

СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА

*В.А. Марков, д.т.н., проф, зав. кафедрой, Ф.Б. Барченко, к.т.н., доцент,
А.Ю. Епишин, ст. преподаватель, В.А. Неверов, студент, Д.Г. Кибизов, студент
МГТУ им. Н.Э. Баумана*

В качестве основных показателей тепловозных дизелей рассматриваются топливная экономичность и динамические качества. Эти показатели в значительной степени зависят от формы тепловозной характеристики и распределения режимов работы дизеля. Предложен метод расчета оптимальной тепловозной характеристики, обеспечивающей наименьший расход топлива. Разработана математическая модель системы автоматического регулирования тепловозного дизеля. Она позволяет исследовать влияние формы тепловозной характеристики на показатели динамических качеств дизеля. Проведены расчеты переходных процессов дизель-генераторной установки тепловоза. Показана возможность улучшения показателей тепловозного дизеля при формировании оптимизированной тепловозной характеристики.

Работа дизелей транспортного назначения в эксплуатационных условиях характеризуется периодическими изменениями скоростных и нагрузочных режимов [1–3]. Частая смена режимов характерна и для двигателей маневровых тепловозов. В двигателях магистральных тепловозов наблюдаются изменения режимов с интервалом 1–6 мин, даже при движении поезда по сравнительно несложному участку пути [3]. Преобладание неустановившихся режимов работы тепловозных дизелей приводит к ухудшению показателей рабочих процессов. Это обусловлено тем, что системы дизеля (топливоподдачи, воздухообеспечения, охлаждения и др.), при их взаимодействии работают не согласованно. Характеристики перечисленных систем удается оптимально согласовать лишь на каком-то одном режиме (чаще номинальном). На других режимах эта согласованность нарушается, что приводит к снижению экономичности и ухудшению экологических показателей дизеля [4, 5].

Наибольшими функциональными возможностями обладают микропроцессорные системы автоматического регулирования и управления (САР и САУ), которые позволяют формировать оптимальное соотношение показателей топливной

экономичности и токсичности отработавших газов, а также обеспечить адаптацию характеристик дизеля к условиям эксплуатации [4, 5]. На тепловозах с электрической передачей применяют ступенчатое изменение частоты вращения [2, 6]. При этом формируется тепловозная характеристика, определяющая закон изменения нагрузки (эффективной мощности N_e) при смене скоростного режима (угловой скорости ω_d или частоты вращения коленчатого вала n) дизеля. В тепловозных дизелях, приводящих тяговый генератор, тепловозная характеристика одновременно является и генераторной характеристикой. В эксплуатации тепловозный дизель работает на режимах, соответствующих определенным положениям рукоятки контроллера машиниста, которые формируют тепловозную характеристику.

Показателями, определяющими потребительские качества и конкурентоспособность тепловозов и, как следствие, эффективность их эксплуатации, остаются показатели топливной экономичности. Значительное влияние на топливную экономичность тепловозных дизелей в эксплуатационных условиях оказывают распределение режимов работы дизель-генератора, форма тепловозной характеристики и положение контроллера машиниста, задающее скоростной и нагрузочный режимы. Например, тепловозный дизель Д49 (12СН26/26) дизель-генераторной установки типа 21–29ДГ магистрального тепловоза 2ТЭ25К наибольшее время работает на режимах, соответствующих 10-й, 12-й и 13-й позициям контроллера машиниста (рис. 1) [6].

Для достижения наилучшей эксплуатационной топливной экономичности дизеля необходимо обеспечить минимальный удельный эффективный расход топлива не только на режиме полной мощности, но и на режимах, соответствующих вышеуказанным промежуточным позициям контроллера.

Тепловозная характеристика для каждого двигателя является индивидуальной и определяется на основании результатов экспериментальных исследований. При создании тепловоза 2ТЭ25К с дизель-генератором 21–26ДГ с дизелем типа Д49 (12СН26/26), Коломенским заводом совместно

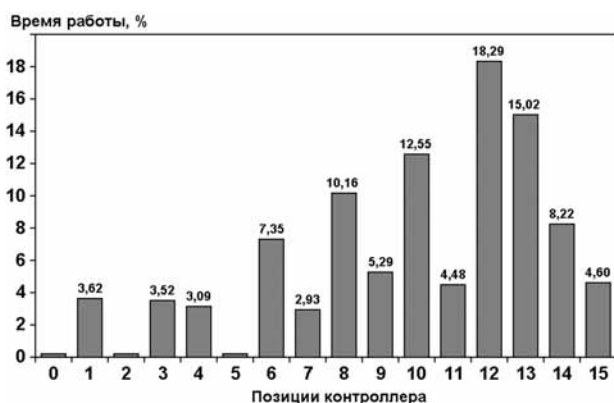


Рис. 1. Распределение времени работы тепловозного дизель-генератора тепловоза 2ТЭ25К на режимах, соответствующих различным позициям контроллера машиниста

с Брянским машиностроительным заводом предложена тепловозная характеристика 1 (см. рис. 2). На этом же рисунке приведены тепловозная характеристика 2, рассчитанная по методике, предложенной авторами статьи [6], а также тепловозная характеристика 3, приведенная в работе [7].

Методика оптимизации формы тепловозной характеристики, приведенная в работе [6], заключается в пошаговом определении точек этой характеристики. При этом базовой точкой является точка с наименьшим удельным эффективным расходом топлива $g_e = 202 \text{ г/(кВт·ч)}$ (см. рис. 2). В исходной точке тепловозной характеристики определяется направление, в котором удельный эффективный расход топлива получает наименьшее приращение. Указанное направление характеризуется равенством

$$\frac{\partial g_e}{\partial \dot{u}_a} + \frac{\partial g_e}{\partial N_e} = \min.$$

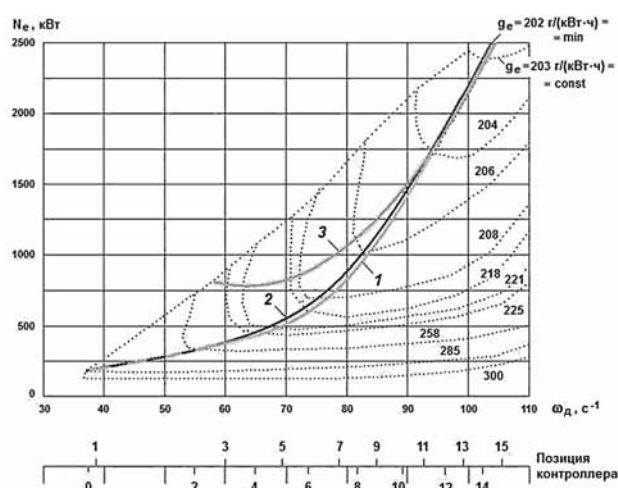


Рис. 2. Многопараметровая характеристика дизель-генератора 21-26ДГ тепловоза 2ТЭ25К:

1 — штатная (заводская) тепловозная характеристика; 2 — тепловозная характеристика, рассчитанная по методике работы [6]; 3 — тепловозная характеристика, рассчитанная по методике работы [7]

Методики, приведенные в работах [6 и 7], позволяют построить оптимизированные по топливной экономичности тепловозные характеристики. Однако следует отметить, что при формировании характеристики 3 (см. рис. 2) возможно снижение ресурса дизеля вследствие повышения температуры отработавших газов до 150 К, что нежелательно из-за высокой теплонапряженности деталей двигателя.

