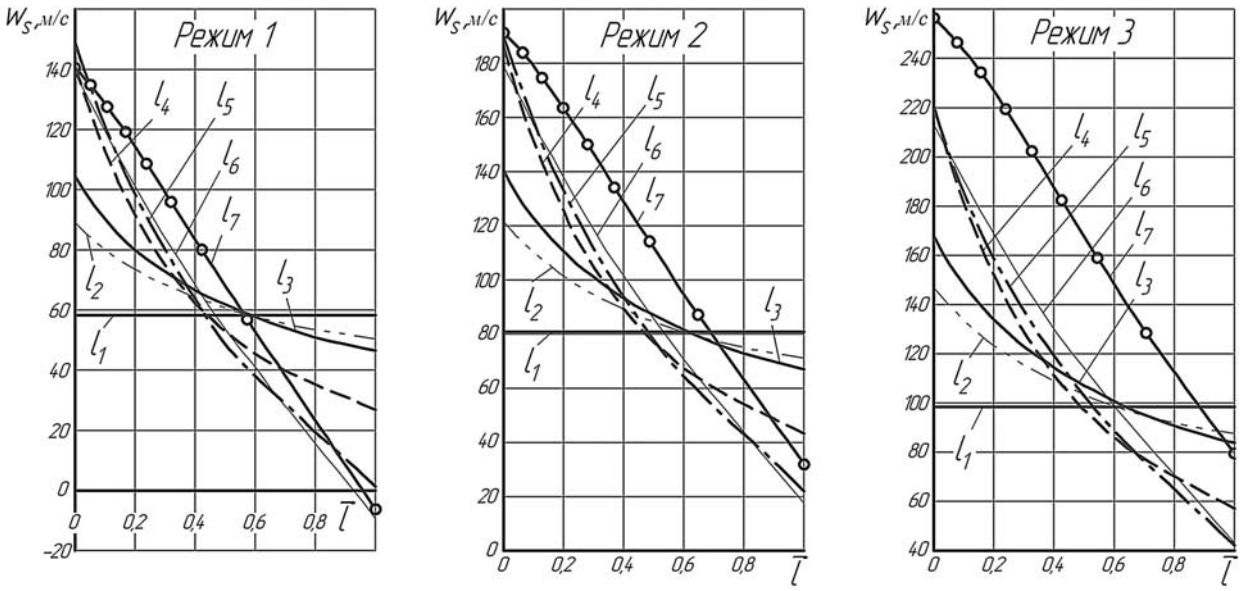


Рис. 5. Распределение меридианных скоростей w_s в зависимости от относительной длины нормалей $\bar{l}$

В результате расчета осесимметричного течения в рабочих колесах были получены меридианные проекции скорости w_s во всех узлах сетки расчетной области. На рис. 5 показано распределение меридианных скоростей в зависимости от относительной длины нормалей $\bar{l}$. Как видно, для всех расчетных областей с увеличением кривизны канала величина скорости в поперечных сечениях растет от внутреннего ($\bar{l}=1$) к внешнему ($\bar{l}=0$) обводу профиля. Перепад скорости w_s нарастает: для расчетного режима № 1 вплоть до сечения $\bar{l}_6$, достигая своего максимального значения 149 м/с; для расчетных режимов № 2 и 3 вплоть до сечения $\bar{l}_5$, достигая максимальных значений 168 и 178 м/с соответственно.

Таким образом, с возрастанием коэффициента напора происходит и нарастание перепада скорости w_s.

На рис. 4 тонкими штриховыми линиями показаны линии предварительного разбиения

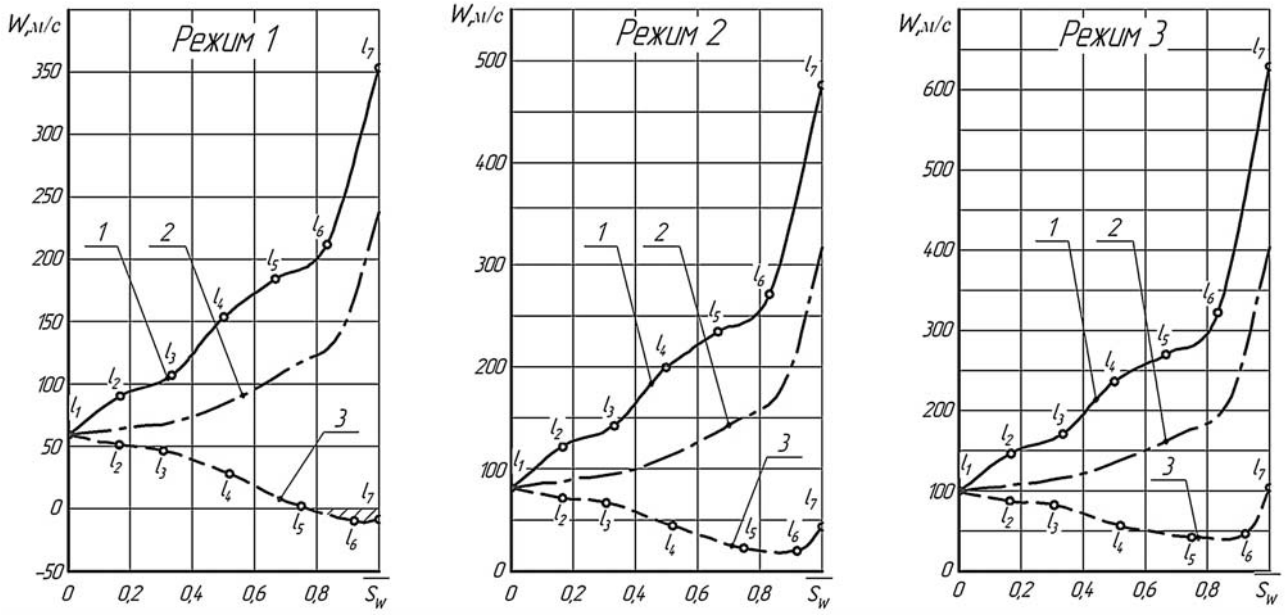


Рис. 6. Распределение относительной скорости *w* вдоль линий тока осредненного осесимметричного течения в расчетной области рабочего колеса опытной турбины:
1 — линия тока 1; *2* — линия тока 5; *3* — линия тока 9

канала по принципу равных кольцевых площадей, толстыми линиями — линии тока, определенные в результате последовательных приближений. Из этого видно, что поверхности тока окончательного приближения существенно отличаются от поверхностей тока исходного приближения. Во всех расчетных областях сходимость по скоростям w_s составила менее 1 %; среднее время, затраченное процессором на одну итерацию, составило 0,0122−0,014 с. Расчеты проводились на персональном компьютере с процессором AMD Athlon 64X2 5600 + частотой 2,8 ГГц, объем оперативной памяти 2048 Мб.

С увеличением кривизны канала линии тока «поджимаются» к корпусу турбины, что хорошо видно на рис. 4. Особенно сильно это выражено при работе турбины на малых давлениях на входе в случае расчетного режима № 1 с низким коэффициентом напора; для опытной турбины в области линий $\bar{l}_5$, $\bar{l}_6$ и $\bar{l}_7$.

В области прямых $\bar{l}_7$ и $\bar{l}_8$ линии тока поджаты к корпусу турбины. В этих сечениях, как показали результаты расчетов режима № 1, получаются отрицательные значения меридиональных скоростей w_s = 6−9 м/с. Это обстоятельство дает основание предполагать о возникновении отрыва потока (обратный ток в идеальной жидкости). На рис. 4 зона обратных токов заштрихована. Граница отрывной зоны определена при условии w_s = = 0. В безлопаточном пространстве за рабочим колесом поток выравнивается, и скорость практически не изменяется по длине *l*. С увеличением теплоперепада, срабатываемого в турбине, поверхности тока несколько выравниваются; так, в случае режима № 3 линии тока плавней, чем в случае режима № 1.

Из данных, приведенных на рис. 5, были получены распределения полных скоростей *w* по обводам профиля (рис. 6). По оси абсцисс отложено безразмерное расстояние $\bar{s}_w$ длины обвода, отнесенное к общей длине обвода. По оси ординат отложена полная скорость $w = w_s/\sin\beta$. Точками на кривых помечены концы линий *l* . Для всех расчетных режимов скорость *w* по внешнему обводу меридианного профиля при увеличении $\bar{s}_w$ возрастает. На участке от линии l_6 до линии l_7 возрастание скорости *w* происходит более интенсивно, чем на остальных участках.

Вдоль внутренней линии меридионального обвода падение скорости распространяется на участок от линии l_1 до линии l_6.

Как показали результаты расчетов режима № 3, для опытной турбины имеются сверхзвуковые включения скорости *w* в выходном сечении l_7, для линий тока s_1, s_2 и s_3 (M_w>1), однако при этом во всей области течения меридиональная скорость w_s меньше скорости звука. При моделировании течений с коэффициентами напора $\bar{H}_т$>1,916 нарушается условие эллиптичности, M_s>1 и решение не может быть найдено, о чем свидетельствуют осцилляции линий тока.

Выводы

1. Применение модели осесимметричного вихревого течения невязкой нетеплопроводной жидкости (несмотря на имеющиеся упрощающие допущения) позволяет улучшить качество

проектирования проточной части радиально-осевой турбины, работающей в нестационарном потоке импульсной системы наддува КДВС.

2. Полученная с использованием метода Я.А. Сироткина структура потока в проточной части рабочего колеса дает возможность по кривизне полученных линий тока и распределению относительных скоростей по высоте проточной части определить отрывную зону при работе турбины на режимах малого теплоперепада (рис. 4, режим 1).

3. По плавности изменения относительной скорости вдоль линий тока (рис. 4) можно зафиксировать наличие диффузорных участков и внести соответствующие коррективы в принятые геометрические параметры проточной части турбины.

Литература

1. *Байков Б.П.* Особенности расчета турбины, работающей на газах переменного давления / Б.П. Байков // Труды ЦНИДИ. — 1955. Вып. 28. — С. 68–87.

2. *Лашко В.А. Пассар А.В.* Комплексный подход к проектированию проточной части турбины импульсной системы наддува поршневых двигателей // Математическое моделирование: Сб. науч. тр. НИИКТ. — Хабаровск, 2000. — С. 119–128.

3. *Лашко В.А. Пассар А.В.* Численная реализация комплексного подхода к проектированию проточной части турбины, работающей в составе КДВС // Актуальные проблемы создания и эксплуатации комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Материалы международной научно-технической конференции «Двигатели — 2002» — Хабаровск, 2002. — С. 31–34.

4. *Потемкин А.Е.* Твердотельное моделирование в системе КОМПАС-3D. — СПб. : БХВ-Петербург, 2004. — 512 с.

5. *Сироткин Я.А.* Расчет осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в радиальных турбомашинах / Изв. АН СССР, ОТН // Механика и машиностроение. — 1963. — № 3. — С. 16–28.

6. *Лашко В.А.* Использование фундаментальной теории управления в практике проектирования проточных частей комбинированных двигателей внутреннего сгорания. — Владивосток : Дальнаука, 2009. — 445 с.

7. *Кирьянов Д.В.* Mathcad 12. — СПб. : БХВ-Петербург, 2005. — 576 с.

8. *Макаров Е.Г.* Инженерные расчеты в Mathcad. Учебный курс. — СПб. : Питер, 2003. — 448 с.

9. *Потемкин В.Г.* Вычисления в среде MATLAB. — М. : ДИАЛОГ-МИФИ, 2004. — 720 с.

ХОЛДИНГ «СИНАРА-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ» ГОТОВИТ К ВЫПУСКУ НОВЫЙ МАГИСТРАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЗ ТЭМ8

ОАО «Синара-Транспортные машины», ООО «Мечел-Транс Восток» и ОАО ВТБ Лизинг заключили трехсторонний контракт на производство и поставку для ОАО «Мечел-Транс Восток» 18 единиц односекционных восьмиосных тепловозов ТЭМ8. Согласно контракту магистральные тепловозы ТЭМ8 будут поставлены ООО «Мечел-Транс Восток» в течение 2012– 2014 гг. Производство и сервисное обслуживание будет осуществлять Людиновский тепловозостроительный завод, входящий в ОАО «Синара-Транспортные машины». Новый магистральный односекционный тепловоз ТЭМ8 будет разработан на базе экипажной части маневрово-вывозного тепловоза с электрической передачей ТЭМ7А и оснащен силовой установкой мощностью 2206 кВт (3000 л. с.) производства GE Transportation Parts LLC (США).

По заявлению генерального директора ООО «УК Мечел-Транс» Александра Стародубова приобретаемые в лизинг локомотивы будут использоваться на 315-километровой железнодорожной ветке Улак–Эльга, соединяющей Эльгинский угольный комплекс Группы «Мечел» с Байкало-Амурской магистралью. Компания «Синара-Транспортные машины» изготовит тепловозы, специально предназначенные для использования в горной местности и сложных климатических условиях, которые не только дадут возможность максимально эффективно использовать участок железной дороги Улак–Эльга, но и существенно экономить на транспортных издержках. В соответствии с плановыми объемами добычи на Эльгинском угольном комплексе до 2014 г. приобретаемые локомотивы позволят обеспечить своевременные поставки эльгинского угля.

ОАО «Синара-Транспортные машины» (СТМ) — дивизиональный холдинг, входящий в состав ЗАО Группа Синара. СТМ объединяет: ОАО «Уральский завод железнодорожного машиностроения» (г. Верхняя Пышма, Свердловская область), ОАО «Людиновский тепловозостроительный завод» (г. Людиново, Калужская область), ООО «Уральский дизельмоторный завод» (Екатеринбург), ООО «Центр инновационного развития СТМ» (Екатеринбург), ООО «СТМ-сервис». Направления деятельности: локомотивостроение, инжиниринг, организация сети сервисного обслуживания.

http://www.sinara-group.com

УДК 621.43.052

ВОЗДЕЙСТВИЕ НА СИСТЕМУ НАДДУВА ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ ТРЕБОВАНИЙ IMO III

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н., Сухарев А. Н., инж.
ООО «ТУРБОКОМ»

Правило 13.4 Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 (далее IMO III) предписывают сократить удельную эмиссию NO_x судовых дизелей примерно на 80 % по сравнению с IMO I. Выполнение этого требования возможно за счет применения технологии селективного каталитического восстановления (SCR) или комплекса внутренних мероприятий в системе двигатель–турбокомпрессор, к которым, в первую очередь, относится рециркуляция отработавших газов (EGR). Установка SCR перед турбиной (двухтактные двигатели и двухступенчатые системы наддува) и применение EGR предполагает наличие регулируемой системы наддува, которая в одних случаях обеспечивает низкую эмиссию NO_x, а в других — высокую топливную экономичность.

Технологии снижения выбросов NO_x разделяются на внешние и внутренние. Внешние уменьшают выбросы NO_x за счет каталитической очистки, в то время как внутренние подавляют образование NO_x в процессе сгорания.

В соответствии с требованиями IMO II (действует с 01.01.2011) эмиссия NO_x должна быть уменьшена примерно на 20 %. Это может быть достигнуто небольшими изменениями в конструкции и системах двигателя.

Требования IMO III (действует с 01.01.2011) могут быть выполнены либо при использовании внешних технологий, либо за счет комбинации внутренних технологий. В докладе анализируются возможности снижения эмиссии NO_x на базе моделирования работы систем селективного каталитического восстановления (SCR) и рециркуляции отработавших газов (EGR).

Селективное каталитическое восстановление

SCR — отработанная технология очистки ОГ, которая позволяет на любом двигателе выполнить требование правила IMO III (90 %-ное сокращение NO_x). Система SCR разрабатывается с учетом температуры ОГ и содержания серы в топливе. Обычные реакторы SCR работают лучше всего в температурном диапазоне от 300 до 450 °С. В этом диапазоне мочевина хорошо разлагается и не требуются специальные высоко- или низкотемпературные компоненты.

Существенное влияние на работу системы SCR оказывают соединения серы. Аммиак в реакции с трехокисью серы образует бисульфат аммония — клейкое вещество, которое при пониженных температурах покрывает поверхность катализатора, снижает его эффективность и может привести к выходу реактора из строя. В связи с этим SCR размещается в зоне, где температура ОГ выше предела формирования бисульфита аммония.

Температура на выходе из турбины среднеоборотного двигателя (СОД) с двухступенчатой системой наддува и малооборотного двигателя (МОД) слишком низка, поэтому SCR устанавливается перед турбиной.

Реактор SCR, установленный после турбокомпрессора (ТК), создает некоторое противодавление, но оказывает слабое воздействие на работу двигателя на установившемся режиме. Установка SCR перед турбиной сильно влияет на качество переходных процессов двигателя.

Двухтактный двигатель с одноступенчатой системой наддува

Инерционность реактора вызывает колебания температуры выпуска, частоты вращения ТК, давления наддува и может вызвать остановку двигателя из-за недостаточной продувки.

Исследования, проведенные на двухтактном судовом двигателе с SCR перед турбиной, показали:

➢ При постоянной нагрузке в реальных условиях небольшие изменения температуры выпуска могут вызвать незначительные колебания частоты вращения ТК. В зависимости от режима работы они могут быть подавлены или усилены. При нагрузке 70 % система наддува сохраняет свою устойчивость. При 50 %-ной нагрузке искусственный вывод ее из равновесия охлаждением газа в турбине на 2 °С в течение нескольких секунд приводит к усилению вынужденных колебаний из-за недостаточной продувки и роста тепловой нагрузки двигателя.

➢ При ступенчатом увеличении нагрузки с 50 до 70 % тепловая нагрузка двигателя стремительно увеличивается и вызывает большие колебания параметров, но они демпфируются и система при 70 %-ной нагрузке приходит в устойчивое состояние. Однако при более низких нагрузках ста-

билизация не наблюдается и колебания усиливаются. Объем SCR оказывает решающее воздействие на развитие переходного процесса. Уменьшение объема SCR сокращает период и снижает амплитуду колебаний. Постоянная объема SCR должна быть меньше времени, требуемого для изменения нагрузки, но в настоящее время снижение объема SCR невозможно.

Для надежной работы двухтактных судовых двигателей с реактором SCR перед турбиной и устранения колебания параметров требуется регулируемая система наддува. Были исследованы два возможных способа управления (рис. 1):

А) комбинация сброса воздуха (СВ) с перепуском газа в обход SCR (байпас);

Б) регулируемая турбина (РТ).

Для варианта (А) байпас и СВ работают по следующему алгоритму.

Случай 1: SCR охлаждает ОГ. Так как давление наддува слишком низкое, то байпас открыт, что увеличивает теплосодержание газов на выходе из двигателя и входе в турбину.

Случай 2: SCR нагревает ОГ. Так как давление наддува слишком высокое, то клапан сброса воздуха из компрессора открыт, что препятствует дальнейшему повышению давления.

Система SCR с байпасом и сбросом воздуха позволяет эффективно демпфировать колебания и обеспечить устойчивую работу двигателя за очень короткое время (рис. 2).

Но при этом часть ОГ обходит реактор SCR, и содержание NO_x в них не может быть уменьшено. Это неприемлемо при работе в гавани, где при маневрировании судна нагрузка быстро изменяется и одновременно требуется низкая эмиссия.

В варианте (Б) используется регулируемая турбина для управления давлением наддува. Регулируемая турбина в состоянии демпфировать колебания и гарантирует безопасную работу двигателя (см. рис. 2), поскольку поток ОГ полностью проходит через SCR, что обеспечивает номинальное снижение NO_x даже при быстром

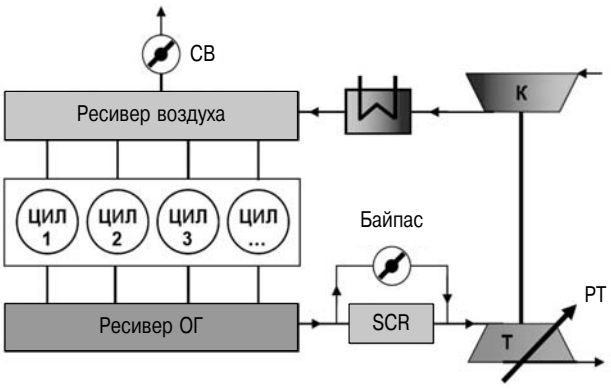


Рис. 1. Схема управления системой наддува

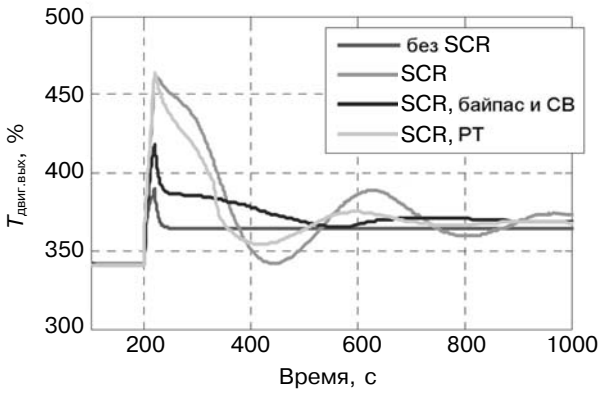


Рис. 2. Температура на выходе из двигателя при ступенчатом повышении нагрузки с 50 до 70 %

изменении нагрузки. Но так как SCR охлаждает ОГ, то невозможно увеличить температуру на входе в турбину, и в деталях двигателя возникают высокие тепловые нагрузки из-за недостаточной продувки. Поэтому в варианте с регулируемой турбиной необходима дополнительная энергия для обеспечения продувки, особенно при работе на частичных режимах. Улучшить продувку возможно за счет использования бо́льшего размера вспомогательных воздуходувок, работающих в диапазоне до 50–60 %-ной нагрузки, или за счет установки дополнительной камеры сгорания для увеличения температуры на входе в турбину.

Четырехтактный двигатель с двухступенчатым наддувом

Для четырехтактного двигателя с двухступенчатым наддувом оптимальная температура для работы реактора SCR достигается между турбинами первой и второй ступени (рис. 3).

Для исследования воздействия на работу двигателя SCR, установленного между двумя турбинами было выполнено моделирование с повышением нагрузки двигателя от 33 до 66 % и ее снижением от 66 до 33 % (рис. 4, 5).