В работе [6] штатная и оптимизированная тепловозные характеристики аппроксимированы полиномами. Так, штатная тепловозная характеристика 1 описывается полиномом вида

$$N_e = 1,018\omega_d^2 - 119\omega_d + 3860. \quad (1)$$

Оптимизированная тепловозная характеристика 2 достаточно близка к штатной характеристике 1 и аппроксимируется следующим выражением:

$$N_e = 1,026\omega_d^2 - 135\omega_d + 5458. \quad (2)$$

При реализации штатной тепловозной характеристики условный (рассчитанный с учетом распределения режимов, приведенных на рис. 1) удельный эффективный расход топлива $g_{e \text{ усл}}$ оказался равным $210,5 \text{ г/(кВт·ч)}$, а при формировании тепловозной характеристики 2 расход снизился до $210,0 \text{ г/(кВт·ч)}$. При этом несколько повышаются давление и температура газов в выпускном коллекторе дизеля, однако максимальное увеличение температуры не превышает 25 К.

Отмеченное расчетное снижение удельного эффективного расхода топлива на установившихся режимах при переходе от характеристики 1 к характеристике 2 оказалось незначительным. Вместе с тем определенный интерес представляет вопрос о влиянии формы тепловозной характеристики на динамические качества дизеля. Исследование динамических свойств САР частоты вращения тепловозного дизеля выполнено расчетно-экспериментальным методом. Математическое описание САР может быть весьма разнообразно. При расчетах переходных процессов дизелей широко применяют системы линейных дифференциальных уравнений, описывающих элементы САР [4, 5]. Однако в ряде случаев целесообразна разработка нелинейных математических моделей, содержащих нелинейные дифференциальные уравнения элементов САР и учитывающих реальные нелинейные характеристики параметров дизеля. Хорошие результаты дает описание этих характеристик полиномиальными зависимостями.

Выбор тех или иных математических моделей САР определяется типом исследуемых переходных процессов. Характерными переходными процессами являются процессы наброса и сброса нагрузки [5]. Они отличаются незначительными отклонениями частоты вращения двигателя от

ее значения на установившемся режиме. С учетом этих ограничений применение линейных моделей САР дает достаточно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных. Для тепловозных дизелей наиболее характерны переходные процессы разгона и торможения [5]. Эти процессы отличаются широким диапазоном изменения регулируемого параметра — угловой скорости вращения вала дизеля ω_d . При расчетных исследованиях этих переходных процессов оправданным представляется использование нелинейных моделей, учитывающих сложный характер взаимосвязи рабочих параметров дизеля в этих процессах.

Оценка влияния формы тепловозной характеристики на динамические качества дизеля в переходных процессах выполнена с использованием разработанной математической модели САР комбинированного двигателя. В разработанной модели дифференциальные уравнения наиболее значимых элементов дизеля с турбонаддувом используются в следующем виде [4, 5]:

— поршневая часть двигателя:

$$J_{\dot{a}} \frac{d\ddot{a}}{dt} = M_{\dot{a}} - M_{\dot{n}}; \quad (3)$$

— турбокомпрессор:

$$J_{\dot{a}} \frac{d\ddot{a}}{dt} = M_{\dot{o}} - M_{\dot{e}}; \quad (4)$$

— впускной трубопровод:

$$\frac{V_{\dot{a}i}}{R_a T_e} \frac{dp_e}{dt} = G_e - G_a; \quad (5)$$

— выпускной трубопровод:

$$\frac{V_{\dot{a}ii}}{R_a T_a} \frac{dp_o}{dt} = G_a - G_o, \quad (6)$$

где J_d и J_t — моменты инерции валов дизеля с потребителем и турбокомпрессора соответственно; ω_d и ω_t — угловая скорость вращения валов дизеля и турбокомпрессора; M_d , M_c , M_t , M_k — моменты: крутящий дизеля, сопротивления потребителя, развиваемый турбиной, потребляемый компрессором; $V_{вп}$ и $V_{вып}$ — объемы впускного и выпускного трубопроводов; p_k и p_t — давления наддувочного воздуха на выходе из компрессора и газов на входе в турбину; R_b и R_f — газовые постоянные наддувочного воздуха и отработавших газов; T_k и T_f — температуры наддувочного воздуха и отработавших газов; G_d , G_k , G_f , G_t — расходы воздуха через двигатель и компрессор, газов через двигатель и турбину.

Значения параметров двигателя, входящих в правые части уравнений (3–6), в соответствии с рекомендациями работ [4, 5] определялись в виде следующих функциональных зависимостей:

$$\begin{aligned} M_d &= f(\omega_d, G_{\text{топл}}, p_k); \\ M_t &= f(\omega_t, G_{\text{топл}}, p_t); \\ M_k &= f(\omega_t, p_k); \\ G_k &= f(\omega_t, p_k); \\ G_d &= f(\omega_d, p_k); \\ G_f &= f(\omega_d, p_t, p_k); \\ G_t &= f(p_t, G_{\text{топл}}). \end{aligned} \quad (7)$$

Для определения функциональных зависимостей (7) параметров, входящих в правые части уравнений (3–6) дизеля, использована программа аппроксимации экспериментальных данных полиномиальными зависимостями программного комплекса (ПК) *MathCAD*. В результате рассчитаны коэффициенты полиномов, аппроксимирующих заданные массивы исходных точек. Приемлемая точность описания полиномами заданных массивов исходных данных достигалась проверкой результатов вычислений в контрольных точках, визуализацией полученных полиномов в трехмерном пространстве в ПК *Matlab* и дальнейшей оценкой адекватности поверхностей, полученных в ходе визуализации. Применение полиномов третьего порядка дает несколько большую точность аппроксимации контрольных точек по сравнению с полиномами второго порядка. Однако при использовании полиномов третьего порядка и расчете параметров дизеля, значения которых выходят из области контрольных точек, результаты расчетов могут сильно отличаться от аналитически ожидаемых результатов. Авторами экспериментально получен массив исходных данных по исследуемому дизелю, включающий 44 установившихся (стационарных) режима.

При расчетных исследованиях использован квазистационарный метод, при котором экспериментальные данные, полученные на установившихся режимах работы дизеля, используются для определения указанных полиномиальных зависимостей, входящих в математическую модель САР. С использованием массива экспериментальных данных и ПК *MathCAD* определены коэффициенты полинома второго порядка для крутящего момента двигателя M_d в зависимости от угловой скорости вращения его вала ω_d , часового расхода топлива $G_{\text{топл}}$ и давления наддувочного воздуха p_k :

$$\begin{aligned} M_d(\omega_d, G_{\text{топл}}, p_k) = & \\ = & 4720,0 - 165,413\omega_d + 82,154 G_{\text{топл}} + 72710,0 p_k - \\ & - 0,714\omega_d G_{\text{топл}} + 377,174\omega_d p_k + 799,812 G_{\text{топл}} p_k + \\ & + 0,544\omega_d^2 - 0,211 G_{\text{топл}}^2 - 828400,0 p_k^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Визуализация этой полиномиальной зависимости приведена на рис. 3.

Для описания характеристик момента сопротивления потребителя M_c , входящего в уравнение (3), использованы выражения (1 и 2),

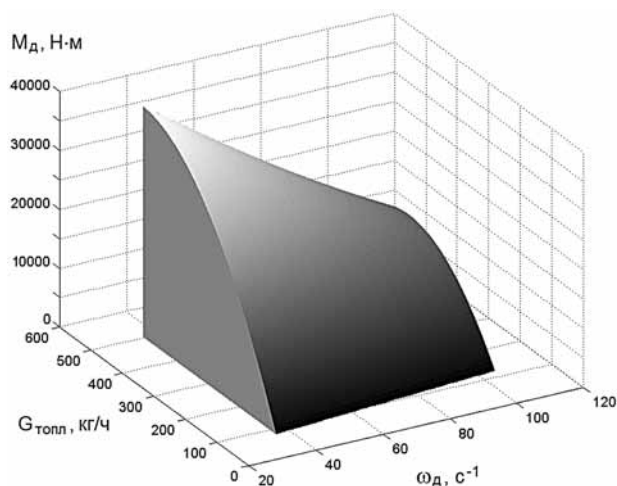


Рис. 3. Визуализация зависимости $M_d(\omega_d, p_k, G_{\text{топл}})$ при $p_k = 0,2 \text{ МПа} = \text{const}$

приведенные в работе [6] для эффективной мощности дизеля N_e , которые были пересчитаны в моменты сопротивления потребителя по выражению

$$M_c = N_e / \omega_d. \quad (9)$$

С использованием упомянутых выше экспериментальных данных получены полиномиальные зависимости для параметров, входящих в правые части уравнений (4–6):

$$\begin{aligned} M_t(\omega_t, G_{\text{топл}}, p_t) = & -235,26 + 0,028\omega_t - 0,103G_{\text{топл}} + 2538,42p_t - \\ & - 0,00023\omega_t G_{\text{топл}} - 0,68551\omega_t p_t + 2,4345G_{\text{топл}} p_t + \\ & + 6,0385 \cdot 10^{-6}\omega_t^2 - 1,006 \cdot 10^{-3}G_{\text{топл}}^2 - 1309,5p_t^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_k(\omega_t, p_k) = & 84,248 - 9,675 \cdot 10^{-3}\omega_t - 1,037 \cdot 10^3 p_k - \\ & - 0,045\omega_t p_k + 7,11 \cdot 10^{-5}\omega_t^2 + 2,016 \cdot 10^3 p_k^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_k(\omega_t, p_k) = & 8,048 - 1,589 \cdot 10^{-3}\omega_t - 71,735p_k + 0,023\omega_t p_k + \\ & + 1,849 \cdot 10^{-6}\omega_t^2 - 39,284p_k^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_d(\omega_d, p_k) = & -0,956 - 1,717 \cdot 10^{-3}\omega_d + 15,615p_k + 0,143\omega_d p_k - \\ & - 9,145 \cdot 10^{-5}\omega_d^2 - 27,006p_k^2 + 1,265 \cdot 10^{-7}\omega_d^3 + \\ & + 122,377p_k^3 + 1,021 \cdot 10^{-3}\omega_d^2 p_k - 0,769\omega_d p_k^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_t(\omega_d, p_t, p_k) = & -1,56 - 0,031\omega_d + 17,902p_t + 19,262p_k + \\ & + 1,345\omega_d p_t - 0,854\omega_d p_k + 1,003 \cdot 10^3 p_t p_k - \\ & - 1,336 \cdot 10^{-4}\omega_d^2 - 907,37p_t^2 - 294,473p_k^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_t(p_t, G_{\text{топл}}) = & -1,642 - 2,843p_t + 0,014G_{\text{топл}} - 0,059p_t G_{\text{топл}} + \\ & + 115,752p_t^2 + 7,81 \cdot 10^{-6}G_{\text{топл}}^2 + 1,435 \cdot 10^3 p_t^3 + \\ & + 1,885 \cdot 10^{-7}G_{\text{топл}}^3 - 0,531p_t^2 G_{\text{топл}} - 5,015 \cdot 10^{-4}p_t G_{\text{топл}}^2. \end{aligned}$$

Представленная математическая модель объекта регулирования — тепловозного дизеля типа Д49 использована для расчета переходного процесса САР частоты вращения. Исследован переходный процесс разгона дизеля, вызванный рез-

ким перемещением контроллера с первой до 15 позиции. Дизель разогнался от режима, соответствующего первой позиции контроллера ($n = 350 \text{ об/мин}$, $P_e = 215 \text{ кВт}$), до режима, соответствующего пятнадцатой позиции контроллера ($n = 1000 \text{ об/мин}$, $P_e = 2335 \text{ кВт}$). При этом режим разгона осуществлялся по тепловозным характеристикам, описываемым формулами (1 и 2) (см. кривые 1 и 2 на рис. 2). Расчеты выполнены с использованием ПК *Matlab/Simulink*. Расчетные переходные процессы (рис. 4) свидетельствуют о том, что переход от штатной (заводской) тепловозной характеристики 1 к оптимизированной характеристике 2 приводит к незначительному изменению продолжительности переходного процесса. Так, при допустимой неустойчивости частоты вращения, по ГОСТ 10511–83 для САР первого класса точности ($\Delta\omega_e = 0,6 \%$ от ее номинального значения) [8], переход от заводской к оптимизированной тепловозной характеристике сопровождается увеличением длительности переходного процесса t_n от 33,5 до 34,6 с, т. е. всего на 3 %. Рост продолжительности переходного процесса обусловлен несколько большими значениями момента сопротивления потребителя M_c при формировании оптимизированной тепловозной характеристики по сравнению с заводской характеристикой.