Реактор SCR оказывает воздействие на переходный процесс двигателя подобно фильтру малой пропускной способности с задержкой изменения температуры перед турбиной низкого давления. Колебания демпфируются при любой

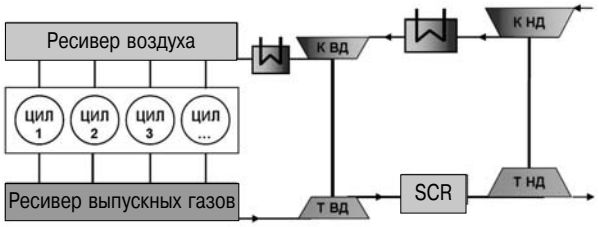


Рис. 3. Схема двухступенчатой системы наддува с SCR между турбинами высокого и низкого давления

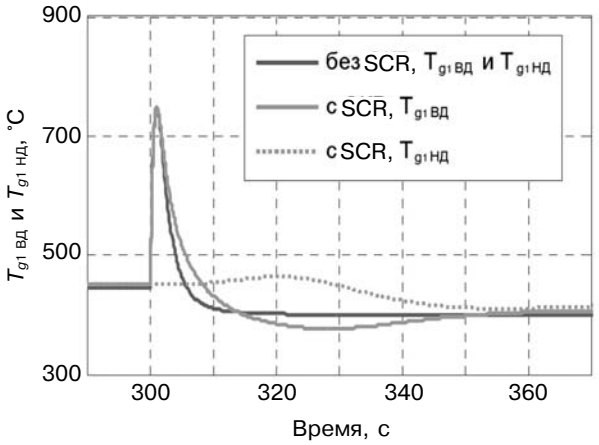


Рис. 4. Ступенчатое повышение нагрузки от 33 до 66 %. Сравнение температур на входе/выходе из реактора при работе с SCR и без него

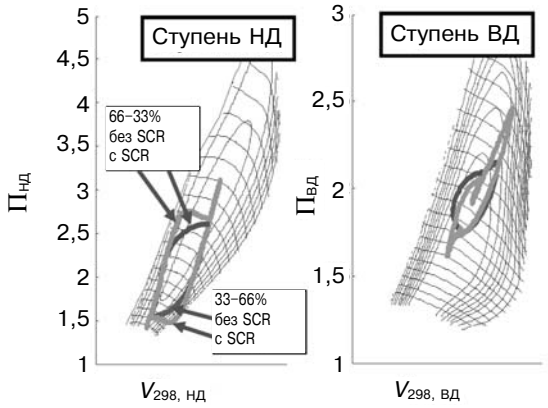


Рис. 5. Работа компрессора при ступенчатом повышении нагрузки от 33 до 66 % и при ее снижении от 66 до 33 %

нагрузке, и SCR не влияет на значение коэффициента избытка воздуха для сгорания.

При повышении нагрузки и ее снижении компрессор низкого давления работает ближе к линии помпажа (рис. 5), поэтому в зависимости от размера SCR, запаса от границы помпажа, времени отклика на падение нагрузки и ширины характеристики компрессора может потребоваться байпас.

Рециркуляция отработавших газов (EGR)

Система EGR оказывает непосредственное влияние на конструкцию двигателя и технические требования к системе наддува. Рециркуляция ОГ может быть внешней или внутренней.

Внутренняя рециркуляция достигается ранним закрытием выпускного клапана, что позволяет часть ОГ оставить в цилиндре. Однако из-за повышения температуры заряда возможности уменьшения эмиссии NO_x составляют около 20 %.

Внешняя рециркуляция выполняется вне цилиндра. Поэтому ОГ могут быть охлаждены, и возможности снижения эмиссии NO_x более высокие. Внешняя система EGR может быть разделена на рециркуляцию низкого (НД) и высокого давления (ВД).

Система EGR низкого давления работает при атмосферном давлении. Процессом несложно управлять, но элементы системы (охладители и компрессоры) должны быть выполнены с учетом работы в среде ОГ. Кроме того, КПД системы в целом может быть ниже из-за более высокой удельной работы компрессора при более высокой температуре на входе и вследствие загрязнения его проточной части.

Система EGR высокого давления осуществляет рециркуляцию ОГ при давлении наддува. Ее влияние на КПД системы наддува незначительное, но система требует наличие устройства для подачи ОГ в ресивер воздуха.

Имеются несколько вариантов подачи ОГ из выпускного ресивера во всасывающий коллектор, но в докладе подробно рассматриваются только вариант с дополнительным нагнетателем и электрическим приводом (НГ) (рис. 6).

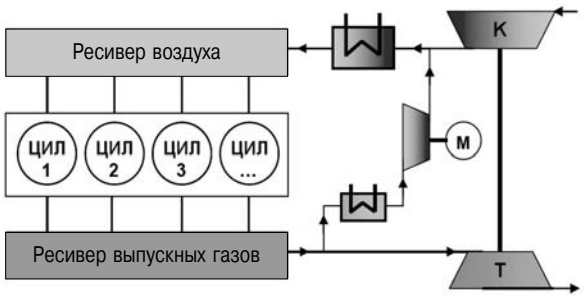


Рис. 6. Схема рециркуляции отработавших газов с EGR-нагнетателем

Дополнительный нагнетатель для подачи газа применим только для высокооборотных двигателей (ВОД) небольшого размера. Для МОД и СОД эта система становится неэффективной из-за мощного электропривода и сильного влияния на топливную экономичность.

Двухтактный двигатель с одноступенчатой системой наддува

Сопоставление вариантов привода дополнительного нагнетателя на двухтактном двигателе с одноступенчатой системой наддува со степенью рециркуляции примерно 30 % показало, что повышение удельного расхода топлива на 2 % достигается в случае применения привода от дополнительной турбины и на 3 % в случае применения электропривода.

При работе с системой EGR высокого давления расход воздуха и газа через основной ТК уменьшается. Для рассматриваемого варианта площадь турбины и расход воздуха через компрессор ниже примерно на 30 % по сравнению с вариантом без EGR (рис. 7).

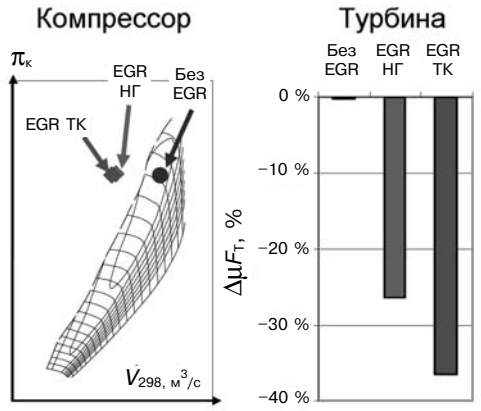


Рис. 7. Уменьшение размеров проточных частей ТК для различных вариантов EGR высокого давления

Работа с отключенной EGR с ТК, имеющим пропускную способность на 30 % меньше, невозможна, так как без регулирования чрезмерно увеличится давление наддува. Перепуск ОГ не решает проблемы, так как для рассматриваемого случая тепловая нагрузка на детали камеры сгорания двигателя чрезмерно увеличивается.

Регулируемая турбина — наиболее оптимальное решение, однако, подобно варианту с перепуском ОГ, система способна гарантировать удовлетворительную работу с заданной степенью рециркуляции ОГ.

В этом случае имеется возможность использовать параллельный наддув дополнительным ТК, который компенсирует снижение пропускной способности основной турбины на 30 %. При этом двигатель выполнит требования IMO II, но система наддува с EGR получается очень сложной.

Четырехтактный двигатель с двухступенчатой системой наддува

Для четырехтактных СОД и ВОД требуется более низкая степень рециркуляции ОГ. Для выполнения требований IMO III была принята степень рециркуляции ОГ 20 % и рециркулируемый момент подачи топлива для управления максимальным давлением сгорания. Для обеспечения при рециркуляции ОГ требуемого коэффициента избытка воздуха для сгорания использовалось изменение момента открытия впускного клапана.

Были исследованы два возможных варианта комплектации системы наддува (рис. 8):

А. ТК с параметрами, обеспечивающими работу с отключенной системой EGR и перепуском воздуха на двигателе для работы с включенной системой EGR.

Б. ТК с параметрами, обеспечивающими работу с включенной системой EGR (требуется ТК меньшего размера) и перепуском воздуха на турбине высокого давления для работы с выключенной системой EGR.

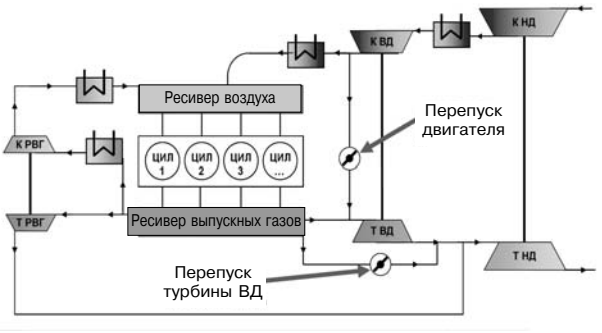


Рис. 8. Схема двухступенчатой системы наддува с EGR

Если ТК были выбраны для варианта (А), они будут иметь слишком большую производительность при работе с включенной системой EGR. С открытым перепуском на двигателе при включенной EGR расход воздуха через ТК увеличивается. Рабочие точки на характеристиках смещаются от помпажа в зону более высоких КПД, как показано на рис. 9.

Если ТК были выбраны для варианта (Б), то они будут иметь недостаточную производительность при работе с включенной EGR. Перепуск на турбине высокого давления открывается для работы с отключенной системой EGR. Это увеличивает степень повышения давления в компрессоре низкого давления и смещает рабочие

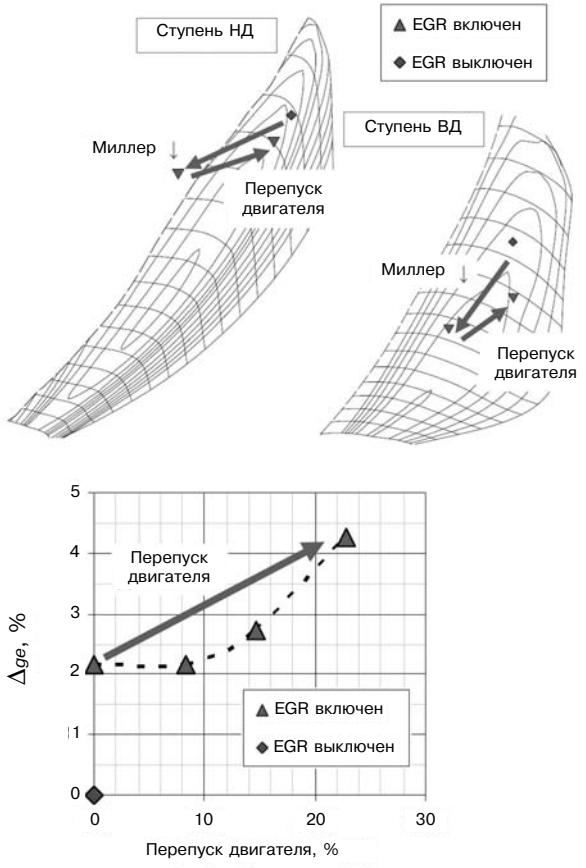


Рис. 9. Работа компрессора с включенной EGR и перепуском воздуха на двигателе

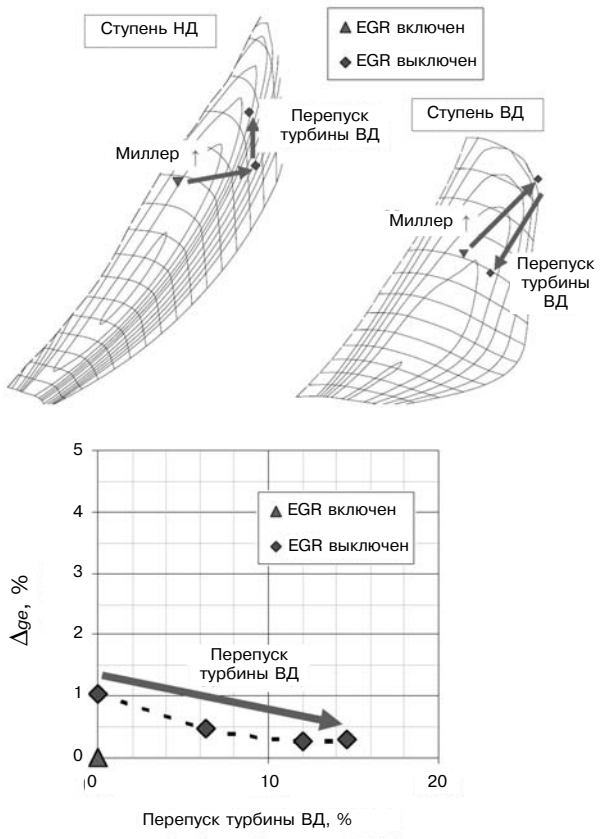


Рис. 10. Работа компрессора с выключенной EGR и перепуском газа на турбине высокого давления

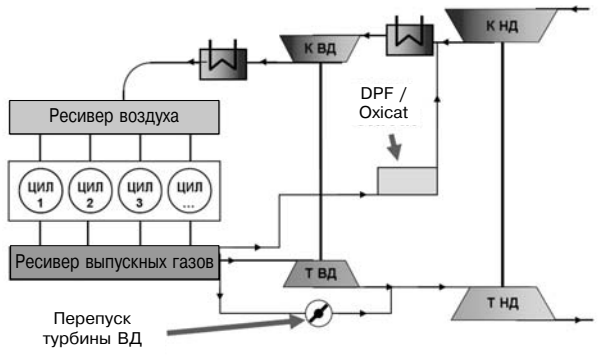


Рис. 11. Схема системы EGR без насоса EGR

точки в зону безопасной работы и хорошего КПД (рис. 10).

Рабочие точки на рис. 9 и 10 соответствуют максимальным значениям перепуска в соответствующем варианте.

Согласно результатам моделирования расход топлива в соответствующих расчетных точках для вариантов А и Б тот же самый. Однако, когда EGR включается, расход топлива для варианта А с перепуском на двигателе повышается, так как перепускаемый воздух охлаждает ОГ на входе в турбину.

При перепуске ОГ на турбине высокого давления был дополнительно исследован вариант В,

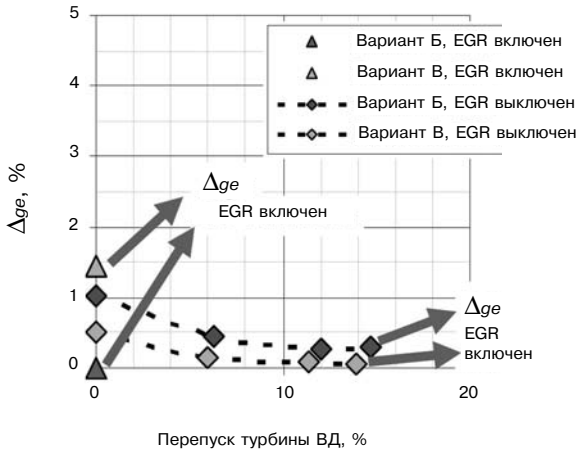


Рис. 12. Сравнение расхода топлива для вариантов:
Система EGR–турбокомпрессор (Б)
Система EGR и рециркуляция без насоса (В)

при котором рециркуляция ОГ осуществлялась путем соединения выпускного ресивера с ресивером воздуха компрессора низкого давления (рис. 11). При задании соответствующего перепада давлений между этими двумя объемами рециркуляция может быть выполнена без дополнительного насоса.

Результаты моделирования показали (рис. 12), что экономичность двигателя в вариантах EGR — выключен (А) незначительно отличается от варианта с EGR — турбокомпрессором и перепуском ОГ на турбину высокого давления (Б).

Незначительное снижение расхода топлива обусловлено увеличением пропускной способности турбины высокого давления. Однако при работе с включенной системой EGR расход топлива повышается примерно на 1,5 %, что связано с потерей давления в линии рециркуляции ОГ. Исполнение компрессора высокого давления, так же как охладителей воздуха, должно предусматривать возможность работы в среде ОГ. Кроме того, увеличивается чувствительность системы наддува из-за загрязнения проточной части компрессора высокого давления и падения его КПД.

Заключение

Независимо от выбранной технологии для снижения эмиссии NO_x судовых дизелей до требований ИМО III возникает необходимость значительной модернизации систем наддува, управления двигателем и архитектуры двигателя в целом.

В случае выбора внешней системы каталитической очистки газов в реакторе SCR для обеспечения его работоспособности он должен быть установлен перед турбиной. Значительный объем реактора отрицательно сказывается на качестве переходных процессов, а система наддува при малых нагрузках теряет устойчивость и работает в

режиме автоколебаний. При этом устойчивость системы может быть восстановлена только с помощью перепуска ОГ в обход реактора SCR при значительном снижении эффективности очистки, что неприемлемо. Регулируемая турбина в комбинации с системой SCR работает устойчиво, однако не обеспечивает требуемого качества продувки цилиндра и охлаждения деталей камеры сгорания. В этом варианте требуется дополнительная мощность для качественной продувки с неизбежной потерей экономичности.

При выборе для снижения эмиссии NO_x системы рециркуляции EGR с регулированием начала подачи топлива и фаз газораспределения существенно усложняется система управления двигателем, а также ухудшаются условия работы системы впуска. Однако в сравнении с SCR экономичность двигателя не снижается, а массогабаритные показатели силовой установки не ухудшаются.

Литература

1. *Codan E., Bernasconi S., Born H.* IMO III Emission Regulation: Impact on the Turbocharging System. Paper № 139, CIMAC 2010, Bergen.

НОВОСТИ ЗАО «ТРАНСМАШХОЛДИНГ»

ТРАНСМАШХОЛДИНГ ЗАВЕРШИЛ ПОСТАВКУ ПАРТИИ ТЕПЛОВОЗОВ 2ТЭ116УМ В МОНГОЛИЮ

Луганский тепловозостроительный завод (Украина, входит в состав ЗАО «Трансмашхолдинг») завершил выполнение контракта по поставке 31 тепловоза 2ТЭ116УМ Улан-Баторской железной дороге (Монголия).

Контракт реализован в соответствии с Меморандумом о сотрудничестве в сфере обеспечения парка УБЖД современным высокоэффективным подвижным составом, подписанным между ЗАО «Трансмашхолдинг», ОАО «Российские железные дороги» и АО «Улан-Баторская железная дорога» в 2009 г.

«Заказчик доволен сотрудничеством с Лугансктепловозом», — отметил генеральный директор Лугансктепловоза Сергей Михеев. — «В свою очередь трудовой коллектив завода благодарен Трансмашхолдингу, так как без его поддержки заказ получить было бы не возможно. Мы выполнили его тщательно и в срок».

Напомним, что УБЖД на паритетных началах принадлежит монгольскому и российскому государствам. Со стороны России руководство предприятием осуществляет ОАО РЖД. Парк тягового подвижного состава УБЖД почти полностью состоит из советских и российских тепловозов, построенных в разные годы.



Тепловоз 2ТЭ116УМ — специальная модификация локомотива 2ТЭ116У, наилучшим образом приспособленная к эксплуатации в условиях Монголии (высокая запыленность, высокогорье, значительные перепады температур и т. д.). Тепловозы комплектуются дизель-генераторами 18-9ДГ-01, которые производятся на Коломенском заводе (также входит в состав Трансмашхолдинга).

В холдинге выражают готовность к продолжению сотрудничества с УБЖД и диверсификации поставок железнодорожной техники.

МЕТРОВАГОНМАШ ИЗГОТОВИЛ ПЕРВЫЙ ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗД ДЛЯ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ СЕРБИИ

18 июля 2011 г. на подмосковном Метровагонмаше (МВМ, входит в состав ЗАО «Трансмашхолдинг») состоялась презентация первого дизельного поезда ДП-С (дизель-поезд — Сербия), построенного для железных дорог Сербии (Zeleznice Srbije). Всего по контракту, заключенному в 2010 г., будет изготовлено двенадцать дизель-поездов в двухвагонном исполнении, которые будут переданы заказчику в течение двух лет. Дизель-поезд будет использоваться на железных дорогах с европейской рельсовой колеей шириной 1435 мм.

Дизель-поезд соответствует требованиям действующих международных стандартов и европейских норм. Мытищинский дизель-поезд может стать



достойным конкурентом продукции крупных производителей из стран Евросоюза.

УДК 621.431

МЕТОДИКА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В.О. Сайданов, д.т.н., проф., Л.В. Столярчук, адъюнкт, А.Ю. Асанов, адъюнкт
Военный инженерно-технический институт
(филиал ФГВОУ ВПО «Военная академия тыла и транспорта им. генерала армии Хрулева А.В.»

Одним из неиспользованных резервов снижения эксплуатационных затрат может стать внедрение нового принципа технического обслуживания ДВС, основанного на оценке фактического состояния объекта. Для реализации этого принципа разработана методика диагностирования и прогнозирования технического состояния ДВС на базе методов структурно-логического моделирования.

Методика экспериментально апробирована на дизель-генераторной установке Д-144.23.10 с дизелем 6ЧН10,5/12.

В настоящее время возрастает актуальность изменения принципа организации технического обслуживания (ТО) дизельных двигателей. Вместо календарного и временного графиков выполнения ТО целесообразно введение периодичности обслуживания с учетом технического состояния объекта.

Рост цен на топливо выдвигает на первый план проблемы снижения стоимости жизненного цикла двигателя, поэтому целью технического обслуживания по фактическому состоянию является повышение надежности и снижение эксплуатационных расходов с учетом предполагаемого прогноза изменения состояния двигателя в процессе эксплуатации.

Основой для изменения периодичности ТО является техническое диагностирование и прогнозирование состояния объекта.