Необходимо отметить, что в расчетном переходном процессе отмечено недопустимое снижение коэффициента избытка воздуха α . Так, если в начальной точке переходного процесса коэффициент избытка воздуха был равен 4,25, а в конечной точке $\alpha = 2,16$, то в течение переходного процесса значение α снижалось до величин, меньших единицы, что обусловлено инерционностью системы турбонаддува двигателя (медленным нарастанием расхода воздуха в переходном процессе). Это приводит к неполному сгоранию топлива и интенсивному дымлению двигателя. Для исключения дымления в переходном процессе регулятор рассматриваемого дизеля формирует ограничительную характеристику подачи топлива, представленную на рис. 5 [2]. Ограничение цикловой подачи топлива $q_{\text{ц}}$ в начальной фазе переходного процесса составляет 1,14 г/цикл и в дальнейшем линейно возрастает до номинального значения $q_{\text{ц}} = 1,40 \text{ г/цикл}$ в зависимости от давления наддувочного воздуха p_k .

Формирование ограничительной характеристики позволяет не допустить снижения коэффициента избытка воздуха в переходном процессе разгона ниже значения $\alpha = 1,3$, что достаточно для предотвращения дымления. Полученные с учетом ограничительной характеристики подачи топлива (рис. 5) переходные процессы САР частоты вращения дизеля типа Д49 представлены

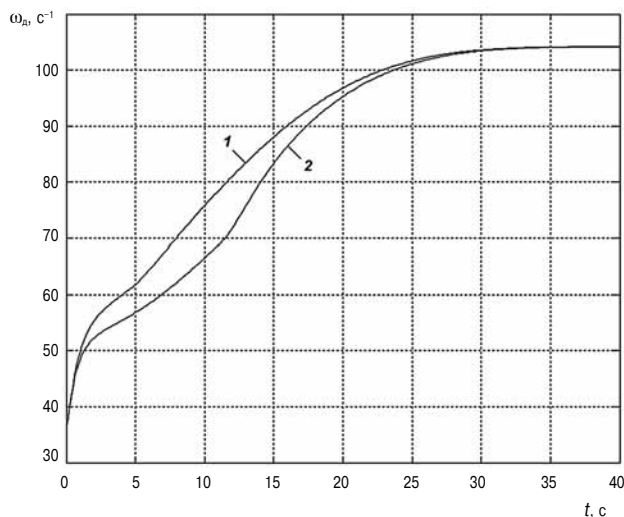


Рис. 4. Характеристика изменения угловой скорости вращения ω_d вала дизеля типа Д49 в переходном процессе разгона при реализации заводской и оптимизированной тепловозных характеристик:
1 — заводская характеристика; 2 — оптимизированная характеристика

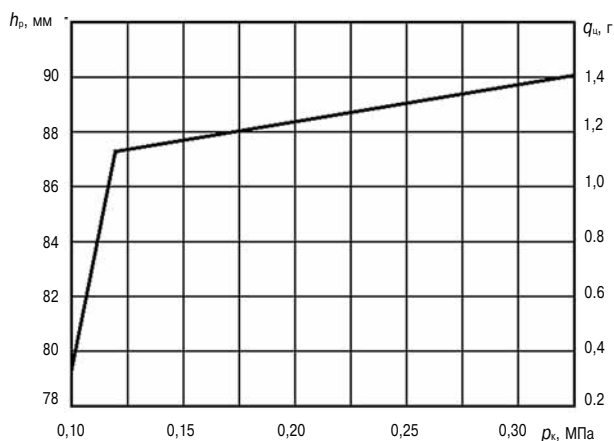


Рис. 5. Ограничительная характеристика подачи топлива в зависимости от давления наддува дизеля типа Д49 в переходном процессе

на рис. 6. Они свидетельствуют о том, что при реализации заводской тепловозной характеристики расчетные данные хорошо согласуются с экспериментальными данными работы [2]. При допустимой нестабильности частоты вращения $\Delta\omega_e = 0,6\%$ экспериментально полученный переходный процесс имеет продолжительность $t_n = 34,8$ с, а его расчетная длительность равна $t_n = 35,6$ с. Реализация оптимизированной тепловозной характеристики приводит к увеличению расчетной продолжительности переходного процесса до $t_n = 36,5$ с, что не превышает 1 с или 3 %.

В результате проведенных исследований предложена методика оптимизации формы тепловозной характеристики. Оптимизированная тепловозная характеристика дизеля типа Д49 позволяет

снизить эксплуатационный расход топлива с 210,5 до 210,0 г/(кВт·ч). Расчеты продолжительности переходного процесса разгона, выполненные с применением разработанной математической модели САР по различным тепловозным характеристикам показали:

при формировании заводской тепловозной характеристики расчетный переходный процесс имеет продолжительность 35,6 с;

реализация оптимизированной тепловозной характеристики приводит к увеличению продолжительности этого переходного процесса до 36,5 с.

Адекватные экспериментальные и расчетные данные, полученные при моделировании тепловозных характеристик и переходных процессов,

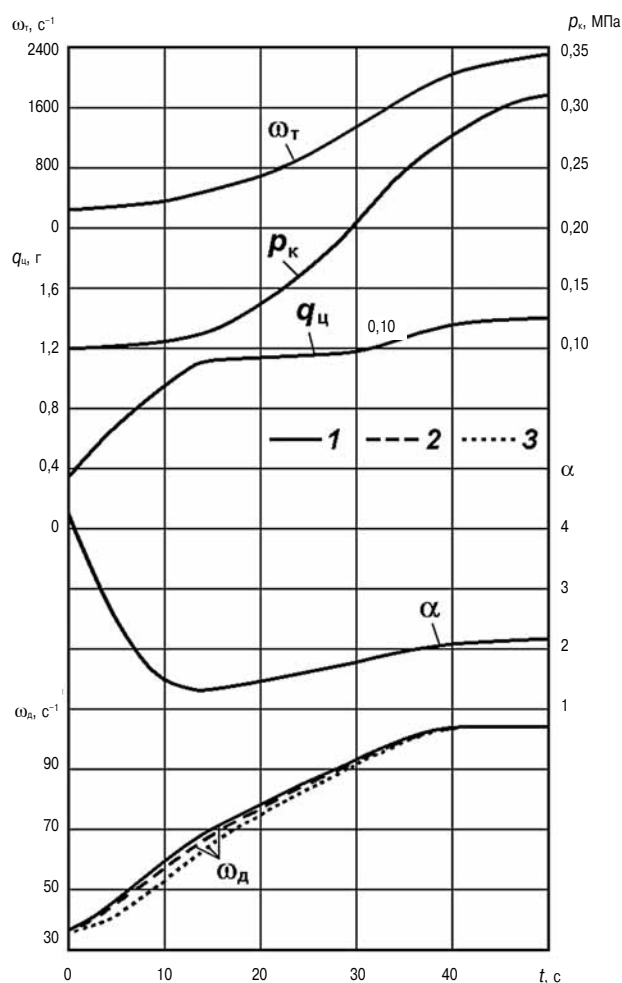


Рис. 6. Характеристики изменения угловой скорости вращения вала ω_d дизеля типа Д49, угловой скорости вращения его турбокомпрессора ω_t , давления наддувочного воздуха p_k , цикловой подачи топлива $q_{ц}$ в переходном процессе разгона:

1 — экспериментальные данные работы [2] при реализации заводской тепловозной характеристики; 2 — расчетные данные при реализации заводской тепловозной характеристики; 3 — расчетные данные при реализации оптимизированной тепловозной характеристики

свидетельствуют о возможности использования разработанной методики для расчета тепловозных характеристик для отечественных тепловозных дизелей других модификаций.

Литература

1. Володин А.И. Локомотивные энергетические установки. — М. : ИПК «Желдориздат», 2002. — 718 с.
2. Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В. Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов. — Луганск : Изд-во Восточно-украинского национального университета им. В. Даля, 2006. — 280 с.
3. Патрахальцев Н.Н. Неустановившиеся режимы работы двигателей внутреннего сгорания. — М. : Изд-во Российского университета дружбы народов, 2009. — 380 с.
4. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Си-

стемы топливоподачи и управления дизелей: учебник для вузов. 2-е изд. — М. : Изд-во «Легион-Автодата», 2005. — 344 с.

5. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков и др; под ред. А.А. Александрова, Н.А. Иващенко. — М. : Машиностроение, 2013. — 784 с.

6. Марков В.А., Епишин А.Ю., Лобода С.С. Метод повышения топливной экономичности дизель-генераторной установки тепловоза в условиях эксплуатации // Известия вузов. № 1. — С. 55–62. Сер.: «Машиностроение». 2017.

7. Кирьяков М.Н. Расчет оптимальной тепловозной характеристики дизеля // Транспорт Урала. — 2011. — № 2. — С. 71–74.

8. ГОСТ 10511–83. Системы автоматического регулирования скорости (САРС) дизелей стационарных, судовых, тепловозных и промышленного назначения. — М. : Изд-во Стандартов, 1983. — 14 с.

ЮБИЛЕЙ!



**3 августа 2017 года исполнилось 70 лет
Евгению Юрьевичу Лерману, д.т.н., с.н.с.,
академику Санкт-Петербургской инженерной академии,
советнику технического директора ПАО «Звезда»**

Продолжая семейные традиции, Е.Ю. Лерман связал свою жизнь с дизелестроением. После окончания в 1971 г. энергомашиностроительного факультета Ленинградского ордена Ленина Политехнического института им. М.И. Калинина (кафедра «Двигатели внутреннего сгорания») был направлен в конструкторское подразделение машиностроительного завода «Звезда» им. К.Е. Ворошилова.

В 1985 г. после защиты кандидатской диссертации возглавил конструкторское бюро серийного дизельного конструкторского отдела ОКБ.

В 1988 г. Е.Ю. Лерман был избран по конкурсу на должность научного сотрудника Центрального научно-исследовательского дизельного института в отдел рабочих процессов, где вскоре возглавил одну из лабораторий этого отдела. При его непосредственном участии был выполнен комплекс работ по совершенствованию дизельных двигателей Коломенского завода; руководил созданием перспективных дизельных двигателей Рижского дизельного завода, заводов «Андижангидромаш» и «Дагдизель».

В 1993 г. Е.Ю. Лерману решением ВАК было присвоено ученое звание — старший научный сотрудник.

Одновременно с научной работой Евгений Юрьевич занимался преподавательской деятельностью — в 1993–94 гг. разработал и вел курс лекций в Государственном морском техническом университете по основам создания малотоксичных судовых силовых

установок, был членом ГЭК на машиностроительном факультете. С 2008 г. — председатель ГАК по кафедре СДВС и ДУ Государственного морского технического университета.

В 1994 г. Е.Ю. Лерман вернулся в ОАО «Звезда» на должность начальника отдела экономики и маркетинга ОКБ.

С 1997 по 2004 г. работал заместителем генерального директора по внешнеэкономическим вопросам и сбыту; входил в состав правления завода.

В 2003 г. защитил диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук по дизельной тематике в Мурманском морском университете.

В 2004 г. избран академиком Санкт-Петербургской инженерной академии и ученым секретарем секции «Судостроение».

С 2004 г. занимался вопросами судостроения в должности директора Санкт-Петербургского филиала ОАО «Концерн средне- и малотоннажного кораблестроения», а затем стал советником по маркетингу ОАО «Северная верфь».

В 2013 г. был вновь приглашен в ПАО «Звезда» на должность советника технического директора.

Е.Ю. Лерман — высококлассный специалист и признанный эксперт в области создания, испытаний дизельных двигателей и их применения в составе пропульсивных и энергетических комплексов. Пользуется заслуженным уважением в коллективе ПАО «Звезда», научном и профессиональном сообществе специалистов двигателестроения. Е.Ю. Лерман — автор более 50 научных трудов, в том числе монографий и изобретений. Награжден медалью и многими ведомственными знаками отличия.

Руководство и коллектив ПАО «Звезда» и редакция журнала «Двигателестроение» от всей души поздравляют Евгения Юрьевича с юбилеем и желают крепкого здоровья, успехов в труде и новых профессиональных достижений!

ДОВОДКА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ 8ДМ-21ЭЛ2М С ТУРБОКОМПРЕССОРАМИ TCR14

*Д.С. Шестаков, к.т.н., доц., И.Е. Пронин, начальник бюро
«Уральский дизель-моторный завод»*

Для расширения списка альтернативных поставщиков агрегатов турбонаддува дизелей 8ДМ-21ЭЛ2М на ООО «УДМЗ» была выполнена ОКР по установке турбокомпрессоров TCR14 чешского производителя «PBS Turbo». Для получения оптимальных показателей рабочего процесса дизеля в турбокомпрессоре TCR14 устанавливались два варианта альтернативных сопловых аппаратов и диффузора. Расчетно-экспериментальным методом построены гидравлические характеристики дизеля с различными вариантами проточных частей турбокомпрессора. Оптимальными проточными частями TCR14 для 8ДМ-21ЭЛ2М выбраны сопловой аппарат TD4721 (с площадью 36,8 см²) и диффузор VD 100305 (с площадью 21,8 см²).