В зависимости от используемого математического аппарата различают следующие основные виды прогнозирования и диагностирования:

➢ экспертная оценка, когда мнения экспертов о будущем состоянии оборудования собирают путем опроса или анкетирования, обрабатывают и формируют прогноз;

➢ аналитическая оценка, когда в результате прогнозирования определяется величина контролируемого параметра (параметров), характеризующего изменение состояния объекта во времени;

➢ вероятностная оценка, когда в результате прогнозирования определяется вероятность выхода (невыхода) параметра (параметров) за допустимые пределы;

➢ статистическая классификация (распознавание образов), когда в результате прогнозирования определяется класс диагностируемого объекта по критерию работоспособности.

Для решения задачи обеспечения бесперебойного энергоснабжения наибольшего внимания заслуживает вероятностное прогнозирование. Предлагается имеющиеся вероятности выхода (невыхода) параметров дизельного двигателя за допустимые пределы использовать как исходные данные для общего логико-вероятностного метода (ЛВМ), который является теоретической основой технологии автоматизированного структурно-логического моделирования и расчета надежности, живучести и безопасности структурно и качественно сложных системных объектов и процессов [1]. В основе постановки и решения всех задач моделирования и расчета надежности систем с помощью ЛВМ лежит так называемый событийно-логический подход. Этот подход предусматривает последовательное выполнение следующих четырех основных этапов ЛВМ [2, 3].

Этап-I. Формализованная постановка задачи. На данном (начальном) этапе логико-вероятностного моделирования определяются следующие три основные группы данных:

1. Строится структурная модель (формализованная схема) исследуемой системы. Она задается, как правило, в некоторой графической форме, которая обеспечивает строгое представление и учет:

➢ основных (существенных по мнению разработчика) элементов системы, представляемых простыми бинарными случайными событиями x_i;

➢ логических взаимосвязей между выделенными элементами, которые определяют конкретные условия реализации ими соответствующих системных функций;

➢ возможность алгоритмической реализации процедур построения логической функций работоспособности системы.

2. Критерий (или критерии) функционирования системы, определяющий, в обобщенном виде логические условия реализации исследуемого

режима работы или использования системы. Этому критерию (критериям) должны точно соответствовать формируемые далее различные математические модели функционирования системы. Критерии функционирования могут формулироваться устно или задаваться в виде специальных логических функций.

3. Числовые значения вероятностных параметров $P_i = P_i(t)$ элементов исследуемой системы. Эти данные необходимы для выполнения расчетов различных системных характеристик по формируемым расчетным вероятностным моделям.

Этап-II. Построение логической функции работоспособности системы. Разрабатываемая на первом этапе ЛВМ формализованная структурная модель должна точно и однозначно представлять конкретные условия функционирования каждым элементом исследуемой системы. Если эти условия не меняются в процессе функционирования системы, то ее структурная схема остается постоянной. Тогда каждому режиму ее работы или использования, определяемому логическим критерием, должна точно и однозначно соответствовать логическая функция работоспособности системы (ФРС)

Этап-III. Построение вероятностной функции. В общем случае конкретных форм расчетных моделей может быть несколько, например, аналитические (многочлены вероятностных функций), статистические (правила проведения статистических расчетов), марковские (граф переходов состояний системы, матрица переходных вероятностей, системы дифференциальных или алгебраических уравнений).

Этап-IV. Выполнение расчетов системных вероятностных характеристик:

— вероятность безотказной работы $P(t)$;
— вероятность отказа $Q(t)$;
— интенсивность отказов $\lambda(t)$;
— средняя наработка до отказа ($T_О$);
— наработка на отказ ($T_О$);
— среднее время восстановления ($T_В$);
— коэффициент готовности ($K_Г$);
— коэффициент вынужденного простоя ($K_П$);
— коэффициент отказов ($k_о$);

В случае построения модели функционирования дизельного двигателя система велика, критерии сложные, логические функции не могут быть построены вручную из-за высокой трудоемкости выполнения этой процедуры. Поэтому модель функционирования дизельного двигателя предлагается выполнить с помощью автоматизированного структурно-логического моделирования пакета программ АСМ (автоматизированное структурно-логическое моделирование), разработанного на базе общего логико-вероятностного метода моделирования и анализа надежности, живучести и безопасности структурно-сложных систем.

Определение собственных вероятностных параметров элементов часто называют «проблемой исходных данных», учитывая те большие трудности, которые порой возникают при поиске достоверных исходных значений. В случае использования ЛВМ эта проблема практически ничем не отличается от аналогичных проблем, возникающих при использовании других вероятностных методов анализа систем. Практика показала, что конструктивное решение проблемы исходных данных должна осуществляться отдельно от ЛВМ. В ее решении должны учитываться особенности исследуемых систем. Для инженерного анализа надежности систем, значения исходных вероятностных параметров элементов могут быть получены на основе сбора и обработки статистического материала по отказам и ремонту исследуемых или однотипных средств и систем, а также методом «экспертной» оценки [3].

Работа любого дизеля сопровождается множеством сопутствующих процессов: излучение теплоты, вибрация, распространение шума, накопление в смазочном масле продуктов изнашивания трущихся деталей и др. Параметры этих процессов достаточно полно отражают техническое состояние и качество функционирования дизеля и содержат необходимую для диагностирования информацию, т. е. появление какой-либо неисправности будет сопровождаться изменением какого-либо параметра (параметров), которое можно зафиксировать с помощью измерительного комплекса. Таким образом, представляется возможным все возможные неисправности (или почти все) «разбить» на группы по изменению контрольного параметра. В целях выявления конкретной неисправности авторы предлагают рассматривать только ранее определенную «подгруппу», применяя теорему Байеса.

Для проверки работоспособности и адекватности, предложенной методики оценки технического состояния дизельного двигателя было проведено экспериментальное исследование на базе дизель-генераторной установки Д-144.23.10 (4Ч10,5/12), оснащенной штатными системами. Испытания были проведены в пять этапов. На каждом этапе решалась конкретная задача исследований.

I-й этап: регистрация основных технологических параметров работы дизельного двигателя 4Ч10,5/12 в исправном состоянии;

II-й этап: регистрация основных технологических параметров работы дизельного двигателя 4Ч10,5/12 при имитации неисправностей.

Моделирование неисправностей проводилось на исправном, отрегулированном дизельном

Таблица 1

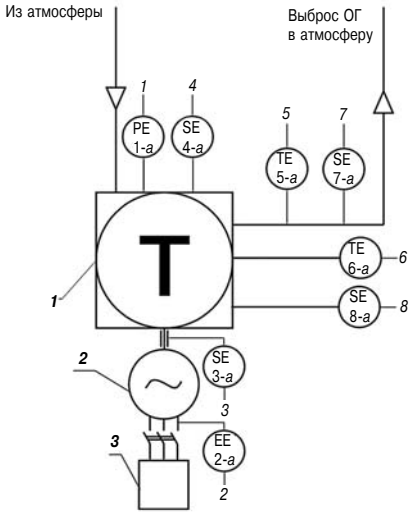
Состояние	Чем моделировалось
Исправный дизель	—
Загрязнение выпускного тракта	Уменьшение проходного сечения выпускного тракта
Загрязнение воздушного фильтра	Уменьшение проходного сечения выпускного тракта
Неисправна форсунка	Отключение форсунки
Засорен топливный фильтр	Уменьшение сечения топливопровода

двигателе в соответствии с планом, представленным в табл. 1.

Разработана логическая функция работоспособного состояния экспериментальной установки на базе дизельного двигателя 4Ч10,5/12, которая в графической форме представлена на рис. 2.

Но в связи с ограниченными возможностями имеющегося измерительного комплекса, невозможностью его модернизации, недостатком статистических данных и открытой информации об опыте эксплуатации данных двигателей в предложенной модели учитывались только неисправности, которые оказалось возможным смоделировать в ходе проведения экспериментальных исследований.

Для контроля основных технологических параметров дизельная установка (*1*) дооснащена: датчиком давления в контрольном цилиндре, для качественной и количественной оценки показателей рабочего процесса в цилиндрах дизеля, РЕ



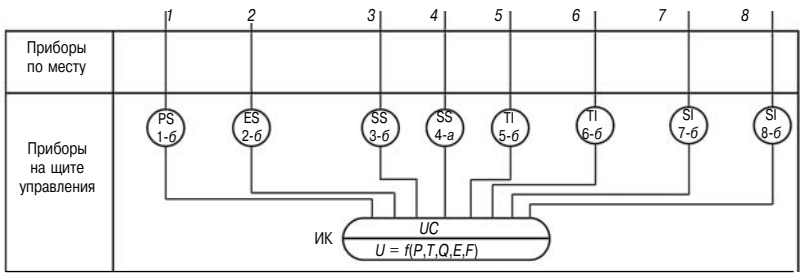


Рис. 1. Функциональная схема системы

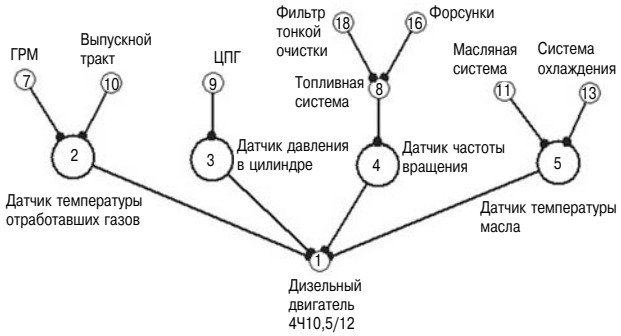


Рис. 2. ФРС экспериментальной установки на базе дизельного двигателя 4Ч10,5/12

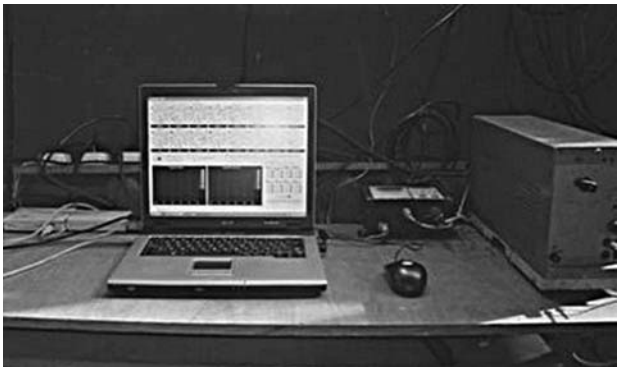


Рис. 3. Блок управления

(линия *1*), датчиком частоты вращения коленчатого вала двигателя SE (линия *3*), датчиком положения поршня в контрольном цилиндре SE (линия *4*), датчиком температуры отработавших газов, ТЕ (линия *5*), пирометр ТЕ (линия *6*), дымомер SE (линия *7*), виброметр SE (линия *8*). Для измерения активной мощности генератора (*2*) в линии *2* измерительного комплекса установлен датчик активной мощности ЕЕ. Информация от датчиков поступает в блок управления (рис. 3) для последующей обработки и регистрации. Функциональная схема системы контроля основных технологических параметров представлена на рис. 1.

На первом этапе экспериментальных исследований производилась регистрация основных технологических параметров работы полностью исправного и отрегулированного дизельного двигателя 4Ч10,5/12. Основными контролируемыми технологическими параметрами являлись: температура отработавших газов ($T_г$), максимальное давление в цилиндре (p_z), расход топлива ($b_ч$), температура масла ($T_м$). Полученные исходные данные были обработаны с помощью пакета прикладных программ «STATISTICA 6.1», «Excel», в результате чего получены расчетные значения для моделирования. Результаты обработки исходных данных представлены на рис. 4–7.

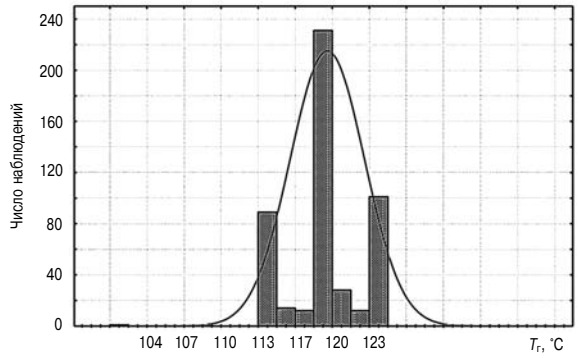


Рис. 4. Результат обработки данных ($T_г$)

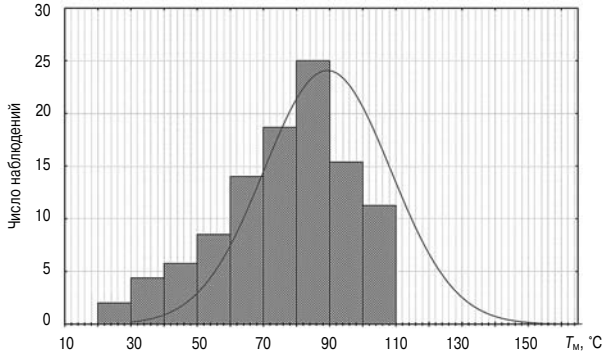


Рис. 5. Результат обработки данных ($T_м$)

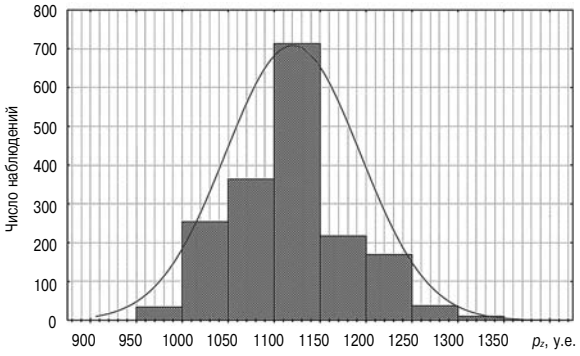


Рис. 5. Результат обработки данных (p_z)

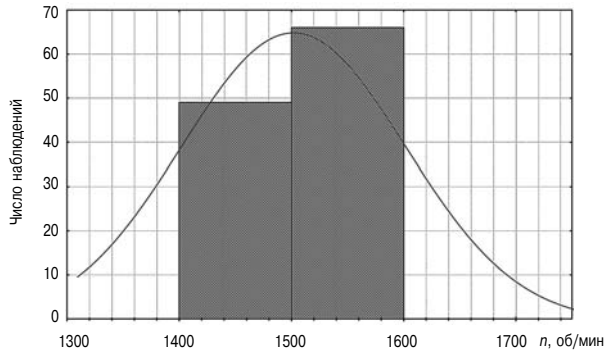


Рис. 7. Результат обработки данных ($n_{об}$)

На основании анализа результатов обработки исходных данных первого этапа были получены следующие расчетные значения для моделирования:

$PT_г = 0{,}908$; $Pp_z = 0{,}881$; $PT_м = 0{,}800$; $Pn_{об} = 0{,}914$.

Далее, с помощью автоматизированного структурно-логического моделирования (пакета программ АСМ (автоматизированное структурно-логическое моделирование), разработанного на базе общего логико-вероятностного метода моделирования и анализа надежности, живучести и безопасности структурно-сложных систем, получены следующие результаты:

$КГ_с = 0{,}997037597320$ — коэффициент готовности системы;

$T_{ос} = 875$ — наработка между отказами системы (час);

$T_{вс} = 1{,}602775$ — ср.время восстановления (час);

$W_с = 9{,}970376$ — частота отказов системы (1/год);

Таблица 2

№ п/п	Моделируемая неисправность	$P_{Tг}$	P_{pz}	$P_{nоб}$	$P_{Tм}$
1	Нормальная работа	0,908	0,881	0,914	0,800
2	Загрязнение выпускного тракта	0,10	0,881	0,914	0,800
3	Загрязнение топливного фильтра	0,908	0,881	0,075	0,800
4	Неисправная форсунка	0,908	0,881	0,025	0,800

$Q_{с(500)} = 0{,}233957$ — приблизительная вероятность отказа системы в целом.

Результаты обработки исходных данных экспериментальных исследований представлены в табл. 2.

С использованием пакета программ АСМ для второго этапа экспериментальных исследований получены следующие результаты:

$КГ_с = 0{,}884864276389$ — коэффициент готовности системы;

$T_{ос} = 82$ — наработка между отказами системы (час);

$T_{вс} = 2{,}060595$ — ср.время восстановления (час);

$W_с = 93{,}795613$ — частота отказов системы (1/год);

$Q_{с(500)} = 0{,}995269$ — приблизительная вероятность отказа системы в целом.

Из анализа результатов экспериментальных исследований видно, что при имитации неисправности показатели надежности значительно изменились в худшую сторону. Следующей задачей будет являться выявление конкретной неисправности, которая привела к снижению показателей надежности. Видно, что снижение показателей надежности произошло вследствие неисправности в подгруппе «датчик температуры отработавших газов». Из рассмотрения СФЦ экспериментальной установки на базе дизельного двигателя 4Ч10,5/12 следует, что причиной этому

Таблица 3

Наименование возможной неисправности	Априорное значение вероятности	Постаприорное значение вероятности
Неисправность ГРМ	0,35	0,2
Загрязнение выпускного тракта	0,65	0,8

могут быть неисправности газораспределительного механизма и засорение выпускного тракта. Для решения поставленной задачи целесообразно воспользоваться теоремой Байеса. Априорные и постаприорные вероятности представлены в табл. 3.

В соответствии с положениями теоремы Байеса находится вероятность того, что к снижению показателей надежности привела:

- ➢ неисправность ГРМ — 11,8 %;
- ➢ засорение выпускного тракта — 88,1 %.

Видно, что наиболее вероятной причиной неисправности является засорение выпускного тракта, именно таким образом имитировалась неисправность.

Таким образом, в ходе проведения экспериментальных исследований была проверена работоспособность предложенной методики диагностирования дизельный двигателей. По мнению авторов статьи, дальнейшие исследования по данной тематике могут быть связаны с детализацией логической функции работоспособного состояния, накопления статистических данных по наиболее распространенным моделям и типоразмерам дизельных двигателей и создания универсального диагностического комплекса.

Литература

1. *Мельников В.А., Раимов М.М.* Логико-статистический метод оценки надежности и живучести энергетических систем: учеб. пособие. — СПб. : ВИТУ, 2001.

2. *Можаев А.С.* Общий логико-вероятностный метод анализа надежности сложных систем: учеб. пособие. — Л. : ВМА, 1988.

3. *Можаев А.С., Громов Б. Н.* Теоретические основы общего логико-вероятностного метода автоматизированного моделирования систем. — СПб. : ВИТУ, 2001

РИА НОВОСТИ

РИА-АНАЛИТИКА: МАШИНОСТРОЕНИЕ ПОЧТИ ДОСТИГЛО ДОКРИЗИСНОГО УРОВНЯ

По оценке экспертов «РИА-Аналитика», объем производства в российском машиностроении в I полугодии отставал от докризисного уровня всего на 5 %. На фоне многих других отраслей промышленности это довольно неплохой показатель. Однако, как отмечается в бюллетене «Машиностроение: тенденции и прогнозы. Итоги I полугодия 2011 года», подготовленном экспертами Центра экономических исследований «РИА-Аналитика», такого результата удалось достичь за счет гипертрофированного роста в одних сегментах машиностроительного комплекса при одновременном сохранении глубокого спада производстве в других.

Рост производства в машиностроении по сравнению с I полугодием прошлого года составил более 20 % – это лучший результат среди всех отраслей обрабатывающего комплекса промышленности. При этом основной вклад (более 40 %) в положительную динамику машиностроительного комплекса внесло автомобилестроение, а вернее — производство легковых автомобилей, которое на 12 % превзошло докризисный уровень. Основная заслуга такого результата лежит на стимулирующих мерах правительства — утилизационной программе, льготном автокредитовании, высоких импортных пошлинах. Каждый пятый автомобиль в России по итогам полугодия был продан за счет стимулирующих программ.

Также небывалые результаты отмечены в производстве грузовых вагонов. Их выпуск уже почти в полтора раза превысил докризисный уровень. Внутренний рынок грузовых вагонов сейчас пребывает в остром дефиците. Однако наравне с факторами рыночного характера, как то наращивание парка вагонов независимыми железнодорожными операторами и увеличение грузоперевозок в связи с реализацией масштабных госпроектов, дефицитное состояние рынка обусловлено перебоями в системе диспетчеризации вагонопотоков. Об этом свидетельствуют часто возникающие в последнее время заторы вагонов на подступах к морским портам. Таким образом, ажиотажный спрос на вагоны отчасти является переоцененным, и этот пузырь может лопнуть, как только взаимодействие между независимыми операторами и РЖД станет более эффективным.

Наконец, третьей точкой роста в машиностроении сейчас является производство крупного энергетического оборудования, а именно турбин, выпуск которых также достиг рекордного результата по итогам полугодия. В немалой степени такой результат получен за счет восстановления Саяно-Шушенской ГЭС, а также за счет амбициозных планов энергокомпаний по вводу в эксплуатацию новых мощностей.

В большинстве других отраслей машиностроения уровень производства остается на крайне низком уровне. Производство грузовых автомобилей только сейчас вышло по объему на результат семилетней давности, выпуск зерноуборочных комбайнов на треть отстает от докризисного уровня, производство башенных кранов по-прежнему осуществляется в штучном режиме, как и производство гражданских самолетов, а в судостроении третий год подряд наблюдается негативная динамика производства.

При этом прекращение действия утилизационной программы может замедлить темпы роста в машиностроении в целом. Компенсировать это замедление может только рост спроса на инвестиционное оборудования со стороны реального сектора экономики.

Источник информации: РИА Новости

УДК 504.055

РАЗРАБОТКА ШУМОВОЙ КАРТЫ ГОРОДА ПО ДАННЫМ НАТУРНЫХ НАБЛЮДЕНИЙ СОСТАВА И ИНТЕНСИВНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ

М.В. Волкодаева, д.т.н., к.г.н.
Северо-Западный государственный заочный технический университет
А.В. Левкин, инж.
ООО «Институт прикладной экологии и гигиены»

Дана количественная характеристика проблемы шумового загрязнения автотранспортными потоками и предложены возможные способы ее решения. Сформулирован вывод о повышенной акустической нагрузке на прилегающие к автомагистралям жилые зоны. Предложен метод создания шумовой карты города на основании информации о составе и интенсивности автотранспортных потоков. Приводятся данные об уровнях шумового загрязнения автотранспортными потоками г. Архангельска.