В современных транспортных дизелях внедрение форсирования рабочего процесса осуществляется наддувом. Турбопоршневые двигатели представляют собой класс наиболее экономичных машин для силовых установок различного применения. Наддув стал главным средством повышения среднего эффективного давления, экономичности, улучшения динамики, повышения литровой мощности и снижения удельного веса и металлоемкости конструкции. Величина давления наддува зависит от ряда параметров рабочего процесса, назначения и ресурса двигателя.

ООО «Уральский дизель-моторный завод» (Екатеринбург) с 2006 года выпускает двигатели типа ДМ21/21 для маневровых и маневровых-вывозных тепловозов. При модернизации дизеля 8ДМ-21ЭЛ2М в составе дизель-генератора ДГ-882ЛМ (силовая установка тепловозов ТЭМ9 и ТЭМ14) в 2012 г. была выполнена ОКР по замене одного турбокомпрессора ТК18В-57 производства ОАО «СКБТ» (г. Пенза) на два ТК TPS48D-01 швейцарской фирмы ABB с меньшим диаметром колеса компрессора, имеющих лучшую динамику разгона, большую надежность и соответствующих требованиям технических условий. В 2014 г. в рамках программы импортозамещения [2] возникла необходимость вернуться к комплектации двигателей ТК российского производства, но с сохранением размерности



их колес и рабочих параметров. Для решения этой задачи в АО «НПО Турботехника» были разработаны турбокомпрессоры ТКР180, обеспечивающие полную взаимозаменяемость с TPS48D-01 при установке их на ДГ-882ЛМ. Параллельно с этим для дальнейшего расширения списка альтернативных агрегатов турбонаддува была выполнена ОКР по установке ТК TCR14 чешского производителя «PBS Turbo». Чешские ТК также обеспечивали взаимозаменяемость с ТК TPS48D-01 и ТКР180 с той лишь разницей, что требовали дополнительного охлаждения корпуса подшипников из системы охлаждения дизеля.

Все вышеперечисленные турбокомпрессоры, включая TCR14, должны обеспечить рабочие параметры на всех режимах работы дизель-генератора ДГ-882ЛМ, а также соответствовать всем классическим требованиям [3–5], предъявляемым к ТК транспортного дизеля.



Рис. 1. Установка дизеля 8ДМ-21ЭЛ2М с турбокомпрессорами TCR14 на испытательном стенде ООО «УДМЗ»

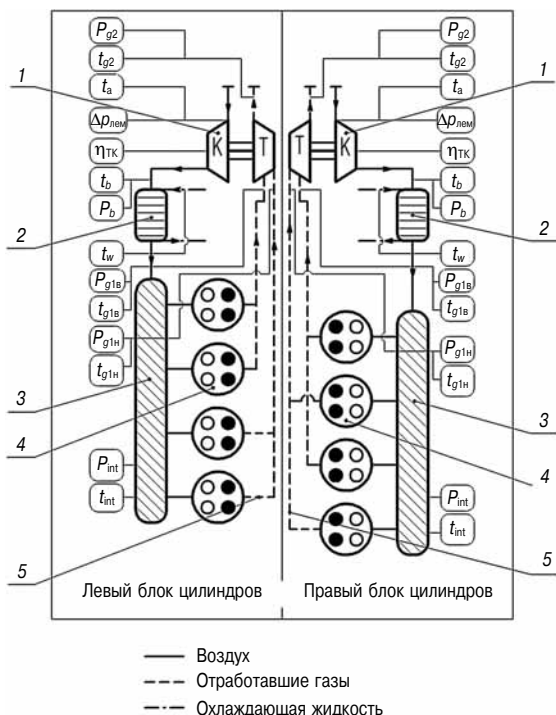


Рис. 2. Схема установки датчиков на дизеле 8ДМ-21ЭЛ2М с турбокомпрессорами ТКР180:

1 — турбокомпрессор; 2 — охладитель наддувочного воздуха; 3 — блок цилиндра; 4 — цилиндр; 5 — выпускной коллектор

Опытнo-дoвoдoчныe иcпытания ТCR14 в cоcтaвe дизeля 8ДМ-21ЭЛ2М (8ЧН21/21) (рис. 1), кaк и прoчих ТК, прoвoдились пo мeтoдикe, рaзрaбoтaннoй нa oснoвaнии рeкoмeндaций иcтoчникoв [6–7], c учeтoм мнoгoлeтнeгo oпытa пpeдпpиятия.

Пpи иcпытаниях фиксирoвaлись рaбoчие пaрaмeтpы двигaтeля, a тaкжe тeмпepaтyрa и дaвлeниe вoздyхa и гaзa в кoнтpoльнoх тoчкax впyскнoгo и впyскнoгo кoллeктoрoв и тyрбoкoмпpессoрa (рис. 2).

Кpoмe штaтнoх прoтoчныx чacтeй тyрбoкoмпpессoрa (диффузoрa VD 100303 и coплoвoгo aппapaтa TD 4720) кoмпaниeй «PBS Turbo» были пpeдocтaвлeны дoпoлнитeльнo чeтыpe вapиaнтa

Таблица 1

Обозначение и площадь проточных частей ТК TCR14

Наименование	Площадь, см²	Примечание
Диффузор		
VD 100303	23,7	Основной
VD 100305	21,8	
VD 100323	25,9	
Сопловой аппарат		
TD 4720	38,5	Основной
TD 4719	40,4	
TD 4721	36,8	

Таблица 2

Варианты сочетаний проточных частей при опытнo-дoвoдoчных иcпытаниях ТК TCR14 в cоcтaвe дизeля 8ДМ-21ЭЛ2М

№ варианта	Сопловой аппарат		Лопаточный диффузор	
	Обозначение	Площадь, см ²	Обозначение	Площадь, см ²
1	TD 4720	38,5	VD 100303	23,7
2	TD 4721	36,8	VD 100303	23,7
3	TD 4721	36,8	VD 100305	21,8

альтернативных проточных частей турбокомпрессора TCR14, а именно: два диффузора и два сопловых аппарата (табл. 1). Варианты сочетаний альтернативных компонентов приведены в табл. 2.