В эпоху высоких темпов автомобилизации и увеличения интенсивности автотранспортных потоков, движущихся по автомагистралям городов, шумовое воздействие транспортных средств оказывает все большее влияние на состояние здоровья населения.

Шумовое загрязнение — это форма физического загрязнения, проявляющаяся в увеличении сверхприродного уровня шума и вызывающего при кратковременном воздействии беспокойство, а при длительном — повреждение воспринимающих шум органов и даже гибель некоторых организмов.

Действие шума на организм человека не ограничивается воздействием на органы слуха. Через волокна слуховых нервов раздражение шумом передается в центральную и вегетативную нервные системы, а через них воздействует на внутренние органы, приводя к значительным изменениям в функциональном состоянии организма. Таким образом шум влияет на психическое состояние человека, вызывая чувство беспокойства и раздражения. При импульсных и нерегулярных шумах степень воздействия шума повышается.

Повышенные уровни шумового загрязнения наблюдаются во многих городах. Например, в настоящее время в Москве третья часть ее площади испытывает чрезмерную шумовую нагрузку. Шумовое загрязнение городской среды ощущают около 3,2 млн человек (36 % населения), из них 1,6 млн (18 %) страдают от чрезмерно высокого уровня шума. Промышленные шумы беспокоят более 200 тыс. москвичей; шум от железнодорожного транспорта осложняет жизнь свыше 440 тыс. человек; автомобильные шумы воздействуют на более чем 2 млн жителей [1].

В связи с этим на сегодняшний день защита населения от повышенного шумового воздействия становится актуальной. По мнению авторов, одним из возможных направлений решения проблемы высокого шумового загрязнения является мониторинг акустической ситуации на основе шумовых карт городов с проведением мероприятий по регулированию шумового загрязнения.

Нормирование шума звукового диапазона в РФ осуществляется двумя методами: по предельному спектру уровня шума и по эквивалентному уровню звука. Первый метод устанавливает предельно допустимые уровни (ПДУ) в девятиоктавных полосах со среднегеометрическими значениями частот 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 ГЦ. Второй метод применяется для нормирования непостоянных шумов, к которым относится шум автотранспорта, и в тех случаях, когда не известен спектр реального шума. Нормируемым показателем в этом случае является эквивалентный уровень звука широкополосного постоянного шума (дБА), оказывающий на человека такое же влияние, как и реальный непостоянный шум, измеряемый шумомером.

В настоящее время санитарными нормами для территорий, непосредственно прилегающих к жилым домам, установлены следующие допустимые эквивалентные уровни звука, составляющие в дневное время суток (с 7 до 23 ч) 55 дБА, в ночное время (с 23 до 7 ч) 45 дБА [2].

Далее приведен алгоритм создания шумовой карты города на примере г. Архангельска, основанный на результатах натурных наблюдений состава и интенсивности автотранспортных потоков. Алгоритм состоит из следующих основных этапов:

➢ составление перечня основных автомагистралей, характеризующиеся высокими автотранспортными нагрузками;

➢ проведение натурных наблюдений состава и интенсивности автотранспортного потока с выделением легкового и грузового дизельного автотранспорта (в том числе автобусов);

➢ подготовка топографической карты города в геоинформационной системе, содержащей следующие тематические слои: дороги, здания (строения, пристройки) с определением высоты, территории с зелеными насаждениями, гидротехнические объекты и т. д.;

➢ определение количества автотранспортных источников шума в зависимости от участков с разным составом и интенсивностью автотранспорта и конфигурациями магистралей;

➢ привязка источников шума к подготовленной топографической карте города;

➢ формирование электронной базы данных уровней шума от каждого автотранспортного участка по данным натурных наблюдений с использованием специализированного программного продукта;

➢ занесение в электронную базу данных информации о зданиях и сооружениях с определением их высоты и звукопоглощающих свойств, являющихся препятствиями для распространения звука;

➢ выполнение акустических расчетов;

➢ анализ расчетов акустической нагрузки от автотранспортных источников шума.

Составление перечня основных автомагистралей города, характеризующихся высокими автотранспортными нагрузками, проводился по данным анализа территориального планирования города с определением спальных районов и мест основной занятости населения, въездов/выездов из города, наличием путепроводов, мостов, вокзалов и автопарков. Результаты анализа уточнялись натурными наблюдениями за автотранспортным потоком в утренние и вечерние часы. По данным анализа для г. Архангельска было выделено 15 основных автомагистралей. Для выявления максимальной транспортной нагрузки наблюдения выполнялись в часы «пик». Для большинства городских автомагистралей отмечается два максимума: утренний и вечерний (соответственно с 7–8 до 10–11 ч и с 16–17 до 19–20 ч), для многих транзитных автомагистралей наибольшая транспортная нагрузка характерна для дневного времени суток.

Максимальная интенсивность движения для города составила 2340 авт./ч, минимальная — 387 авт./ч, средняя — по всем исследуемым магистралям 1291 авт./ч. Содержание в автотранспортном потоке грузовой дизельной техники составило в среднем 4 %.

По результатам натурных наблюдение 15 основных автомагистралей были разбиты на 23 участка, характеризующиеся разным составом и интенсивностью автотранспортного потока.

В геоинформационной системе (ArcGis) была подготовлена топографическая карта города, содержащая тематические слои с обозначением расположения дорог, зданий (строения, пристройки) с указанием высоты, территорий с зелеными насаждениями, гидрографических объектов, железных дорог, мостов.

В связи с особенностями характера автотранспортного потока и геометрическими параметрами автомагистралей было выделено 59 линейных источников шума. Далее была сформирована электронная базы данных с использованием специализированного программного продукта, осуществлена привязка источников шума к подготовленной топографической карте города, каждому источнику назначена шумовая характеристика.

Исходным параметром для расчета эквивалентного уровня звука, создаваемого у фасада здания потоком автомобильного транспорта (включая автобусы и троллейбусы), является шумовая характеристика потока $L_{A\text{экв}}$ в дБА, определяемая по ГОСТ 20444–85 [3] на расстоянии 7,5 м от оси ближней полосы движения транспорта [4]:

$$L_{A\text{экв}} = 10 \lg Q + 13{,}3 \lg V + 4 \lg(1 + \rho) + \\ + \Delta L_{A1} + \Delta L_{A2} + 15, \text{ дБА}, \quad (1)$$

где Q — интенсивность движения, ед./ч; V —средняя скорость потока, км/ч; ρ — доля средств грузового и общественного транспорта в потоке, % (к грузовым относятся автомобили грузоподъемностью 1,5 т и более); ΔL_{A1} — поправка, учитывающая вид покрытия проезжей части улицы или дороги, дБА, (при асфальтобетонном покрытии $\Delta L_{A1} = 0$, при цементобетонном покрытии $\Delta L_{A1} = +3$ дБА); ΔL_{A2} — поправка, учитывающая продольный уклон улицы или дороги, дБА, определяемая по данным работы [5].

Электронная база данных была дополнена информацией о зданиях и сооружениях, с указанием высоты и звукопоглощающих свойств, являющиеся препятствиями для распространения звука.

На следующем этапе были выполнены акустические расчеты, определены размеры расчетной области и шаг расчетной сетки. Расчетная площадка составила область, охватывающая территорию города размером 6000×8000 м. В данной области располагается центральная часть города и основные автомагистрали города, выбранные для наблюдений.



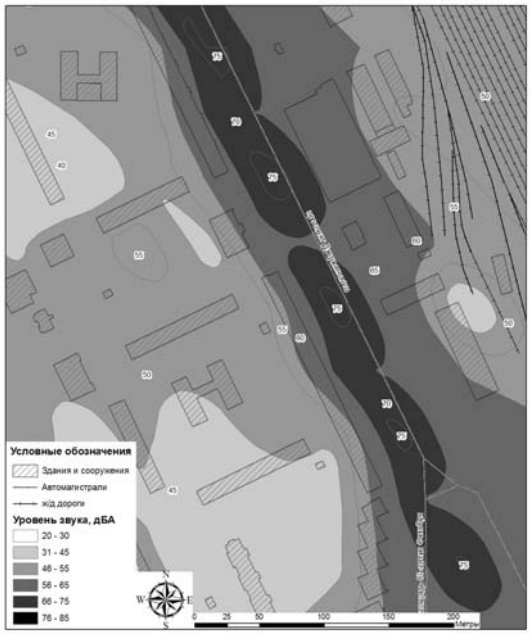
Рис. 1. Поле шумового загрязнения, создаваемого автотранспортными потоками, движущимися по основным автомагистралям

Последний этап проектирования шумовой карты заключается в анализе полученных результатов с выделением территорий с повышенным уровнем шумового загрязнения, требующих проведения специальных мероприятий. Приоритетным направлением проведения таких мероприятий, является соблюдение нормативного уровня шума на территории жилой застройки и в местах массового отдыха населения.

В результате расчетов было получено поле шумового загрязнения города, создаваемого автотранспортными потоками, движущимися по основным автомагистралям (рис. 1).

Из результатов акустического расчета видно, что эквивалентные уровни звука вблизи первого эшелона жилых зданий, расположенных на улице с наблюдаемой максимальной интенсивностью движения в 2340 авт./ч, превышены на 11–18 дБА (здания расположены на расстоянии ~ 12–18 м от оси первой полосы движения) для дневного времени суток (согласно установленным санитарным нормам [6]) для территории, непосредственно прилегающей к жилым домам. В условиях застройки, характерной для района расположения улицы, с ее разреженными малоэтажными зданиями, шириной тротуаров около 5– 6 м и высокой интенсивностью движения автотранспорта, шум, возникающий на проезжей части магистрали, распространяется не только на территорию первого эшелона жилых зданий, но и вглубь жилой застройки.

а)



б)

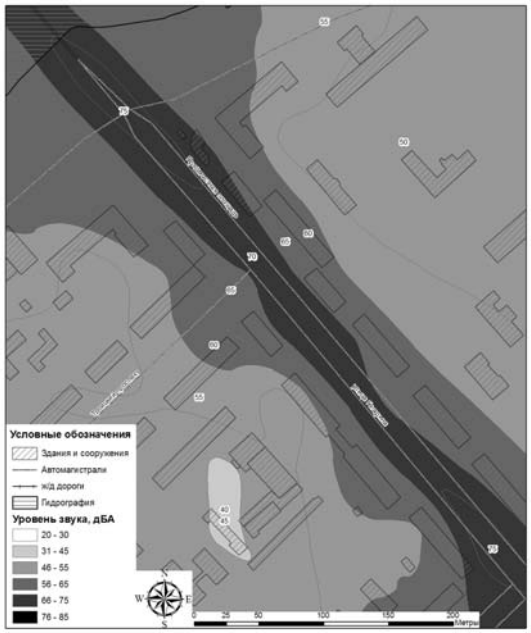


Рис. 2. Поле шумового загрязнения, создаваемого автотранспортными потоками, движущимися по основным автомагистралям:
а) на улице с минимальной интенсивностью движения;
б) на улице с максимальной интенсивностью движения

Для района расположения автомагистрали с минимальной интенсивностью движения в 387 авт./ч, для жилых зданий первого эшелона характерны превышения эквивалентных уровней звука на 2–12 дБА (расположение зданий ~18–30 м от оси первой полосы движения).

Участки города, где проходят магистрали с максимальной и минимальной интенсивностью, представлены в более крупном масштабе на рис. 2 *а*, *б*.

Автомобили в городе являются преобладающим источником интенсивного и длительного

шума. Наибольший шум создается большегрузными автомобилями. При малых скоростях движения по автодорогам и больших частотах вращения вала двигателя основным источником шума является силовая установка, в то время как при больших скоростях движения, пониженных частотах вращения и меньшей мощности силовой установки доминирующим может стать шум, обусловленный взаимодействием шин с поверхностью дороги. При наличии неровностей на поверхности дороги преобладающим может стать шум системы рессорной подвески, а также грохот груза и кузова. Кроме того, уровень шума зависит от квалификации водителя. Шум от двигателя резко возрастает в момент его запуска и прогрева (до 10 дБ). Движение автомобиля на первой скорости (до 40 км/ч) вызывает излишний расход топлива, при этом шум двигателя в 2 раза превышает шум, создаваемый им на второй скорости. Значительный шум вызывает резкое торможение автомобиля при движении на большой скорости. Шум заметно снижается, если скорость движения гасится за счет торможения двигателем до момента включения ножного тормоза. За последнее время средний уровень шума, производимый транспортом, увеличился на 12–14 дБ.

К числу основных мер по снижению шума относятся: улучшение конструкции дорог и их трассирование, регулирование транспортных потоков, применение экранов и барьеров, пересмотр общих концепций использовании земли вблизи основных транспортных магистралей, снижение шума конкретного автотранспортного средства путем подавления источника его возникновения.

Дополнительной мерой является улучшение проектирования и звукоизолирующих характеристик зданий для уменьшения шума внутри.

Таким образом, оценка акустического воздействия от автотранспорта является значимым элементом создания шумовой карты города и должна учитываться в планах развития территорий. Располагая данными о количестве населения, проживающего в жилых домах вблизи автомагистралей, можно рассчитать количество жителей, подверженных повышенному звуковому воздействию.

Разработка шумовой карты может способствовать принятию своевременных и правильных управленческих решений при территориальном планировании и развитии города, внедрению современных технологических средств снижения шума транспортных средств, применению при строительстве зданий и сооружений материалов для эффективной защиты населения от повышенного шумового воздействия.

Литература

1. Материалы к заседанию хозяйственно-экономического актива — расширенной коллегии «О состоянии окружающей среды в городе Москве в 2008 году». — М., 2008. — 216 с.

2. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. — М., 1996. — 19 с.

3. ГОСТ 20444–85. Шум. Транспортные потоки. Методы измерения шумовой характеристики. — М., 1985. — 40 с.

4. Пособие к МГСН 2.04–97. Проектирование защиты от транспортного шума и вибраций жилых и общественных зданий. — М., 1999. — 20 с.

5. Пособие к МГСН 2.04–97. — С. 17 .

6. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. — С. 17.

НОВОСТИ ОАО КАМАЗ

«КАМАЗ» И «MARCOPOLO» СОЗДАЮТ СОВМЕСТНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ В РОССИИ

13 сентября ОАО «КамАЗ» (Россия) и «Marcopolo S.A.» (Бразилия) подписали соглашение о создании совместного предприятия. Соглашение подписано в Москве, в ходе открытия выставки «КомТранс», крупнейшем показе грузовиков, автобусов и специальной техники в России, СНГ и Восточной Европе.

Основной целью совместного предприятия, создаваемого на паритетных началах ОАО «КамАЗ» и «Marcopolo», является производство и продажа автобусов на шасси КамАЗ, соответствующих требованиям Евро-4 по вредным выбросам и удовлетворяющих современным правилам безопасности при перевозке пассажиров в Российской Федерации и странах СНГ. Автобусы будут производиться на мощностях дочернего предприятия ОАО «КамАЗ» — ОАО «НЕФАЗ» — в Нефтекамске, Республика Башкортостан. Совместное предприятие планирует производить 3 тыс. автобусов в год с выходом на проектную мощность в 2016 г.

На выставке также был представлен первый прототип нового автобуса малого класса, разработанного совместно ОАО «КамАЗ» и «Marcopolo». Автобус с кузовом от Marcopolo, который установлен на шасси КамАЗ, оснащен компонентами крупнейших мировых автопроизводителей: двигателем Cummins, коробкой передач ZF, осью и мостом Daimler, тормозной системой Knorr-Bremse. Начало продаж этого автобуса запланировано на второй квартал 2012 г.

УДК 621.431.74

АНАЛИЗ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ ГЛАВНЫХ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

М.Д. Емельянов, к.т.н.
ЗАО «ЦНИИМФ»

В работе представлены данные о наиболее повреждаемых элементах главного судового двигателя в условиях эксплуатации. Выполнен анализ характерных видов отказов и причин их возникновения, показано влияние типа гребного винта на уровень повреждаемости элементов и систем главного двигателя. Приведенные данные основаны на результатах обработки базы данных Российского морского регистра судоходства об аварийности двигателей морских судов за период 1998–2007 гг.

Основная цель настоящей работы состоит в получении количественной оценки частоты отказов основных элементов главного двигателя в рейсе. Это, с одной стороны, выявляет приоритеты для обеспечения надежности элементов двигателя и, с другой стороны, позволяет рассчитать возможные последствия аварийных случаев.

Так, например, поломка гребного вала на танкере вьетнамской постройки дедвейтом 3500 т, перевозящего сырую нефть с морского месторождения Bach Ho на нефтеперерабатывающий завод в центральной части Вьетнама на расстояние 500 км привела к убытку, в 6 раз превышающему затраты на его плановую замену. Последствия отказа на судне с одним главным двигателем топливного насоса высокого давления (ТНВД) в отсутствие запасного показали, что его стоимость ничтожна по сравнению с затратами на буксировку судна в порт и оплату издержек, связанных с задержкой в доставке груза.

Приведенные в статье данные основаны на результатах обработки содержания актов об внеочередном освидетельствовании судна в связи с аварийным случаем, составленных Российским морским регистром судоходства за период с 1998 по 2007 гг.

Данные охватывают 240 аварийных случаев (АС), приходящихся на объем выборки 35 023 судолет* при эксплуатации среднеоборотных главных двигателей судов следующих типов: сухогрузные, наливные, навалочные, накатные, контейнерные, рефрижераторные, пассажирские и грузопассажирские, суда флота рыбной промышленности.

Результаты вычисления частоты АС для одного двигателя относятся к сроку службы судна в целом и имеют размерность (судолет$^{-1}$). При наличии на судне двух главных двигателей для определения частоты отказов одного из них необходимо приведенные данные разделить на два.

В процессе обработки актов о внеочередном освидетельствовании судна в связи с АС были выявлены критичные элементы, отказ которых приводил к аварийному случаю.

Для удобства анализа часть критичных элементов главного двигателя по условиям работы и действующим нагрузкам были объединены в следующие группы:

- цилиндропоршневая группа (ЦПГ);
- силовые элементы (блок шатун, коленчатый вал, элементы крепления крышки блока цилиндров и фундаментной рамы, демпфер крутильных колебаний, эластичная муфта);
- коленчатый вал, опорные подшипники коленчатого вала (шатунный и рамовый);
- распредвал, приводы распредвала и навесных насосов;
- впускные и выпускные клапаны, газотурбонагнетатель (ГТН).
- редуктор.

Отказы ЦПГ

Наиболее характерными повреждениями поршня и цилиндровой втулки является: заклинка поршня или обрыв его юбки; прогорание головки поршня или появление в нем трещин; задиры зеркала цилиндровой втулки, ее предельный износ или обрыв, трещины в цилиндровой втулке.

В большинстве случаев эти повреждения связаны с нарушением температурного режима работы детали, вызванного как ошибками ремонта (несоблюдение зазоров, неправильно выполненный монтаж), или и вследствие ошибок обслуживания (недостаточное охлаждение или недостаточная смазка, перегрузка двигателя или его отдельных цилиндров).

Известно, что параметром, определяющим тепловую напряженность деталей ЦПГ, является температура поршня на уровне первого компрессионного кольца. При высокой температуре происходит закоксование масла в кепах, из-за чего

* В статистике отказов судовых дизелей объем выборки имеет размерность судолет (произведение количества судов на продолжительность наблюдения).

компрессионное кольцо теряет подвижность. В результате появляются задиры зеркала цилиндровой втулки, возможна поломка колец, появление трещин во втулке с протечкой воды из зарубашечного пространства, заклинка поршня с обрывом юбки, шатуна или цилиндровой втулки.

Следует отметить, что имеют место отказы вследствие механического повреждения деталей, вызванного разовым превышением внешней нагрузкой характеристик прочности материала и отказы, вызванные нарушением теплового баланса, которые имеют некоторую инерционность. То есть необходимо продолжительное время работы двигателя с тепловой перегрузкой, чтобы в кепах накопились продукты коксования масла, приводящие к потере подвижности компрессионных колец. Этот процесс в зависимости от степени тепловой перегрузки может занимать от нескольких часов до нескольких суток.

Отказы силовых элементов

Для силовых элементов характерны отказы в виде усталостных трещин в местах концентрации напряжений. Чаще всего они возникают из-за ошибок ремонта или изготовления деталей (отсутствие контроля при затяжке болтов крепления, неправильный монтаж или дефект изготовления) и вследствие перегрузки двигателя и наличия внутренних дефектов.

Отказы опорных подшипников коленчатого вала

Основным видом повреждения опорных элементов является износ вкладышей подшипников скольжения, их проворачивание и «схватывание» с шейкой вала, «задиры» и риски на шейке вала, усталостное разрушение антифрикционного слоя вкладышей.

В большинстве случаев эти повреждения вызваны ошибками обслуживания: низкое качество масла, кратковременная работа двигателя с недостаточной смазкой, а также отсутствие контроля за обтяжкой болтов крепления крышки подшипника, что при длительной эксплуатации может привести к самоотдаче болтов или к их обрыву.

Наибольшее количество отказов имело место вследствие нарушения условий смазки и ускоренного износа пар трения при невыработанном ресурсе. Сначала наблюдалось увеличение температуры подшипника, затем «дымление» масла (режим сухого или граничного трения), которое заканчивалось «схватыванием» вала с вкладышем, его выплавлением или проворачиванием. Другая характерная причина отказа — эксплуатация вкладышей с наработкой, существенно превышающей рекомендованную заводом-изготовителем (в 2 и более раз), что приводило к усталостному растрескиванию и выкрашиванию материала вкладыша. Соотношение между отказами, вызванными первой и второй причинами, составляло приблизительно 10:1.

Отказы распредвала, зубчатого привода распредвала и навесных насосов

В подавляющем большинстве случаев отказы этой группы элементов были вызваны усталостным разрушением зубьев шестерен привода распредвала и навесных насосов (масляного, пресной воды, топливного и т. п.). Кроме того, встречались повреждения опорных подшипников распредвала, вызывающих его заклинивание, поломку вала или разрушение болтов его крепления.

Отказы клапанов газораспределения и ГТН

Для элементов газораспределения характерны следующие повреждения: обрыв тарелки клапана, поломка пружин, прогар выпускного клапана.

Основная часть повреждений происходила из-за усталостного разрушения штока клапанов в районе галтели перехода в тарелку. Как правило, они вызваны дефектами изготовления клапана, наличием внутренних дефектов в виде микротрещин и некачественным обслуживанием, а именно отсутствием контроля величины зазоров между штоком и направляющей, что приводит к появлению «забоин» на галтели штока клапана.

Основная причина повреждения ГТН — появление осевого люфта в подшипниках ротора, приводящего к износу лабиринтных уплотнений и лопаток.

Отказы редуктора

Основными видами повреждений редуктора являются усталостное выкрашивание или поломка зубьев шестерен, механический износ подшипников скольжения, разрушение сепаратора и обойм роликовых подшипников. В последнем случае причина отказа, как правило, связана с наработкой, существенно превышающей ресурс, рекомендованный заводом-изготовителем.

Статистика отказов критичных элементов ГД

Анализ данных по аварийным случаям выявил сильную зависимость частоты отказов от типа гребного винта (ВФШ или ВРШ) и относительно слабое влияние количества главных двигателей. В результате систематизирован и представлен перечень критичных элементов, и частота их отказов (см. табл. 1).

Отметим, что отказ одного критичного элемента может повлиять на работоспособность других элементов. Наиболее явно такая взаимосвязь проявлялась в случае отказов рамового и шатунного подшипников, а также и цилиндропоршневой группы (ЦПГ).

Таблица 1

Частота отказов элементов ГД в зависимости от типа гребного винта (судолет$^{-1}$)

№ п/п	Наименование элемента	ВФШ	ВРШ
1	ЦПГ	0,00025	0,00125
2	Шатун	0,00008	0,00045
3	Коленвал	0,00029	0,00054
4	Рамовый подшипник	0,00050	0,00331
5	Шатунный подшипник	—	0,00260
6	Упорный подшипник	0,00029	0,00018
7	Привод распредвала и навесных насосов	0,00004	0,00099
8	Демпфер крутильных колебаний	0,00013	0,00018
9	Распредвал	0,00013	0,00063
10	Клапан газораспределения	0,00013	0,00018
11	Крепления крышки блока цилиндров и фундаментной рамы	0,00021	0,00018
12	ТНВД	0,00004	0,00036
13	Топливныя система	0,00025	—
14	Масляный насос	—	0,00036
15	Масляная система	0,00008	0,00054
16	ГТН	0,00013	0,00018
17	Упругая муфта	0,00013	0,00018
18	Шестерни и валы редуктора	0,00021	0,00018
19	Подшипники редуктора	0,00004	0,00018
20	Масляний насос редуктора	0,00008	0,00018
21	Прочее	0,00042	0,00027
	Итого:	**0,00381**	**0,01290**
	Объем выборки, судолет	**23 861**	**11 162**

Например, отказ рамового подшипника на повреждение шатунного проявляется в том, что подача смазки в шатунный подшипник осуществляется через рамовые подшипники. В случае интенсивного износа вкладышей рамового подшипника продукты износа засоряют масляные каналы либо проворачивание рамового вкладыша может полностью их перекрыть, в результате чего нарушается условие нормальной смазки шатунного подшипника. Проворачивание шатунного вкладыша вызывает нарушение центровки поршня, которое проявляется в возникновении «натиров» и «задиров» цилиндровой втулки. В случае «задира» цилиндровой втулки поршнем возникает перегрев этой пары трения, который может привести к появлению трещин во втулке и попаданию охлаждающей воды в картер, а также к увеличению средних циклических нагрузок на шатунный подшипник. Это приводит к нарушению теплового баланса, и как следствие, становится причиной отказа шатунного подшипника.

Попадание воды в картер двигателя существенно снижает смазывающие свойства масла, что часто заканчивается выплавлением или проворачиванием вкладышей рамовых и шатунных подшипников.

Количественное выражение статистических показателей аварийности взаимосвязанных элементов может быть представлено матрицей влияния факторов (см. табл. 2). Таблицу следует читать построчно: например, вероятность отказа шатунного подшипника при отказе рамового подшипника составляет 0,421; при отказе пары трения «поршень-цилиндровая втулка» — 0,280.

Таблица 2

Матрица влияния для ЦПГ, рамового и шатунного подшипников

Критический элемент	Наименование элемента		
	Рамовый подшипник	Рамовый подшипник	ЦПГ
Рамовый подшипник	1	0	0,200
Шатунный подшипник	0,421	1	0,280
ЦПГ	0,018	0,087	1

Анализ показал, что основное влияние на частоту отказов главного двигателя оказывает тип гребного винта (ВФШ или ВРШ) и в незначительной степени — положение линии валопровода (центральное или бортовое), что проиллюстрировано на рис. 1.

При работе двигателя на винт регулируемого шага частота отказов в среднем увеличивается в 3–4 раза (по всем видам отказов) по сравнению с работой на винт фиксированного шага. При этом повышенная повреждаемость при работе двигателя на ВРШ по сравнению с ВФШ наблюдается у всех рассматриваемых групп элементов. Графически эти зависимости представлены на рис. 2.

Влияние типа гребного винта на повреждаемость главного двигателя можно объяснить раз-

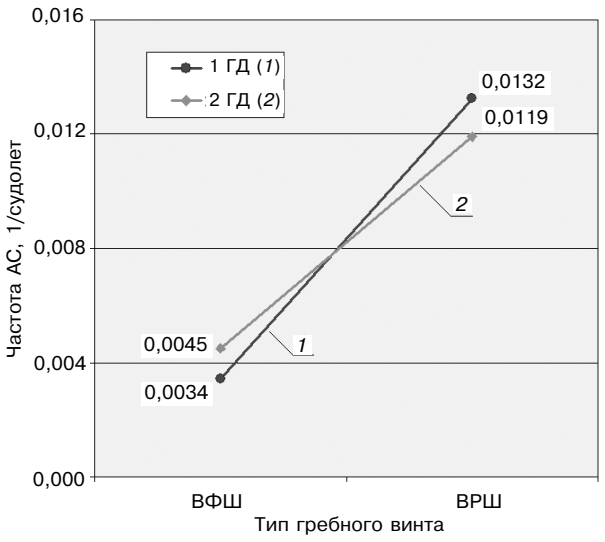


Рис. 1. Повреждаемость главного двигателя в зависимости от типа гребного винта и положения линии валопровода

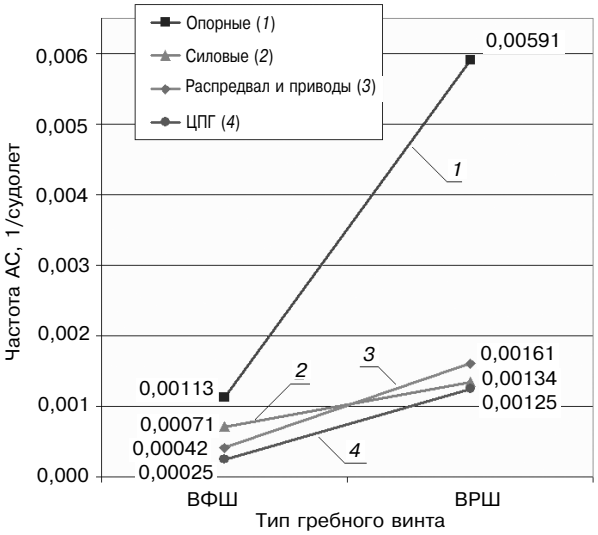


Рис. 2. Повреждаемость элементов ГД в зависимости от типа гребного винта

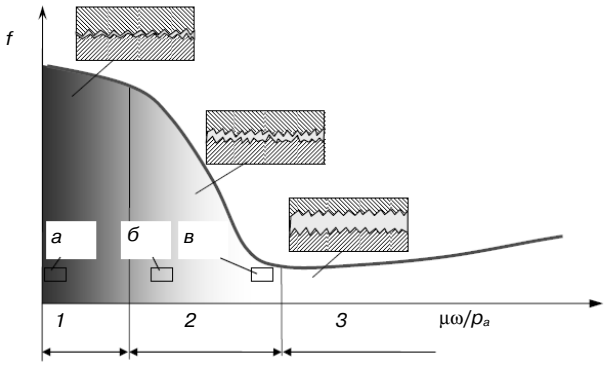


Рис. 3. Диаграмма Герси–Штрибека (зависимость коэффициента трения *f* от безразмерного параметра $\mu\omega/p_a$ числа Герси, где μ — динамическая вязкость смазки; ω — угловая скорость; p_a — удельная нагрузка на узел трения):

1 — область граничного трения; *2* — область полужидкостного трения; *3* — область жидкостного трения; *а* — переход от трения покоя к трению движения; *б* — переход от пластического деформирования микронеровностей к упругому; *в* — упругое взаимодействие микронеровностей

личием в особенностях работы систем управления двигателем (ДАУ) при работе на винт регулируемого и фиксированного шага.

Во-первых, отмечено, что при работе двигателя на винт регулируемого шага на малых ходах двигатель работает с более высокой частотой вращения, чем в случае работы на винт фиксированного шага по винтовой характеристике. Это приводит к более интенсивному расходованию моторесурса, измеряемого в количестве рабочих циклов дизеля.

Во-вторых, большинство существующих систем ДАУ предусматривает возможность в аварийной ситуации достаточно быстрого (в течение 10–15 с) изменения режима работы дизеля от малого до полного хода. Наибольшие нагрузки, как тепловые, так и механические, возникают при изменении направления движения судна с «хода вперед» на «ход назад» и наоборот, когда в силу инерции судна и набегающего потока воды гребной винт продолжает вращаться в режиме гидротурбины после прекращения подачи топлива.

В случае ВФШ изменение направления движения судна осуществляется (при отсутствии реверс-редуктора) реверсированием двигателя. При этом нагрузку плавно снижают до малого или самого малого хода, при котором двигатель должен проработать в течение нескольких минут, после чего прекращают подачу топлива. Только после полной остановки гребного вала дизель запускают на обратный ход. Таким образом, при работе двигателя на винт фиксированного шага реверс выполняется через 10 мин и более с момента снижения скорости хода.

При работе двигателя на ВРШ изменение режима и направления движения судна осуществляется за счет поворота лопастей гребного винта без остановки двигателя. Поэтому неопытные операторы могут выполнить маневр реверса за короткий срок, что в результате приводит к перегрузкам и более высокой повреждаемости главного двигателя.

Как следует из данных табл. 1, наиболее повреждаемыми элементами являются опорные подшипники коленчатого вала, что объясняется следующим.

При работе двигателя в стационарном режиме между валом и вкладышем подшипника образуется динамический несущий слой масла, который предотвращает взаимное касание выступов вала и вкладыша. В идеальном случае такая система может функционировать бесконечно долго при условии сохранения свойств смазочного материала. Однако при пусках и остановках двигателя, резком увеличении нагрузки, швартовке или изменении направления движения судна удельное давление в подшипнике существенно возрастает. Это приводит к снижению толщины масляного слоя и изменению режима смазки с жидкостного на полужидкостное или даже граничное, что приводит к интенсивному износу вкладыша. Взаимодействие поверхностей деталей характеризуется многократными контактами и хорошо согласуется с диаграммой Герси–Штрибека (см. рис. 3), заимствованный из работы [1]).

Поэтому износ опорных подшипников коленчатого вала в основном происходит на переходных режимах и многократно превосходит износ при работе двигателя на установившемся режиме.

В отличие от опорных подшипников, износ поршневых колец и цилиндровой втулки имеет

более сложный характер. В переходных режимах на «утяжеление» гребного винта вследствие возрастания инерционных нагрузок накладывается неравномерность прогрева деталей ЦПГ. Кроме того, в каждом цикле при прохождении поршня через мертвые точки происходит изменение направления и линейной скорости скольжения. В результате и на стационарных режимах, и при работе двигателя без нагрузки в режиме «холостого хода» имеет место изнашивание пары трения «поршневые кольца–цилиндровая втулка».

Таким образом, частота отказов главного двигателя в основном определяется как общим моторесурсом, так и долей перегрузочных режимов, вызывающих повышение удельного давления в подшипниках вследствие динамического «утяжеления» гребного винта и увеличения давления сгорания в цилиндре.

Анализ статистики отказов показал, что у двигателя, работающего на гребной винт регулируемого шага, частота отказов выше, чем у двигателя, работающего на винт фиксированного шага.

Снизить повреждаемость двигателя при работе на ВРШ можно путем ввода при проектировании дополнительного коэффициента запаса мощности. Такая задача может также решаться при минимизации затрат на стоимость жизненного цикла (СЖЦ) двигателя, включающего техническое обслуживание, ремонт и издержки из-за отказа в рейсе при некотором удорожании стоимости его изготовления.

Заключение

1. Анализ статистики аварийных случаев позволил выявить наиболее повреждаемые элементы главного двигателя, среди которых в первую очередь следует выделить опорные подшипники коленчатого вала, привод распределительного вала и навесных насосов, коленчатый вал и цилиндропоршневую группу. Дано описание характерных видов отказов, причин их возникновения и характер взаимного влияния.

2. Показано влияние типа гребного винта на уровень повреждаемости главного двигателя, которая при работе на винт регулируемого шага в среднем в 3,4 раза выше, чем при работе на винт фиксированного шага.

3. Анализ характера и причин отказов опорных подшипников показал, что их ресурс работы определяется не столько усталостной прочностью материала вкладыша, сколько соблюдением условий смазки. В первом случае, как описывается в актах о внеочередных освидетельствований судна, эксплуатация вкладышей происходила при величине наработки, превышающей рекомендованную изготовителем. В остальных случаях отказ происходил при прогрессирующем нарушении теплового баланса из-за нарушения условий смазки (попадания воды или топлива в картер, снижения давления в масляной системе после фильтрации и т. п.) и выражался в форме выплавления материала вкладыша или «схватывания» его с валом.

Литература

1. *Шец С.П.* Изнашивание нестационарно нагруженных радиальных подшипников скольжения // Вестник Брянского гос. Техн. университета. — 2007. — № 1 (13). — С. 13–19.

ЭЛТОН

НОВОСТИ ЗАО «ЭЛТОН»

КОНДЕНСАТОРНАЯ СИСТЕМА ПУСКА ДИЗЕЛЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ЛОКОМОТИВА

Полгода на станции Инская (Новосибирск) Западно-Сибирской железной дороги три тепловоза ТЭМ18ДМ, оборудованные конденсаторной системой пуска (КСП) дизеля, работали в обычном для депо режиме. За это время разработчики — специалисты компании «ЭЛТОН» — учитывали замечания эксплуатационников и ремонтников депо и совершенствовали систему.

В результате эксперимента подтвержден стабильный и уверенный запуск дизеля. Зафиксированы запуски с первой попытки даже при сильно разряженной батарее, когда она была не в состоянии обеспечить нужное напряжение. Уже только эти факты вызвали большой интерес у железнодорожников к разработке компании «ЭЛТОН».

Электрохимические конденсаторы, которые составили основу конденсаторной системы пуска тепловоза, в мире назвали суперконденсаторами. Они имеют высокую запасаемую энергию, работают в широком диапазоне температур — от −50 до +70 °С, служат — и это неоднократно подтверждено испытаниями — до 1 млн зарядно-разрядных циклов.

Конденсаторная система пуска позволяет глушить дизель при простое в теплое время года, когда отсутствует необходимость прогрева двигателя. По предварительным расчетам за 140 дней эксплуатации при температуре воздуха выше +10 °С, экономия топлива от остановки дизеля при технологических простоях составит от 3,5 т и более. Уменьшается расход моторного масла, увеличивается моторесурс дизеля, снижаются затраты на техническое обслуживание штатной аккумуляторной батареи, а срок ее эксплуатации увеличивается в два раза.

УДК 621.436:21.565.94:62-192

О КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ПОТЕНЦИАЛЬНОГО РЕСУРСА НАСОСОВ СИСТЕМ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА СТАДИИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Б.П. Башуров, д.т.н., проф., Д.С. Тормашев, асп.;
Морская государственная академия имени Ф.Ф. Ушакова

Рассмотрен потенциальный ресурс насосов систем судовых дизелей с позиций уровней их функциональной надежности на различных стадиях «жизненного» цикла. Представлены идеальная и реальная модели, а также критерий оценки потенциального ресурса в пределах межремонтного эксплуатационного периода. Дана сравнительная оценка его расходования применительно к насосам, эксплуатируемым в различных системах.

Для обеспечения нормального функционирования судовых дизелей (СД) необходима периодическая оценка функциональной надежности (ФН) обслуживающих систем и их оборудования, а также своевременное выполнение технического обслуживания (ТО) и ремонта.

Одним из основных элементов, определяющих ФН систем судовых дизелей (ССД) являются насосы. Их «жизненный цикл» (ЖЦ) охватывает период от конструкторской идеи до капитального ремонта (или его списания) в связи с моральным износом и включает стадии проектирования, технологического изготовления и технической эксплуатации (ТЭ) [1]. Для каждой стадии характерен свой уровень ФН. На первой стадии он определяется конструктором в соответствии с предъявляемыми требованиями ($H_{пр}$); на второй — совершенством технологических процессов и уровнем квалификации технологов ($H_{тех}$); на третьей — в значительной степени зависит от уровня квалификации обслуживающего персонала ($H_{экс}$). Исходя из этого на протяжении ЖЦ насосов ССД имеем три неравнозначных уровня их ФН, т. е. имеет место следующее несоответствие: $H_{пр} > H_{тех} > H_{экс}$.

Рассматривая насос ССД как техническое средство и используя правило умножения вероятностей, его потенциальный ресурс ($E_{пот}$) получим в виде

$$E_{пот} = H_{пр} \cdot H_{тех} \cdot H_{экс}. \quad (1)$$

Значения, составляющие выражение (1), могут изменяться в пределах $0 < E_{пот} < 1$. В идеальном случае (идеальная модель ТЭ) $H_{пр} = H_{тех} = H_{экс}$, т. е. $E_{пот.\ ид} = 1$. В действительности (реальная модель ТЭ) $H_{пр} > H_{тех} > H_{экс}$ означает, что $E_{потр} < 1$. Это можно объяснить неизбежным расходованием потенциального ресурса (ПР) насосов на стадиях технологического изготовления, испытания, монтажа и ТЭ. Расходование ПР является следствием изнашивания, коррозионных, эрозионных и других процессов, возникающих в узлах и деталях насосов ССД, и определено отказами различного происхождения (постепенные, внезапные).

Для идеальной модели ТЭ с использованием вероятности безотказной работы сохраняется условие $P(t) = 1$, а для реальной модели имеем $P(t) < 1$ (рис. 1).

Рассматривая потенциальный ресурс насосов ССД как величину, равную площади, ограниченной линией распределения вероятности безотказной работы в пределах межремонтного эксплуатационного периода (МЭП) ($t_{мэп}$), можно сказать, что для идеальной модели ТЭ $E_{пот.\ ид}$ будет определяться площадью $abcd$ (F_1), а для реальной модели ТЭ площадью abd (F_2), т. е. $E_{пот.\ ид} = F_1$ и $E_{пот.\ р} = F_2$, но для конкретного значения величины $t_{(мэп)1} - t_{(мэп)i}$.

Исходя из этого, для реальной модели ТЭ насосов ССД величина F_2 определяется как

$$F_2 = \int_{t0}^{t_{МЭП}} P(t)\mathrm{d}t, \quad (2)$$

где $P(t)$ — аппроксимированная функция вероятности безотказной работы насоса, работающего в составе конкретной ССД.

В общем виде она может быть выражена полиномом второй степени:

$$P(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2. \quad (3)$$

Для реальной модели ТЭ с учетом (3) будем иметь

$$E_{пот.\ р} = \int_{t0}^{t_{МЭП}} (a_0 + a_1 t + a_2 t^2)\mathrm{d}t. \quad (4)$$

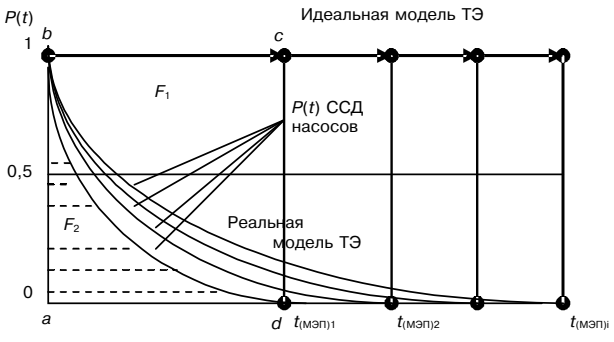


Рис. 1. К вопросу оценки потенциального ресурса насосов систем судовых дизелей на стадии эксплуатации

После интегрирования (4) в конечном итоге получим:

$$E_{\text{пот. р}} = a_0(t_{\text{мэп}} - t_0) + a_1/2(t_{\text{мэп}}^2 - t_0^2) + a_2/3(t_{\text{мэп}}^3 - t_0^3), \quad (5)$$

где a_0, a_1, a_2 — аппроксимационные коэффициенты.

Исходя из вышеизложенного, относительная величина расходования ПР, заложенного конструктором на стадии проектирования и обеспеченного технологом в период технологического изготовления, на стадии ТЭ будет выражаться в виде

$$E_{\text{пот}} = E_{\text{пот. р}} / E_{\text{пот. ид}} = F_2 / F_1, \quad (6)$$

где F_1 — площадь, эквивалентная идеальной модели ТЭ насоса при условии $P(t) = 1$ в диапазоне наработки от 0 до именно его величины $t_{\text{мэп}}$.

Величина $E_{\text{пот}}$ может быть использована в качестве критерия сравнительной оценки функциональной надежности (ФН) насосов, а также другого оборудования, эксплуатируемого в составе ССД, различающегося назначением по обслуживанию объекта, в частности СД, конструктивными особенностями и условиями ТЭ.

В качестве примера рассмотрены насосы ССД. Для них в результате проведенного статистического эксперимента [2] получены аппроксимационные уравнения с коэффициентами, приведенными в табл. 1.