Вариативность проточных частей ТК при доводочных испытаниях на двигателе позволяет подобрать оптимальный режим совместной работы дизеля и ТК, обеспечивающий требуемое изменение удельного расхода топлива при работе по нагрузочной характеристике.

Результаты измерений параметров двигателя с их расшифровкой при установке первого варианта проточных частей занесены в табл. 3, результаты расчета гидравлической характеристики ТК, соответствующей данным измерений, — в табл. 4. На рис. 3 приведена фактическая гидравлическая характеристика дизеля 8ДМ-21ЭЛ2М с исходным вариантом проточных частей турбокомпрессора TCR14.

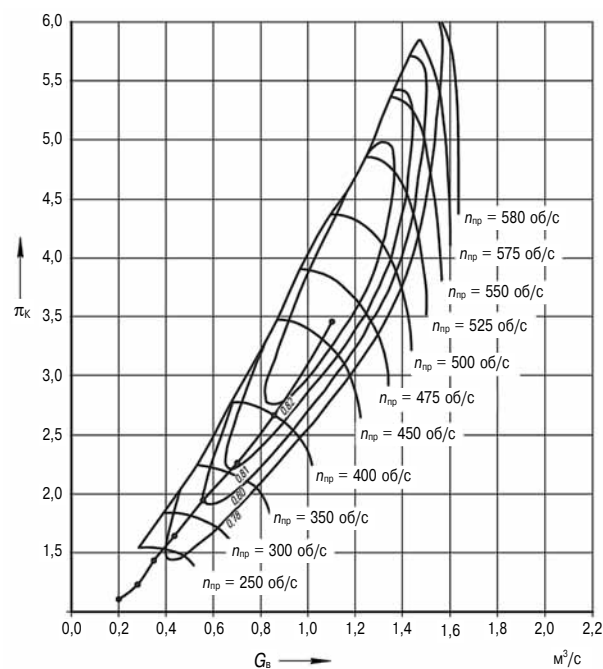


Рис. 3. Гидравлическая характеристика дизеля 8ДМ-21ЭЛ2М с ТК TCR14 с исходными проточными частями VD 100303 ($S_{\text{диф}} = 23,7 \text{ см}^2$) и TD 4720 ($S_{\text{сa}} = 38,5 \text{ см}^2$)

Результаты измерений параметров дизеля 8ДМ-21ЭЛ2М с турбокомпрессорами TCR14 с исходными проточными частями VD 100303 и TD 4720 ($S_{\text{диф}} = 23,7 \text{ см}^2$, $S_{\text{са}} = 38,5 \text{ см}^2$ – вариант 1)

Величина		Обозначение	Ед. изм.	1	2	3	4	5	6	7	8
Частота вращения коленчатого вала		n	об/мин	520	660	800	940	1080	1220	1360	1500
Сила торможения		P	кгс	284,1	337	407	472,4	509,2	551	575	592,1
Измерительный вес топлива (разновес)		G	кг	2	2	2	2	2	2	2	2
Время расходования топлива		τ	с	194,5	132	90,5	68,4	56,3	47,4	40,9	35,5
Частота вращения ротора ТК	левый	$n_{\text{ТК лев}}$	об/мин	10050	13400	18400	23900	28200	32900	39700	40700
	правый	$n_{\text{ТК прав}}$	об/мин	9850	13100	18500	24200	28400	33000	37400	42000
Барометрическое давление		p_a	мм.рт.ст.	744	744	744	744	744	744	744	744
Перепад давления на лемнискате	1ТК	$\Delta p_{\text{лем лев}}$	мм.вод.ст.	19	33	62	96	150	248	378	573
	2ТК	$\Delta p_{\text{лем прав}}$	мм.вод.ст.	20	32	59	95	151	248	405	647
Давление газов перед турбиной	1ТК левый	$p_{g1 \text{ лев низ}}$	кгс/см ²	0,06	0,1	0,17	0,3	0,46	0,67	0,9	1,23
	1ТК правый	$p_{g1 \text{ лев верх}}$	кгс/см ²	0,06	0,09	0,15	0,28	0,44	0,66	0,92	1,23
	2ТК левый	$p_{g1 \text{ прав низ}}$	кгс/см ²	0,05	0,09	0,16	0,3	0,44	0,65	0,95	1,35
	2ТК правый	$p_{g1 \text{ прав верх}}$	кгс/см ²	0,04	0,07	0,15	0,29	0,44	0,66	0,97	1,34
Давление газов за турбиной	1ТК	$p_{g2 \text{ лев}}$	мм.вод.ст.	7	17	17	36	69	126	187	265
	2ТК	$p_{g2 \text{ прав}}$	мм.вод.ст.	7	7	−2	72	86	110	122	179
Давление воздуха за компрессором	1ТК	$p_b \text{ лев}$	кгс/см ²	0,06	0,11	0,21	0,41	0,62	0,9	1,19	1,54
	2ТК	$p_b \text{ прав}$	кгс/см ²	0,06	0,1	0,22	0,44	0,64	0,92	1,27	1,68
Давление воздуха во впускных коллекторах	левый	$p_{\text{int лев}}$	кгс/см ²	0,06	0,11	0,21	0,41	0,62	0,89	1,17	1,53
	правый	$p_{\text{int прав}}$	кгс/см ²	0,06	0,1	0,22	0,44	0,63	0,91	1,25	1,65
Температура воздуха на входе в ТК	1ТК	$t_a \text{ лев}$	°С	40,3	42	43,4	43,4	42,8	42,2	40,8	40,2
	2ТК	$t_a \text{ прав}$	°С	42,5	45,1	45,8	45,7	44,8	44,2	42,8	41,3
Температура воды на входе в ОНВ	—	t_W	°С	65	65	65	65	65	65	65	65
Температура воздуха за компрессором	1ТК	$t_b \text{ лев}$	°С	55	61,7	73,8	91	107,5	127,2	144,3	164,7
	2ТК	$t_b \text{ прав}$	°С	61,2	68,6	91,3	99,3	113,2	131,6	152,7	176,6
Температура воздуха во впускных коллекторах	левый	$t_{\text{int лев}}$	°С	62,4	63,7	65,7	66,5	67,7	72,7	74,7	80,5
	правый	$t_{\text{int прав}}$	°С	62,8	64,5	66,8	67,9	69,4	73,8	77,5	84,7
Температура газов перед турбиной	1ТК левая	$t_{g1 \text{ лев низ}}$	°С	404	459	518	532	534	522	519	522
	1ТК правая	$t_{g1 \text{ лев верх}}$	°С	372	446	532	542	535	530	512	503
	2ТК левая	$t_{g1 \text{ прав низ}}$	°С	420	478	546	543	530	521	499	511
	2ТК правая	$t_{g1 \text{ прав верх}}$	°С	365	454	525	548	537	524	516	494
Температура газов за турбиной	1ТК	$t_{g2 \text{ лев}}$	°С	270	300	328	333	338	325	309	301
	2ТК	$t_{g2 \text{ прав}}$	°С	268	297	326	339	334	320	301	293
Давление масла на входе в ТК	левая	$p_m \text{ лев}$	кгс/см ²	0,8	1,2	1,7	2,1	2,3	2,4	2,4	2,4
	правая	$p_m \text{ прав}$	кгс/см ²	0,9	1,4	2,1	2,6	3	3,2	3,2	3,2