В ранжированном ряду по критерию ПР насосы ССД располагаются (по мере увеличения интенсивности расходования на стадии ТЭ) в такой последовательности: ШН → ЦН (пресная вода) → ЦН (морская вода). При этом интенсивность расходования ПР на стадии ТЭ насосов систем охлаждения СД (морская вода) превосходит таковые масляных систем более чем в 2,5 раза. Для сравнительной оценки расходования ПР насосов ССД в табл. 2 приведена обобщающая информация по другому оборудованию систем.

Из анализа представленной информации следует, что максимальная интенсивность расходования ПР на стадии ТЭ приходится на дизель-генераторы. Далее по мере снижения интенсивности ПР идут электрический и гидравлический приводы и сепараторы топлива, нефтеперекачивающие и топливные насосы. Минимальная интенсивность расходования ПР на стадии ТЭ приходится на газотурбонагнетатели.

Таблица 1

Насосы систем судовых дизелей	Коэффициенты аппроксимационного уровня (3)			
	a_0	a_1	a_2	$E_{\text{пот}}$
Центробежные насосы (ЦН) системы охлаждения:				
(морская вода);	0,343	−0,032	0,0008	0,13
(пресная вода)	0,703	−0,050	0,001	0,24
Шестеренные насосы (ШН) масляной системы	0,982	−0,021	0,0005	0,37

Таблица 2

Оборудование систем	Коэффициенты аппроксимационного уровня (3)			
	a_0	a_1	a_2	$E_{\text{пот}}$
Нефтеперекачивающие насосы	0,468	−0,041	0,001	0,17
Топливные насосы	0,763	−0,078	0,002	0,31
Газотрубонагнетатели	0,965	−0,025	0,00023	0,53
Сепараторы топлива	0,698	−0,054	0,0011	0,21
Гидравлический привод	0,692	−0,059	0,0013	0,21
Электрический привод	0,502	−0,071	0,0025	0,15
Дизель-генераторы	0,444	−0,041	0,00097	0,13

На одном уровне по расходованию ПР находятся насосы системы охлаждения (морская вода) и дизель-генераторы. Примерно одинаковое расходование ПР имеют сепараторы топлива, гидравлический привод и насосы системы охлаждения (пресная вода). Зависимость по расходованию ПР такова: чем меньше $E_{\text{пот}}$, тем больше его интенсивность и, при прочих равных условиях, ниже уровень ФН, меньше межремонтный период, а следовательно, выше затраты материальных средств на единицу полезно произведенной работы.

Таким образом, на всех стадиях «жизненного» цикла насосов систем судовых дизелей, включая и стадию эксплуатации, необходимо стремиться к уменьшению несоответствия $E_{\text{пот. ид}} \neq E_{\text{пот. р}}$. Это может быть достигнуто путем конструктивного совершенства, повышения уровня технологических процессов изготовления узлов и деталей с применением современных технологий, использования современных диагностических средств, совершенствования технического обслуживания и проведения современных профилактических мероприятий, повышения качества сборочно-монтажных работ, модернизации предприятий, повышения уровня квалификации обслуживающего персонала путем совершенства систем его обучения с использованием имитационных тренажерных стендов. Практическая реализация этих мероприятий позволит существенно уменьшить $\Delta E_{\text{пот}}$ и при $E_{\text{пот}} = \text{const}$, определенном на этапе проектирования, за счет меньшей скорости расходования потенциального ресурса, увеличить межремонтный период, а следовательно, и снизить расход материальных средств.

Литература

1. *Башуров Б.П.* Анализ надежности вспомогательных механизмов на стадиях проектирования, технологического изготовления и эксплуатации. Известия ВУЗов. — М. : Машиностроение. — 1988. — № 10. — С. 61–65.

2. *Башуров Б.П.* Пути совершенствования технической эксплуатации вспомогательного оборудования энергетических установок судовых транспортных средств. — Новороссийск : НГМА, — 2002. — 269 с.

УДК 621.436

ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МАЛОТОКСИЧНОЙ РАБОТЫ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ И АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

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

Поэтапный ввод в действие новых экологических нормативов для двигателей внутреннего сгорания диктует необходимость опережающей разработки и внедрения технических средств, обеспечивающих их выполнение. Можно констатировать, что именно обеспечение необходимых экологических показателей стало главным приоритетом при создании новых двигателей и модернизации существующих.

На ближайшую перспективу решение проблемы достигается за счет совершенствования рабочего процесса, систем наддува и топливоподачи. В более отдаленной перспективе возникает необходимость в использовании внешних систем очистки отработавших газов. В материалах обзора описываются трудности, связанные с внедрением систем каталитической очистки. Упоминаются также другие конструктивные новшества, примененные в рассматриваемых двигателях.



Mercedes-Benz OM 471

DAIMLER ПЕРЕХОДИТ НА EURO 6

Хотя до официального вступления в силу нормативов Евро 6 остается еще около трех лет, компания «Daimler Trucks» уже запустила в серию новый типаж двигателей для грузовых машин Mercedes-Benz. Новый ряд двигателей был разработан специально для европейского рынка. Эти двигатели, помимо грузовиков, могут устанавливаться также на внедорожных транспортных средствах.

Первой моделью нового семейства двигателей, названного «Blue Efficiency Power OM 47x» стал двигатель Mercedes-Benz OM 471. В семейство войдут три модели шестицилиндровых рядных двигателей, отличающиеся рабочим объемом. Все три модели двигателя имеют одинаковую конструкцию, но могут иметь различные аксессуары в зависимости от назначения машины. Планы создания двигателей нового поколения появились еще в 2002 г., но фактически их разработка началась в Штутгарте лишь пять лет назад. Новые двигатели Blue Efficiency Power выпускаются на предприятии «Daimler» в Маннхайме наряду с компонентами двигателей «Detroit Diesel» и дизелей, предназначенных для грузовиков «Fuso».

В основу разработки положена новая платформа, использованная в мощных двигателях «Daimler Trucks», которые с 2007 г. выпускаются для грузовиков Freightliner производства североамериканской группы «Daimler», а с 2010 г. — также и для японских грузовиков «Fuso».

По мнению специалистов «Daimler», европейский рынок отличается большим разнообразием нормативов вредных выбросов и условий эксплуатации. Кроме того, практикуются разные способы установки автомобильных двигателей — традиционный (перед кабиной водителя) и под кабиной. Вследствие этого явилось множество версий основных компонентов двигателя, к числу которых относятся, в частности, турбонагнетатели, маховики, электронные системы управления, системы выпуска и т. д. Кроме того, существует достаточно много вариантов настроек рабочих параметров, в том числе номинальной мощности и крутящего момента. Все это приводит к тому, что, например, двигатели, производимые в Германии, отличаются от двигателей, выпускаемых в Северной Америке и Японии, более чем двумя сотнями компонентов.

Новая модель Mercedes-Benz OM 471 представляет собой вертикальный шестицилиндровый рядный двигатель с рабочим объемом 12,8 л и мощностью от 310 до 375 кВт при 1800 об/мин. Максимальный крутящий момент — от 2100 до 2500 Нм при 1100 об/мин. У всех версий нового двигателя одна и та же номинальная частота вращения.

OM 471 имеет четыре варианта исполнения по номинальной мощности — 310, 330, 350 и 375 кВт — и четыре варианта по крутящему

моменту. Кроме того, существуют две конфигурации по тормозной мощности. Три из четырех вариантов исполнения по номинальной мощности имеют опцию дополнительного изменения скоростных характеристик, названную «Top Torque». Например, двигатель грузовика при работе на высшей передаче автоматической трансмиссии может развивать тормозной момент на 200 Нм выше номинального.

В новых двигателях используются следующие современные технологии: рециркуляция отработавших газов с охлаждением (EGR), фильтр твердых частиц (DPF) и система каталитической очистки (SCR). Блок управления двигателем представляет собой следующее поколение модуля управления типа MR_2, применяемого на двигателях Mercedes-Benz 500.

Продолжительность работы до технического обслуживания двигателя увеличена и может составлять до 150 000 км в зависимости от типа машины и эксплуатационного профиля. Для упрощения техобслуживания масляный фильтр и модуль фильтрации топлива размещен на холодной стороне двигателя. Модуль фильтрации топлива состоит из фильтра предварительной очистки, основного фильтра и водоотделителя.

Двигатель Mercedes-Benz OM 471 имеет электронное управление. Впрыск топлива осуществляется системой common rail с мультипликатором давления типа X-Pulse, разработанным фирмой «Bosch» специально для грузовиков «Daimler». Система common rail позволяет широко варьировать параметры впрыска, в том числе давление, фазы, общую цикловую подачу и частичную подачу при многофазном впрыске. Параметры впрыска регулируются индивидуально по каждому цилиндру, что позволяет выравнивать возможные расхождения параметров по цилиндрам.

Система common rail X-Pulse включает в себя мультипликатор давления и двухпоршневой насос высокого давления, позволяющий создавать давление до 900 бар. Перед форсунками давление дополнительно повышается и может достигать 2100 бар. Давление впрыска непрерывно регулируется по задаваемой программе в соответствии с текущим рабочим режимом.

За каждый цикл происходит несколько впрысков. В конце такта сжатия происходит один или два пилотных впрыска. Временная характеристика последующего главного впрыска подбирается таким образом, чтобы сохранять расход топлива на минимальном уровне, не допуская при этом увеличения вредных выбросов сверх установленных пределов. Послевпрыск обеспечивает практически полное сгорание твердых частиц, а при необходимости может быть использован также для регенерации фильтра частиц. В выпускном тракте двигателя имеется горелка с дозатором топлива для управления процессом активной регенерации сажевого фильтра.



Форсунка и камера сгорания двигателя OM 471

Система X-Pulse имеет резерв для повышения давления впрыска до 2500 бар. Форсунка X+Pulse, разработанная специально для двигателей Mercedes-Benz, по своей конструкции отличается от форсунок двигателей грузовиков «Daimler», выпускаемых за пределами Европы.

Турбокомпрессор для Mercedes-Benz OM 471 поставляется фирмой «Borg-Warner». Он представляет собой турбоконагнетатель с фиксированной геометрией, асимметричным корпусом турбины и системой охлаждения воздуха. Асимметричная конструкция корпуса позволяет направить поток отработавших газов из первых трех цилиндров через систему рециркуляции непосредственно в турбину без дополнительных потерь, что улучшает динамку двигателя.

Перепускной клапан ограничивает давление наддува, что также способствует улучшению динамики двигателя при разгоне. Блок управления двигателем регулирует положение перепускного клапана в зависимости от рабочего режима с помощью клапана регулирования давления.

В двигателе OM 471 имеется трехступенчатый тормоз-замедлитель, повышающий управляемость транспортного средства, особенно на промежуточной скорости. Кроме того, на двигателе применена система декомпрессионного торможения с наддувом, конфигурация которой соответствует европейским требованиям. Время реакции системы — менее 150 миллисекунд.

Трехступенчатый тормоз-замедлитель управляется рычагом, расположенным на рулевой колонке. Включение первой ступени приводит в действие тормоз-замедлитель в трех из шести цилиндров. На второй ступени включаются остальные три цилиндра. При переходе на третью (высшую) ступень вступают в действие клапан EGR и органы управления перепускным клапаном. При этом увеличивается масса воздушного заряда в цилиндрах и достигается максимальная мощность торможения 400 кВт при 2300 об/мин. Помимо ручного управления, тормоз-замедлитель может использоваться в автоматическом режиме

для создания плавно регулируемого тормозного момента.

Картер двигателя представляет собой вертикально ориентированную конструкцию с оребрением, придающим ей дополнительную жесткость и снижающим уровень шума. Для уменьшения веса двигателя поддон выполнен из синтетического материала, а пространство, занимаемое цилиндрами, сведено к минимуму с целью снижения габаритных размеров.

В конструкции использованы цельнокованые стальные поршни, увеличивающие ресурс двигателя. Применение мокрых цилиндровых втулок способствует лучшему охлаждению. При этом основной поток охлаждающей жидкости омывает верхнюю треть втулки, тогда как нижняя треть втулки, имеющая более низкую температуру, омывается вторичным потоком. Для повышения эффективности охлаждения расстояние, проходимое охлаждающей жидкостью, во всех случаях сведено к минимуму.

В двигателе применены стальные шатуны с разъемной нижней головкой. Такая схема обеспечивает максимальную жесткость конструкции и надежность стыка.

Головка блока — цельная, из чугуна с пластинчатым графитом (уплотненный серый чугун). Этот материал выдерживает значительные колебания температуры, обладает хорошими демпфирующими свойствами и минимальным коэффициентом линейного расширения при высоких температурах.

Новый двигатель прошел полный цикл испытаний, при этом общий пробег на стендах и в условиях эксплуатации составил более 60 млн километров. По словам представителя фирмы, в Северной Америке и Японии на грузовиках «Freightliner» и «Fuso» сейчас работают более 70 000 двигателей «Daimler».

Roberta Prandi. Launching Into Euro 6
Diesel Progress International Edition,
May–June 2011

SCANIA. ЕВРО 6 — НЕ ПРЕДЕЛ

Чтобы помочь операторам заранее ознакомиться с новыми технологиями, обеспечивающими выполнение перспективных требований экологического законодательства, фирма Scania обнародовала описание двух новых двигателей Евро 6 рабочим объемом 13 л. Двигатели предназначены, в первую очередь, для дальних грузовых перевозок, но могут быть использованы и по другому назначению. Эти двигатели мощностью 324 и 353 кВт соответственно имеют тот же расход топлива, что и их прототипы Евро 5, но вредные выбросы у них существенно ниже.

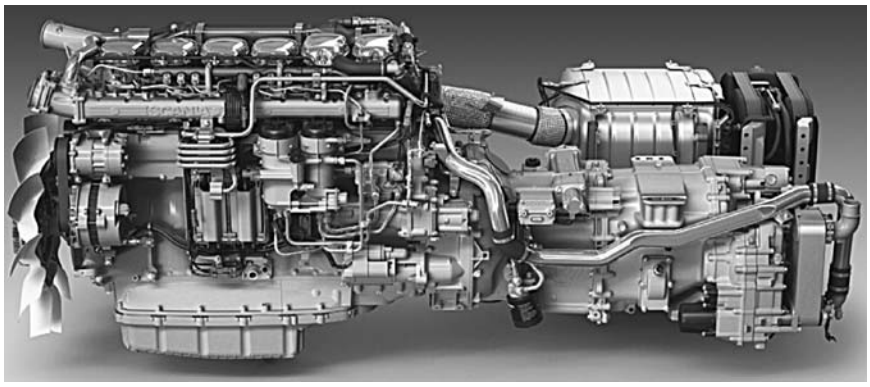
Таким образом, операторы получают возможность уже сейчас использовать наиболее передовые экологические технологии, предлагаемые сегодня на рынке. При этом они могут претендовать на разнообразные виды экономического стимулирования со стороны государства, включая, в частности, сниженную ставку дорожного налога.

В категорию Евро 6 переводятся все модификации двигателей Scania серий G и R для всех применений, включая грузовики класса ADR (Европейское соглашение о международных шоссейных перевозках опасных грузов). Начиная с 2012 г., этими двигателями будут оборудоваться также многоосные машины с колесными формулами 8×2 и 8×4.

Все разработки выполнены собственными силами «Scania» с использованием таких современных технологий, как рециркуляция отработавших газов (EGR), регулируемый турбокомпрессор (PTK), система впрыска типа common rail, селективное каталитическое восстановление (SCR) и фильтрация твердых частиц.

По основным технико-экономическим характеристикам новые двигатели не отличаются от своего прототипа Euro 5 EGR. Соотношение крутящий момент/мощность составляет порядка 5,2, что является рекордным показателем для отрасли. Большая работа была проделана в целях избежать увеличения расхода топлива. В результате новые двигатели по топливной экономичности, управляемости и приемистости ничем не уступают своим аналогам в категории Euro 5.

Двигатель может «Scania» Euro 6 принимать нагрузку начиная с 1000 об/мин. Это обеспечивает высокую маневренность автомобиля и возможность езды при частоте вращения двигателя 1100 об/мин и ниже, что позволяет экономить топливо. Для привода колес используется



Scania DC13 Евро 6 SCR

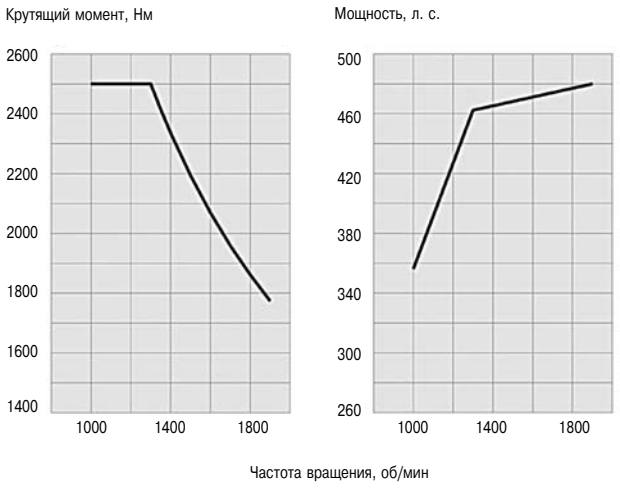
14-скоростная (12+2) трансмиссия с повышающей передачей или без нее. Для облегчения управления автомобилем и обеспечения максимальной экономии топлива рекомендуется использовать полностью автоматическую трансмиссию типа Scania Opticruise.

Возможны также варианты с ручной трансмиссией и с системой Scania Retarder в различных сочетаниях. Scania Retarder совместно с системой автоматического управления трансмиссией Opticruise, тормозом-замедлителем (торможение двигателем) и колесными тормозами обеспечивает возможность управления скоростью транспортного средства во всем диапазоне с помощью кнопки управления и тормозной педали.

В настоящее время двигатели Scania Euro 6 сертифицированы для работы на нескольких стандартных видах топливных смесей, состоящих из дизельного топлива с добавкой до 8 % биодизельного топлива («биодизеля»). Вскоре должны начаться ресурсные испытания системы очистки ОГ при работе на «чистом» биодизеле. В системе SCR расход реагента AdBlue составляет от 3 до 4 % от расхода топлива, что значительно ниже по сравнению с двигателями Scania Euro 5 SCR (5–6 % от расхода топлива).

Новые дизели мощностью 324 и 353 кВт, созданные на базе двигателей Scania с диаметром цилиндра 130 мм, впервые представлены в 2007 г. как Scania Euro 5 EGR.

Чугунный блок цилиндров, с самого начала рассчитанный на давление до 200 бар, остался без изменений. Как и на других двигателях Scania с рабочим объемом 13 л, между блоком цилиндров и картером расположена решетчатая рама, которая не только стабилизирует нижнюю часть двигателя, но и способствует снижению шума и вибрации. Для уменьшения расхода топлива в двигателях применены цилиндровые втулки с



Скоростная характеристика DC13 110 480 Евро 6

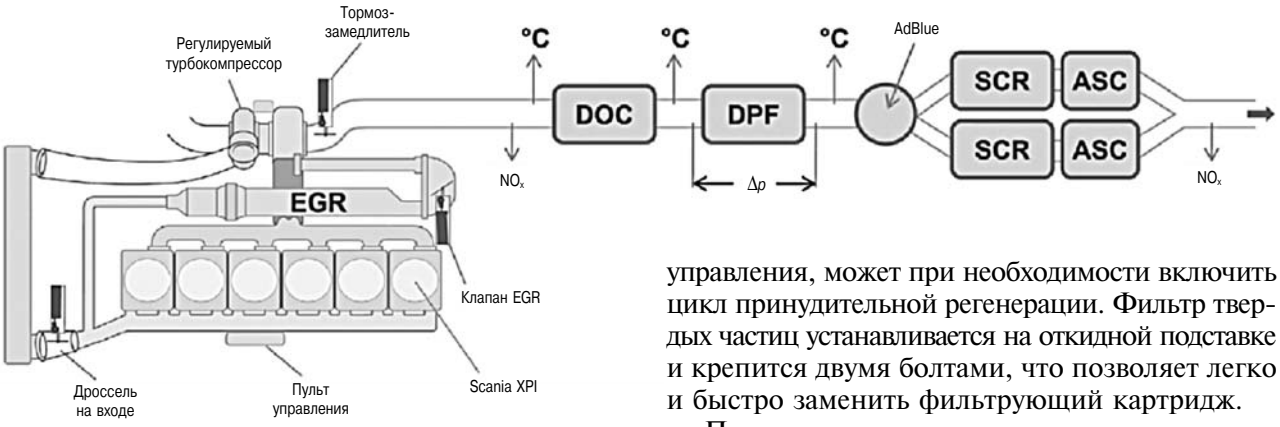
плазменным покрытием, снижающие коэффициент трения, а также стальные поршни с несколько измененной геометрией камеры сгорания, обеспечивающие степень сжатия 17,3:1.

Система вентиляции картера — открытого типа, с пониженным уровнем выбросов. Новый пластиковый поддон, вмещающий на 3 л масла больше, чем предыдущий, отличается более низким уровнем шума и имеет меньший вес. Вес собственно двигателя сохранился таким же, как у Euro 5, но общий вес агрегата увеличился примерно на 200 кг за счет добавления системы SCR с баком AdBlue объем 75 л и усложнения системы выпуска для реагента. В связи с запуском в производство в 2009 г. новой серии R была увеличена мощность системы охлаждения, отвечающая требованиям конструкции Euro 6. Вентилятор с электронным управлением приводится от коленвала через гидромуфту с регулируемой скоростью. Система управления двигателем обеспечивает поддержание оптимальных параметров двигателя и системы очистки ОГ. Для контроля температуры ОГ и концентрации NO_x в различных точках используются датчики, установленные в глушителе. Система управления двигателем, построенная по модульному принципу, используется во всем диапазоне работы двигателя.

Фирменная система сверхвысокого давления common rail типа XPI способна создавать давление до 2400 бар, но обычно в нормальном режиме она работает при давлении порядка 1800 бар. Форсунки с 8 соплами обеспечивают до трех впрысков за цикл, что позволяет оптимизировать параметры рабочего процесса и показатели вредных выбросов. Система XPI, как и предыдущая система HPI, была разработана совместно с фирмой «Cummins» и производится совместно с «Cummins» в США и в Мексике, но для машин «Scania» она поставляется с завода, расположенного по соседству с Техническим центром «Scania» в г. Sodertalje (Швеция).

На двигателях устанавливается регулируемый турбокомпрессор с изменяемой геометрией, работающий в сочетании с системой EGR и одноступенчатым контуром охлаждения. По словам представителей фирмы, использование регулируемого турбокомпрессора значительно повышает маневренность машины и приемистость двигателя. Степень рециркуляции ОГ достигает до 25 % исходя из условий оптимизации совместной работы систем EGR и SCR. Регулируемые турбокомпрессоры, как и системы очистки топлива, поставляются фирмой «Cummins».

Прецизионное регулирование расхода воздуха на входе осуществляется с помощью дроссельной заслонки, снабженной датчиком положения. Дросселирование воздуха на входе при работе дви-



Управляемые узлы и агрегаты двигателя Scania DC13 Euro 6 SCR

гателя на холостом ходу позволяет поддерживать температуру ОГ, оптимальную для работы системы SCR.

Конструкторы фирмы «Scania» создали новую систему дозирования мочевины AdBlue, отличающуюся повышенной точностью, надежностью и герметичностью (что исключает попадание воздуха). AdBlue впрыскивается в смеситель (конструкция которого запатентована), где испаряется, так что в систему из двух параллельных катализаторов SCR попадают уже пары аммиака. Компактный и высокоэффективный катализатор остаточного аммиака (ASC) обеспечивает его полное удаление из отработавших газов. Чтобы легче было поддерживать требуемую температуру, длина тракта испарения AdBlue и образования аммиака сокращена до минимума.

В состав комбинированного глушителя входят компактная изолированная емкость с катализатором сжигания продуктов неполного сгорания топлива (DOC) и полнопоточный фильтр твердых частиц (DPF), за которым расположены два параллельных катализатора SCR и катализатор остаточного аммиака ASC.

Оптимизация показателей выбросов достигается за счет непрерывной координации параметров процессов EGR и SCR. Около половины выбросов NO_x ликвидируется за счет применения системы EGR, а 95 % от оставшегося количества — с помощью системы SCR. Фильтр твердых частиц задерживает порядка 90 % (по массе) выбрасываемых частиц.

Фильтр твердых частиц снабжен двумя датчиками перепада давления. Во время рейса периодически производится регенерация фильтра, которая включается автоматически в случае превышения заданного уровня перепада давления на фильтре. Если при езде в особо тяжелых условиях фильтр все же начнет засоряться сажей, водитель, получив соответствующий сигнал от системы управления, может при необходимости включить цикл принудительной регенерации. Фильтр твердых частиц устанавливается на откидной подставке и крепится двумя болтами, что позволяет легко и быстро заменить фильтрующий картридж.

Производство компонентов и систем новых двигателей Евро 6, а также самих грузовиков уже началось. Однако собираемые машины считаются предсерийными, поскольку сертификация пока не может начаться из-за временных рамок, установленных регулирующими органами стран-членов ЕС. Ожидается, что до конца лета соответствующие ЕС правила вступят в силу, и еще несколько месяцев потребуется на то, чтобы они были приняты странами-участницами.

Ahead Of Euro 6.
Diesel Progress International Edition,
July-August 2011

ПРОБЛЕМЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИИ SCR НА ВНЕДОРОЖНОЙ ТЕХНИКЕ

Оборудование, используемое в строительстве, дорожных работах, горнодобывающей промышленности и сельском хозяйстве, работает, как правило, едва ли не в круглосуточном режиме и в самых тяжелых условиях, которые только можно себе представить. Поэтому параметры надежности и эксплуатационной готовности здесь важны как нигде более.

Любая машина должна прежде всего выполнять работу, для которой она предназначена, но сегодня одного этого уже недостаточно. Необходимо, чтобы машина удовлетворяла при этом жестким экологическим требованиям, которые на данный момент нашли свое отражение в стандарте EPA Tier 4 final, вскоре вступающем в силу в США. И хотя в наше время мало кто сомневается в необходимости защиты окружающей среды, требование одновременного обеспечения нужных технико-экономических показателей и экологической чистоты является трудновыполнимым.

Поэтому создатели двигателей и машин, рассматривая возможные способы очистки отработавших газов, всякий раз пытаются найти наиболее приемлемые для заказчика решения. Это непростая задача, поскольку за каждое достижение приходится чем-то платить. Эксплуатационные расходы, межремонтные интервалы, удобство эксплуатации, характеристики надежности и

пространственные ограничения — вот лишь некоторые факторы, которые должны быть учтены при проектировании.

Очистка отработавших газов от NO_x в системе селективного каталитического восстановления (SCR) — один из способов выполнения требований экологических стандартов, принятый на вооружение такими компаниями, как MTU, «Scania» и «Cummins». SCR обладает рядом несомненных преимуществ, в частности:

➢ позволяет снизить количество вредных выбросов без значительного увеличения расхода топлива;

➢ обладает высокой эффективностью очистки от NO_x как на стендах, так и в условиях эксплуатации;

➢ эта технология проверена временем.

Однако SCR, как и любая технология, имеет свои недостатки.

Машина должна иметь на борту запас водного раствора мочевины (реагента для восстановления NO_x, известного также как AdBlue), уровень которого необходимо поддерживать.

Компоненты системы SCR, такие как баки, катализатор, дозирующие системы и устройства управления, занимают много места (которое в ряде случаев на вес золота), увеличивают вес и сложность оборудования.

Но и это еще не все. AdBlue (32,5 %-ный раствор мочевины в деионизированной воде) замерзает при температуре около −11 °С и затем расширяется подобно замерзшей воде. При высыхании она становится твердой субстанцией (растворимой или нерастворимой), обладающей свойством ползучести. И наконец, она может быть коррозионно-активной, что может вызвать повреждение системы SCR и компонентов двигателя.

Большую часть этих проблем удалось решить применительно к грузовикам, на которых SCR применяется (в европейских странах) уже с 2005 г. Однако просто взять систему SCR грузовика и установить ее на погрузчик или экскаватор не получается. Дело в том, что для этих машин характерен гораздо больший уровень вибрации, намного более широкий температурный диапазон и повышенные требования к надежности. Но проблемы, связанные с переносом SCR на внедорожные машины, этим не исчерпываются.

Между прочим, при ближайшем рассмотрении оказывается, что проблема, на первый взгляд представляющаяся наиболее серьезной, а именно — более высокие механические нагрузки, свойственные внедорожной технике — решается проще всего. В большинстве случаев профили нагрузки либо уже известны, либо могут быть с достаточной точностью замерены, что позволяет испытать по отдельности все наиболее критичные компоненты и усилить их в случае необходимости. Так обычно и поступают.

Несколько сложнее обеспечить необходимый уровень надежности гидравлики самой системы SCR, поскольку выбор значений ускорения, задаваемых при испытаниях, требует глубокого понимания работы как системы, так и всей машины. Здесь, как правило, залогом успеха является работа с хорошо зарекомендовавшими себя поставщиками системы, опирающимися на свой обширный опыт.

Одной из наибольших трудностей является огромное разнообразие внедорожной техники, начиная от стационарных, судовых и тепловозных двигателей и кончая дорожно-строительными и горными машинами. В каждом конкретном случае возникают специфические проблемы, решение которых требует полной свободы при планировании установки системы SCR. Системы, обладающие необходимой гибкостью, используют достаточно сложные датчики, устанавливаемые в зоне впрыска, и насосы, обеспечивающие свободный выбор пространственного положения форсунки.

Чем крупнее двигатель, тем больше возникает проблем, связанных с выбором и проектированием системы SCR. Для мощных двигателей, используемых в дизель-генераторах, горном оборудовании и других машинах, необходим гораздо больший расход AdBlue, чем в самых мощных грузовиках. Поэтому система впрыска топлива должна иметь намного большую производительность, и должна при этом обеспечить нужное качество смеси и ее распределения в выпускном тракте. Простое масштабирование здесь не работает, а требование увеличения периода регламентного обслуживания вступает в противоречие с размерами существующих фильтров.

Изготовители двигателя и машины должны сформулировать и согласовать между собой все технические требования. Задачей изготовителя системы SCR является разработка эффективного технического решения.

Намного сложнее проблемы, связанные со свойствами AdBlue. Дело в том, что водный раствор мочевины может существовать только в ограниченном диапазоне температур. Проблема замерзания AdBlue является достаточно очевидной, и требует применения принципиально новых гидросистем, разработка которых уже ведется.

Однако еще большие трудности, масштаб которых часто недооценивают, связаны с поведением AdBlue при высоких температурах. При температуре свыше 65,5 °С скорость химического разложения раствора резко возрастает независимо от давления. Длительное нахождение жидкости при температуре 85 °С уже опасно, а при темпе-

ратуре 132 °С в ней происходит формирование твердых продуктов, способный полностью вывести систему SCR из строя.

Вообще говоря, рабочая температура AdBlue находится в пределах температурного диапазона, свойственного данной машине, и это обстоятельство следует учитывать при проектировании системы. Здесь довольно трудно заранее предложить какие-то готовые решения, поскольку число возможных применений внедорожной техники чрезвычайно велико. Однако можно выделить несколько физических факторов, носящих универсальный характер. К их числу относятся:

➢ **Хорошая изоляция**. Система не нуждается в охлаждении, если к ней не подводится тепло. Поэтому в первую очередь следует обратить внимание на положение форсунки по отношению к выпускной системе, а также на другие источники тепла, расположенные поблизости.

➢ **Эффективное охлаждение.** Независимо от того, какие средства используются для охлаждения форсунки, температура хладагента должна быть ниже критической температуры водного раствора аммиака. Одним из наиболее удачных решений оказалась рециркуляция AdBlue, поскольку температуру в баке, как правило, удается поддерживать на достаточно низком уровне. При наличии эффективной изоляции подвод тепла оказывается настолько малым, что даже небольшой остаток жидкости в системе оказывается достаточным для ее работы.

С другой стороны, возможности использования охлаждающей жидкости двигателя весьма ограничены. Без дополнительного охлаждения она просто окажется слишком горячей и будет на самом деле не охлаждать, а нагревать AdBlue. Применение пассивного охлаждения практически невозможно. Это потребует термостатирования всей зоны вокруг форсунки, что в условиях внедорожной машины нереально.

Нужно сказать, что опасения, связанные с системами SCR, зачастую сильно преувеличены и, как правило, беспочвенны. Вместе с тем применение SCR — далеко не такая простая задача, как может показаться с первого взгляда.

Иначе говоря, внедорожная техника требует особой тщательности при выборе конфигурации и привязке SCR. При условии тесного взаимодействия между поставщиком системы SCR и проектантом двигателя или инженером-эксплуатационником, а также при наличии доброй воли с обеих сторон даже самые амбициозные проекты, на которые отпущено достаточно короткое время, имеют большие шансы на успех.

By Heico Stegmann. The Challenges Of Scr Off-Road Diesel Progress International Edition, July-August 2011

ОДНОЦИЛИНДРОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ HATZ ВЫХОДЯТ НА УРОВЕНЬ TIER 4

Немецкая дизелестроительная фирма «Motorenfabrik Hatz» разработала четырнадцать новых модификаций двигателей, отвечающих требованиям EPA Tier 4. Сертификат EPA Tier 4 распространяется на все одноцилиндровые двигатели Hatz, входящие в семейства 1B и 1D.

Согласно новым более жестким экологическим нормативам EPA Tier 4 выброс твердых частиц для одноцилиндровых двигателей мощностью менее 8 кВт с воздушным охлаждением, непосредственным впрыском и ручным пуском не должен превышать 0,6 г/кВт·ч. При отсутствии ручного пуска выброс частиц не должен превышать 0,4 г/кВт·ч.

К сертификации подготовлены все 16 моделей двигателей, выпускаемых фирмой (на момент написания материала еще не были поданы заявки на сертификацию двигателей 1B20V и 1D90V).

Представители фирмы подчеркивают, что вся работа велась в течение двух с половиной лет собственными силами, без какой-либо внешней помощи.

В период доводки испытательные стенды работали по 24 часа в сутки. За это время фирма сумела запустить новую модель 1D42, пришедшую на смену известному двигателю 1D41.

Необходимость модернизации двигателя 1D41 была продиктована тем, что малый размер его камеры сгорания не давал возможности снизить выброс частиц до уровня 0,6 г/кВт·ч согласно требованиям EPA. Поэтому ход поршня был увеличен с 65 до 70 мм.

Небольшое увеличение хода поршня в сочетании с рядом других мероприятий позволило добиться существенного улучшения качества сгорания и рабочих параметров.

Мощность двигателя 1D42 равна 7,0 кВт при 3600 об/мин, что на 1 кВт больше, чем у его предшественника.

Технические решения, принятые для снижения выбросов NO_x, не увеличили расход топлива, хотя обычно это приводит к обратному результату.

Фактически на двигателях 1D42 и 1D50 удалось снизить выброс частиц до величины менее 0,4 г/кВт·ч, что намного ниже разрешенного для двигателей с ручным пуском уровня 0,6 г/кВт·ч.

Для того чтобы выполнить требования EPA Tier 4, инженерам «Hatz» пришлось внести конструктивные изменения во все существующие модели. На двигателях 1B эти изменения коснулись, главным образом, системы впрыска, включая плунжер насоса, нагнетательный клапан (рассчитанный на большее давление впрыс-

ка) и форсунку. Была изменена также геометрия поршня и камеры сгорания.

В двигателе 1D50 конструкция цилиндра была изменена полностью. Вместо алюминиевого цилиндра со вставной втулкой применен оребренный цилиндр из серого чугуна в виде моноблока.

Во всех одноцилиндровых двигателях «Hatz» используются распылители специального профиля (RSN — Rate Shaping Nozzles), обеспечивающие увеличение подачи двумя ступенями в течение одного цикла. Это позволило не только уменьшить выбросы несгоревшего топлива и NO_x, но и снизить уровень шума.

Одновременно отверстия распылителя уменьшились в диаметре, при этом двигатель стал более чувствителен к загрязнению топлива. Таким образом, вопросы фильтрации топлива вышли на первый план.

На двигателях ряда 1B была применена трехступенчатая система фильтрации топлива, состоящая из фильтра в баке, второго внешнего фильтра и фильтра тонкой очистки. Последний включает в себя лабиринтный фильтроэлемент, обеспечивающий тонкость фильтрации в несколько сотых долей миллиметра.

Система фильтрации подтвердила свою эффективность на протяжении нескольких лет эксплуатации.

С 2010 г. фирма полностью прекратила выпуск дизелей, не соответствующих требованиям EPA. Это означает, что новые двигатели с улучшенными экологическими показателями будут поставляться даже в те страны, где требования EPA Tier 4 не являются обязательными.

Roberta Prandi. Tier 4 For Hatz One-Cylinders Diesel Progress International Edition, January-February 2011

АВТОБУСЫ НА БИОГАЗЕ

Компания «Volvo» получила заказ на партию газодизельных автобусов, работающих на биогазе.

По словам представителей фирмы, их двигатели будут 30–40 % экономичнее обычных газовых двигателей.

В настоящее время многие шведские города и регионы интенсивно вкладывают средства в производство биогаза для отопления и использования в транспортных двигателях. Поэтому многие автобусы с газовыми двигателями сейчас переводятся на биогаз.

Одним из недостатков таких автобусов является сложная система контроля рабочего процесса, предъявляющая высокие требования к техническому обслуживанию. Газовые двигатели с искровым зажиганием, как и бензиновые двигатели, используют цикл Отто, которым по своему КПД уступает дизельному циклу. Задачи экономии топлива в глобальном масштабе диктуют необходимость более широкого использования дизельного цикла.

«Volvo AB» принимает участие в демонстрационном проекте, целью которого является проверка эффективности использования газодизельной технологи в автобусах и грузовиках. При этом используются существующие дизельные двигатели, работающие на топливе, которое в основном (до 70 %) состоит из газа. Шведское энергетическое агентство вложило в этот проект около 2,6 млн Евро.

За основу берется обычный городской дизельный автобус, на крыше которого устанавливаются баллоны с газом. Как и в существующих автобусах с газовыми двигателями, газ не сжижается, а заправка баллонов производится на тех же заправочных станциях. Двигатели оборудуются системой подачи газа, где готовится рабочая смесь с оптимальным соотношением воздух–топливо.

Двигатель работает как обычный дизель, отличаясь от него только меньшим количеством потребляемого дизельного или биодизельного топлива. Основным топливом является газ, а жидкое топливо должно обеспечить его воспламенение.

Подразделение «Volvo Buses» получило от шведской компании «Vargardabuss AB» заказ на 11 газодизельных автобусов, работающих на метановом топливе, которые должны были поступить в эксплуатацию в июле 2011 г. Первыми на газодизельный цикл переводятся междугородные автобусы типа Volvo 8500.

Фирма «Volvo» уже выпускает низкопольные автобусы типа Volvo7700 с газовыми двигателями. Теперь заказчики имеют возможность приобретать низкопольные автобусы междугородного сообщения с двигателями, работающими по газодизельному циклу, которые сочетают в себе надежность и экономичность дизеля с экологической чистотой, свойственной газовым двигателям.

Bo Svensson. Biogas Bus Heats Up Diesel Progress International Edition, March-April 2011

ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГАЗОДИЗЕЛЯ С НАДДУВОМ, РАБОТАЮЩЕГО НА ПИРОЛИТИЧЕСКОМ ГАЗЕ

Одним из важнейших направлений преодоления топливного дефицита и обеспечения устойчивого развития является использование энергии древесной биомассы и отходов. Это, в частности, приводит к снижению выбросов двуокиси углерода, которая считается причиной глобального потепления. При этом зна-

чительное внимание уделяется утилизации биомассы.

Например, существуют генерирующие установки смешанного цикла, работающие на древесной биомассе и отходах. Такие установки экономически эффективны при условии достаточно большой агрегатной мощности. Однако при малой мощности системы когенерации начальные затраты оказываются относительно велики, тогда как ее термический КПД, напротив, снижается.

Таким образом, выигрыш оказывается не столь велик. Для этого случая больше подходят газовые двигатели, работающие на пирогазе, получаемом из биомассы с помощью пиролиза. Такие двигатели привлекают к себе все большее внимание. Для сжигания пирогаза больше подходят газовые двигатели, превосходящие турбоагрегаты равной мощности по термическому КПД. В состав пирогаза входят водород, окись углерода и нейтральные газы, такие как двуокись углерода и азот, поэтому по калорийности пирогаз уступает минеральному топливу.

Кроме того, состав пирогаза меняется в зависимости от состояния исходного материала и условий газификации. Следовательно, для двигателя с искровым зажиганием работа на таком топливе при больших нагрузках нецелесообразна, так как при этом будет трудно достичь устойчивого сгорания. В последнее время все большее внимание уделяется двигателям, работающим на газе, который воспламеняется с помощью запального жидкого топлива. В таком двигателе, называемом газодизелем, газ в цилиндр поступает через впускное окно, а впрыск дизельного топлива производится вблизи ВМТ. При этом обеспечиваются устойчивое воспламенение смеси от множественных источников и высокая энергия зажигания.

Описание экспериментального стенда и двигателя

Двигатель

Настоящее исследование выполнено на опытном одноцилиндровом двигателе. С учетом возможных вариаций состава пирогаза из биомассы, для испытаний были выбраны четыре типа пирогаза. Для визуализации процесса сгорания использовалась скоростная видеокамера.

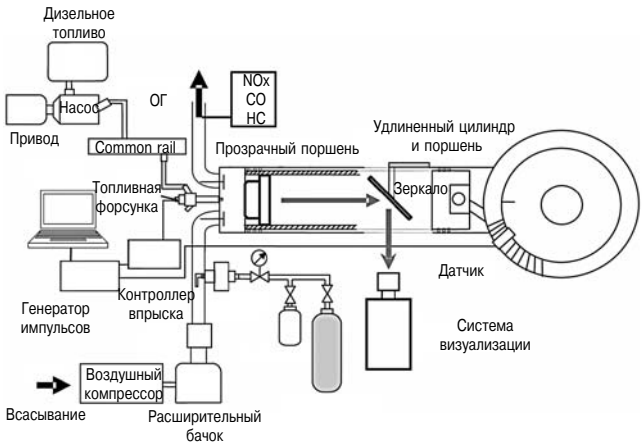
Схема опытной установки показана на рис. 1. Для опытов был выбран небольшой одноцилиндровый четырехтактный двигатель с водяным охлаждением, диаметром цилиндра — 96 мм, ходом поршня — 108 мм и степенью сжатия — 16. В камере сгорания плоского типа имеются два впускных и два выпускных клапана, турбулизаторы и галтели отсутствуют. В экспериментах измерялись давление в цилиндре (с помощью датчика Кистлера типа 6052А) и определялась скорость тепловыделения. Калибровка пирогаза производилась методом постоянного давления с использованием небольшой емкости. При этом измерялись величины давления и температуры в емкости, по которым подсчитывалась масса газа. Пирогаз подавался во впускной ресивер через расходомер и смешивался с воздухом. Воздушно-газовая смесь поступала в цилиндр, в который также впрыскивалось небольшое количество дизельного топлива перед ВМТ. Для управления впрыском использовалась система common rail. Давление в системе common rail составляло 40 МПа. Величина циклового впрыска дизельного топлива составляла 2 мг на цикл. Впрыск производился через форсунку с 4 отверстиям диаметром 0,1 мм и углом распыла 140 градусов. Давление подачи смеси изменялось в диапазоне от 101 до 200 кПа. Скорость двигателя равнялась 1000 об/мин. Температура воды и масла в двигателе поддерживалась на уровне 60 °С. Для задания угла начала и длительности впрыска использовались сигналы от датчиков ВМТ и угла поворота коленвала с дискретностью 0,5 градуса. Величины среднего индикаторного давления p_{mi}, коэффициентов вариации p_{mi} и $CV(p_{mi})$, а также индикаторного КПД η_i, определялись по записи давления. Одновременно производились измерения содержания количества. NO_x, HC и CO, а также дымности отработавших газов.

Для визуализации процесса сгорания штатный поршень был заменен специальным удлиненным поршнем с сапфировым окном. Съемка факела производилась на высокоскоростную цветную видеокамеру с частотой 8000 кадров в секунду.

Состав пирогаза

Опыты производились с четырьмя разными составами синтетического пирогаза, полученного газификацией древесных отходов (таблица).

Состав пирогаза варьировался с учетом возможного вида исходной биомассы и метода ее газификации. Газ состоял в основном из H_2, CO, CO_2 и N_2, с небольшим количеством CH_4.



Состав пирогаза

	H_2	CO	CO_2	CH_4	N_2	Низшая теплотворная способность (МДж/нм³)
	%					
Тип 1	30,4	23,9	36,6	3,1	6	7,4
Тип 2	22,3	27,6	23,2	2,7	24,2	6,8
Тип 3	13,7	22,3	16,8	1,9	45,3	5,0
Тип 4	14,6	19,4	16	28,9	21,1	14,4

Газы типа 1, 2 и 3 отличаются друг от друга соотношением H_2 и CO. Газ типа 1 содержит больше водорода, а газ типа 2 — больше окиси углерода. Газ типа 3 отличается меньшей теплотворной способностью и пониженным содержанием метана. Газ типа 4 представляет собой газ типа 2, куда добавлен метан, чтобы промоделировать смесь природного и пиролитического газов.

Результаты экспериментов

Влияние давления воздуха на входе

На рис. 2 показаны зависимости давления в цилиндре и скорости тепловыделения от угла ПКВ Эксперимент проводился с газом типа 2.

При этом значения параметров были следующими: подача дизельного топлива m_{go} = = 2 мг/цикл, коэффициент избытка горючего φ_t = = 0,6, угол начала впрыска дизельного топлива θ_{inj} = 8°до ВМТ.

При расчете коэффициента избытка горючего учитываются оба вида топлива — дизельное и пирогаз. Коэффициент избытка горючего φ_t = 0,6 фактически означает диапазон от 0,58 до 0,61. По мере роста давления на входе угол опережения

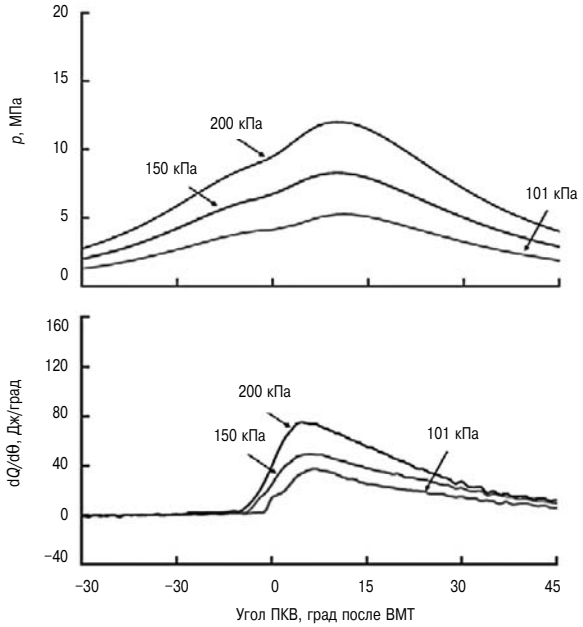


Рис. 2. Зависимость давления в цилиндре и скорости тепловыделения от угла опережения впрыска для газа типа 2 (θ_{inj} = 8° до ВМТ, φt = 0,6)

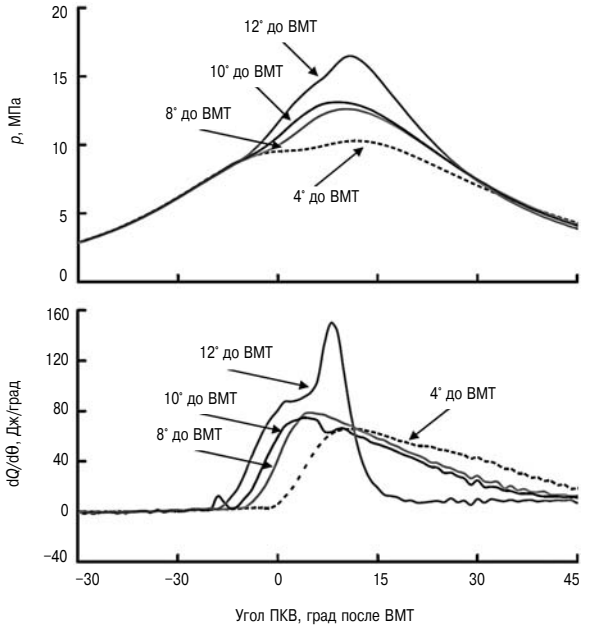


Рис. 3. Зависимость давления и скорости тепловыделения от угла опережения впрыска (p_{in}= 200 кПа, φt = 0,6)

зажигания уменьшался. Дело в том, что рост входного давления в момент впрыска увеличивает концентрацию кислорода.

Влияние угла начала впрыска

На рис. 3 показано влияние угла опережения впрыска запального топлива на давление в цилиндре и на скорость тепловыделения.

При увеличении угла начала впрыска до 12° до ВМТ, на кривой скорости тепловыделения стали заметны два пика. При дальнейшем увеличении угла началась детонация.

На рис. 4 показано изменение содержания вредных выбросов в отработавших газах при тех же условиях. Значение HC здесь рассчитано по величине C1. При этих условиях (m_{go} = =2 мг/цикл и p_{inj} = 40 МПа) дымления не наблюдалось. При увеличении угла опережения впрыска тепловой КПД несколько увеличивался, а среднее эффективное давление практически не менялось. Колебания от цикла к циклу не превышали 2 %, что говорит о стабильности про-

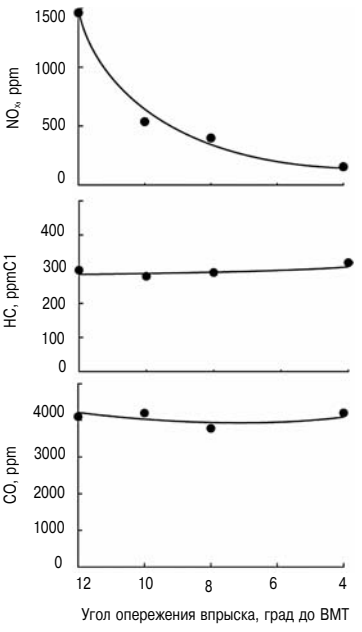


Рис. 4. Зависимость выбросов от угла опережения впрыска (p_{in}= 200 кПа, φt = 0,6)

цесса сгорания. Зато наблюдался резкий рост содержания NO_x. Содержание HC и CO практически не менялось. Величина CO оставалась высокой.

Влияние состава газа

На рис. 5 показаны кривые изменения давления в цилиндре и скорости тепловыделения для четырех видов топлива при разных значениях коэффициента избытка горючего (p_{in} = 200 кПа, θ_{nj} = 8° до ВМТ).

Как видно из рис. 5, *a*, увеличение коэффициента избытка горючего ведет к росту давления и скорости тепловыделения. Малая длительность начальной фазы горения объясняется тем, что в топливе типа 1 содержится больше водорода, поэтому оно горит быстрее. Хотя начало горения при этом слегка задерживается, двигатель может стабильно работать даже при φ_t = 0,45, т. е. на сильно обедненной смеси.

На рис. 5, *b* показаны те же процессы для топлива типа 2, которое содержит значительную долю CO, но меньше H_2 по сравнению с топливом типа 1. Характеристики сгорания аналогичны топливу типа 1. В топливе типа 3 меньше H_2 и CO, но больше N_2, поэтому его теплотворная способность ниже и оно горит медленнее всех. Тип топлива 4 отличается наибольшим содержанием метана, поэтому оно является самым высоко-

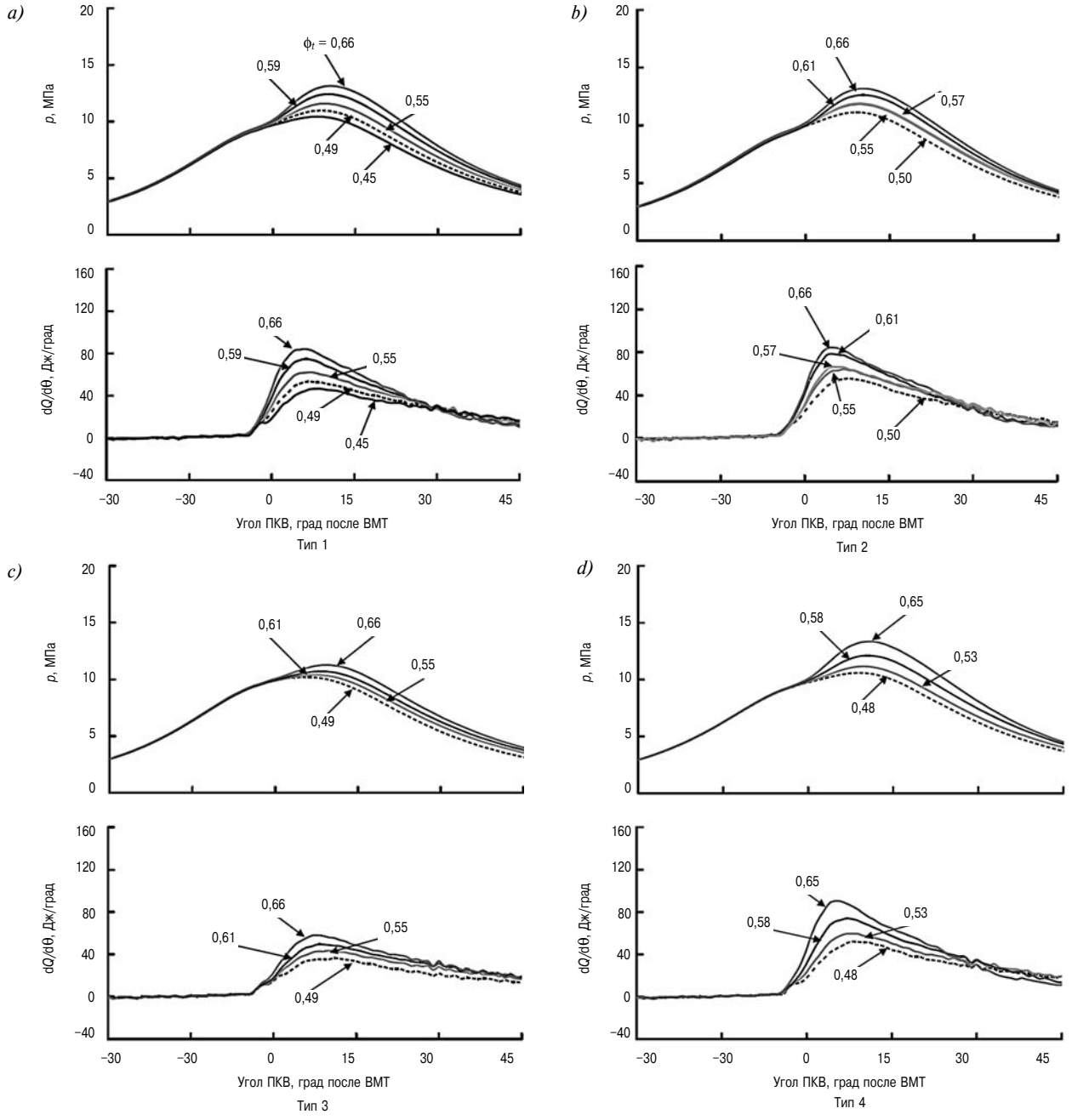


Рис. 5. Зависимость давления и скорости тепловыделения от состава газа 2 (θ_{inj} = 8° до ВМТ, p_{in} = 200 кПа)

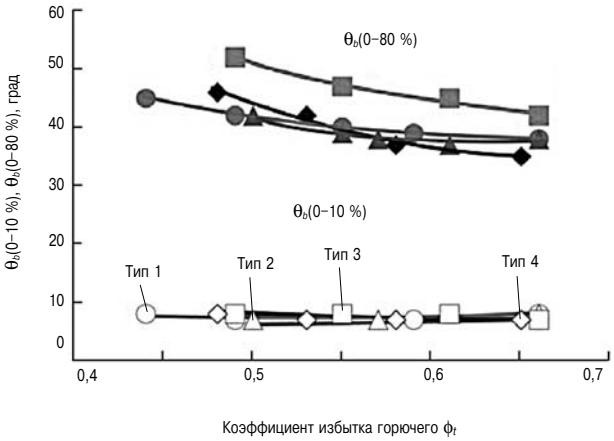


Рис. 6. Зависимость длительности горения запального и основного топлив от коэффициента избытка горючего (θ_{inj} = 8° до ВМТ, p_{in} = 200 кПа)

калорийным. Процессы в двигателе при работе на топливе типа 4 показаны на рис. 5, *d*. Благодаря присутствию в его составе водорода, оно горит так же быстро, как и топлива 1 и 2.

На рис. 6 показана зависимость длительности горения от коэффициента избытка горючего. Указанные здесь величины длительности сгорания запального и основного топлива — θ_b(0–10 %) и θ_b(10–80 %) — означают время сгорания от 0 до 10 % и от 10 до 80 % соответствующих массовых долей. Продолжительность сгорания запального топлива почти не меняется, независимо от значений коэффициента избытка горючего и типа основного топлива. Начальное воспламенение основного топлива вызывается зажиганием от горящей струи дизельного топлива, которое создает множественные очаги возгорания. С уменьшением коэффициента избытка горючего процесс горения основного топлива замедляется. Однако для топлив типов 1 и 2 (с большим содержанием водорода) длительность горения основного топлива увеличилась ненамного. Длительность горения топлива типа 3 больше, чем у других видов основного топлива, поскольку его калорийность ниже. Что касается топлива типа 4, у которого коэффициент избытка горючего выше 0,6, то длительность его горения была наименьшей в сравнении с остальными. Однако при обеднении смеси длительность его горения становится выше, чем у топлив типов 1 и 2.

Визуализация процесса сгорания

Для визуализации процесса сгорания использовалась скоростная цветная видеокамера, с помощью которой производилась съемка. На рис. 7 показана серия снимков процесса сгорания «чистого» (без пирогаза) дизельного топлива при θ_{inj} = 8° до ВМТ и p_{in} = 101 кПа. Даже при минимальной цикловой подаче дизельного топлива — 2 мг/цикл его сгорание занимает определенное время. Именно в этом и состоит главная идея газодизеля — создать множественные и мощные очаги воспламенения, отсутствующие при искровом зажигании. На рис. 8 показан процесс сгорания с пирогазом при φ_t = 0,6. На снимках отчетливо виден процесс распространения пламени от четырех крупных очагов, образовавшихся в результате самовоспламенения дизельного топлива.

Четыре очага возгорания (по числу отверстий форсунки) возникали практически одновременно. Когда пирогаз смешивается с воздухом, темпе-

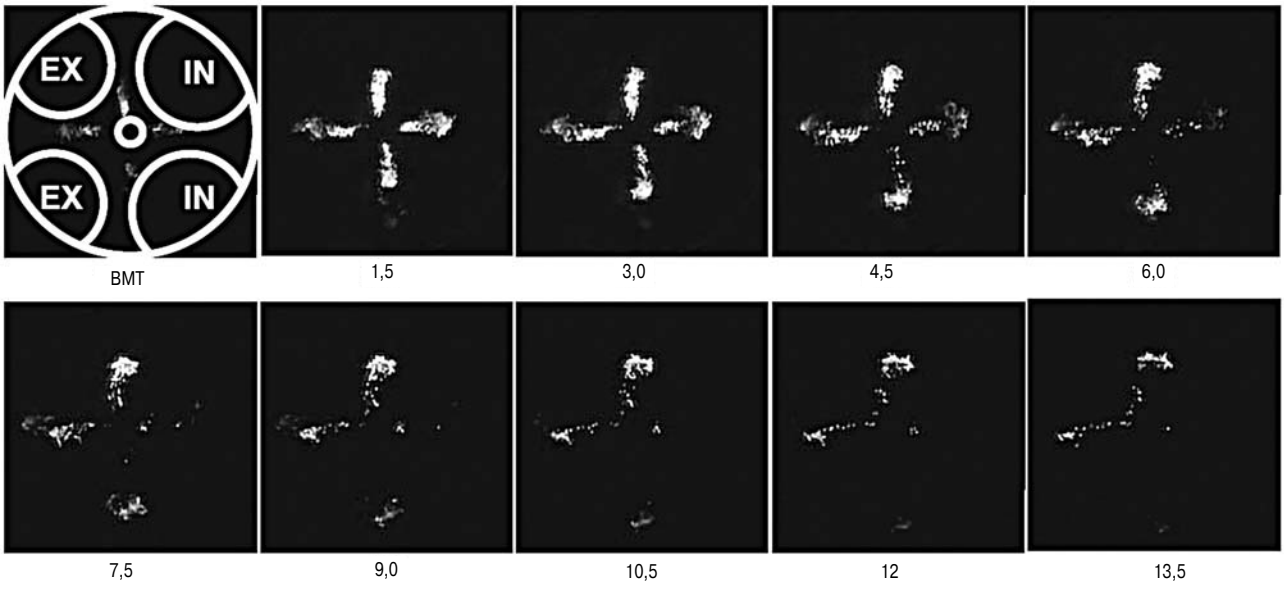


Рис. 7. Кинограмма процесса сгорания запального топлива (θ_{inj} = 8° до ВМТ, p_{in} = 101 кПа, цикловая подача 2 мг/цикл)

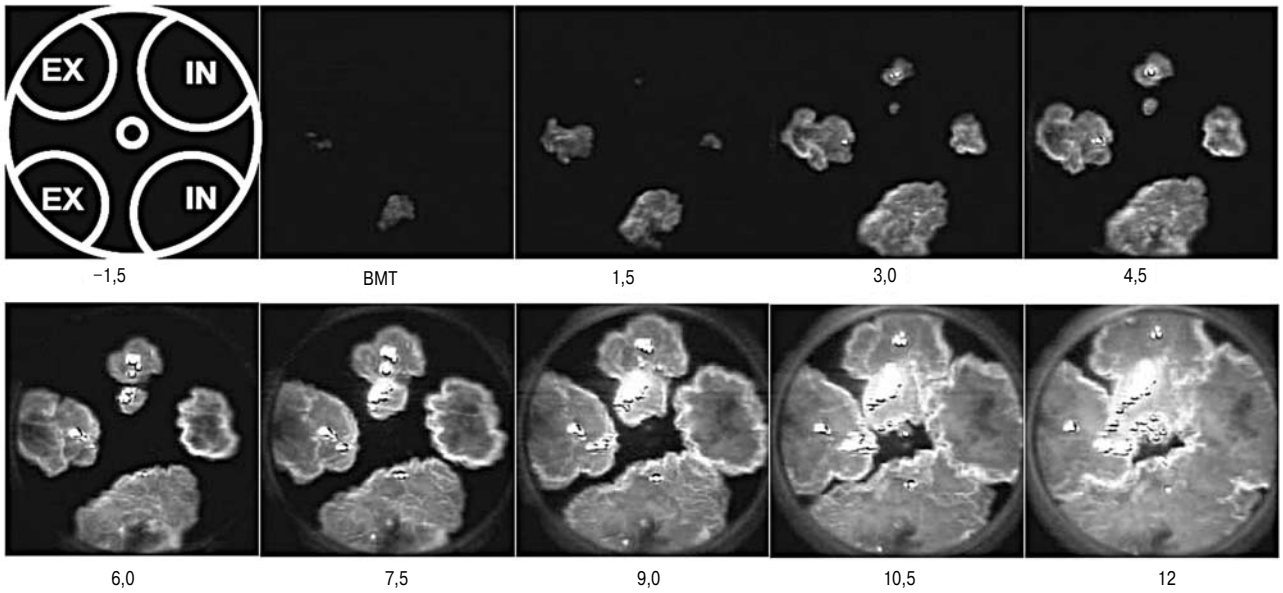


Рис. 8. Кинограмма процесса сгорания горения пирогаза (θ_{inj} = 8° до ВМТ, p_{in} =101 кПа, φ_t = 0,6, цикловая подача 2 мг/цикл)

ратура смеси в ВМТ оказывается ниже, чем при сгорании только запального топлива, поскольку удельная теплоемкость смеси меньше, чем воздуха. Поэтому запальное топливо в чистом воздухе начинает гореть раньше, чем в смеси. Но независимо от состава смеси струя запального топлива создает множественные мощные очаги возгорания.

Выводы

Выполнено исследование работы одноцилиндрового двигателя газодизеля на четырех видах пиролитического газа. При этом регистрировались параметры рабочего процесса двигателя и концентрация вредных выбросов. Были получены следующие основные результаты:

➢ Зажигание топливовоздушной смеси инициируется множественными очагами возгорания, образующимися при воспламенении дизельного топлива.

➢ Двигатель способен работать на всех четырех видах газа при коэффициенте избытка горючего в диапазоне от 0,45 до 0,65 без детонации и пропусков вспышек.

➢ На топливе типа 1 двигатель может стабильно работать с высоким КПД даже при коэффициенте избытка горючего 0,45, поскольку содержащийся в этом топливе водород расширяет диапазон возможного обеднения смеси. При этом запальное топливо воспламеняется несколько позже, но на стабильности горения основного топлива это не отражается.

➢ При работе на топливах типа 1 и 2 выбросы NO_x меньше чем на топливе типа 4 ввиду большего содержание в них пассивных газов — азота и двуокиси углерода. Наименьшее количество выбросов NO_x наблюдается при работе на топливе типа 3 с большим содержанием пассивных газов, и низкой теплотворной способностью.

➢ Выбросы CO во всех случаях достаточно велики, за исключением топлива 4, содержащего метан. Причина этого — низкая температура сгорания из-за наличия пассивных газов и низкой температуры воды.

(конгресс CIMAC 2007, Vienna)

Mr. Eiji Tomita, Mr. Nobuhiko Fukatani, Mr. Nobuyuki Kawahara, Mr. Keiji Maruyama, Okayama University, Japan
Mr. Tetsuo Komoda, Mitsui Engineering and Shipbuilding, Co., Ltd., Japan