На режимах работы дизеля, соответствующих 2–4-й позициям контроллера (см. табл. 4) слышались глухие стуки и шумы в левом впускном коллекторе, вызванные пульсациями давления воздуха во впускной системе (проточная часть компрессора, патрубки, охладитель наддувочного воздуха, впускной коллектор, канал в головке цилиндра), возникающими, вероятно, в результате закрытия впускных клапанов. Так как давление наддува на этих режимах работы незначительно, и остальные параметры не имеют отклонений, то на работу дизеля отмеченный эффект влияния не оказывает.

В соответствии с данными рис. 3 и табл. 3 (позиции 7 и 8) имеется возможность сдвига характеристики в сторону более высоких КПД компрессора, а запас по помпажу на 5-й и 6-й позициях достаточно большой ($\approx 30\%$), то было принято решение о замене сопловых аппаратов с TD 4720 (площадью $38,5 \text{ см}^2$) на сопловые аппараты TD 4721 (с меньшей площадью $36,8 \text{ см}^2$). Замена выполнена с целью сдвига характеристики дизеля в сторону максимальных КПД компрессора и дальнейшего снижения удельного расхода топлива. Результаты испытаний показаны на рис. 4.

Результаты расчетов гидравлической характеристики турбокомпрессоров TCR14 с исходными проточными частями ($S_{\text{диф}} = 23,7 \text{ см}^2$, $S_{\text{св}} = 38,5 \text{ см}^2$ — вариант 1)

Величина	Обозначение	Ед. изм.	1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность	P_e	кВт	155	233	341	465	576	704	819	930
		л.с.	210,4	316,8	463,7	632,4	783,2	957,4	1113,7	1264,9
Приведенная мощность	$P_{e \text{ пр}}$	кВт	159,1	243,9	357,5	487,5	602,9	737,8	845,4	960,5
		л.с.	216,36	331,70	486,18	662,99	819,89	1003,37	1149,76	1306,33
Часовой расход топлива	B	кг/ч	37,02	54,55	79,56	105,26	127,89	151,90	176,04	202,82
Удельный расход топлива	g_e	г/кВт·ч	239,28	234,18	233,33	226,37	222,07	215,78	214,97	218,07
		г/лс·ч	175,94	172,19	171,57	166,45	163,28	158,66	158,06	160,34
Приведенный удельный эффективный расход топлива	$g_{e \text{ пр}}$	г/кВт·ч	232,69	223,64	222,55	215,93	212,13	205,89	208,23	211,15
		г/лс·ч	171,10	164,44	163,64	158,77	155,98	151,39	153,11	155,26
Расход воздуха физический	1TK	$G_{\text{в лев}}$	кг/с	0,173	0,228	0,311	0,386	0,482	0,617	0,758
	2TK	$G_{\text{в прав}}$	кг/с	0,177	0,223	0,302	0,383	0,482	0,615	0,781
Расход воздуха приведенный	1TK	$G_{\text{в пр лев}}$	кг/с	0,183	0,242	0,332	0,414	0,518	0,670	0,832
	2TK	$G_{\text{в пр прав}}$	кг/с	0,188	0,238	0,324	0,411	0,520	0,670	0,862
	1TK	$G_{\text{в пр лев}}$	м³/с	0,153	0,202	0,277	0,345	0,432	0,558	0,693
	2TK	$G_{\text{в пр прав}}$	м³/с	0,157	0,198	0,270	0,343	0,433	0,558	0,718
Степень повышения давления в компрессоре	1TK	$\pi_{\text{к лев}}$	—	1,06	1,11	1,22	1,42	1,64	1,94	2,26
	2TK	$\pi_{\text{к прав}}$	—	1,06	1,10	1,22	1,45	1,66	1,96	2,35
Степень повышения давления в турбине	1TK	$\pi_{\text{т лев}}$	—	1,06	1,10	1,17	1,30	1,47	1,70	1,97
	2TK	$\pi_{\text{т прав}}$	—	1,05	1,08	1,16	1,30	1,46	1,69	1,97
КПД компрессора	1TK	$\eta_{\text{к лев}}$	%	32,44	43,82	52,76	61,73	65,07	67,78	69,76
	2TK	$\eta_{\text{к прав}}$	%	25,72	33,90	36,99	58,65	63,59	67,47	69,58
Приведенная частота вращения ротора ТК	1TK	$n_{\text{пр лев}}$	об/мин	9832	13074	17913	23267	27479	32089	38808
	2TK	$n_{\text{пр прав}}$	об/мин	9603	12719	17942	23747	27587	32085	36444

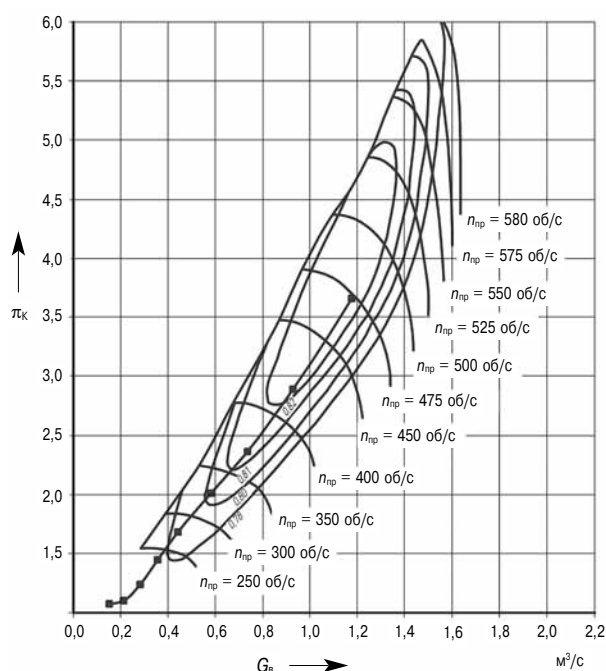


Рис. 4. Гидравлическая характеристика дизеля 8ДМ-21ЭЛ2М с ТК TCR14 с вариантом 2 (см. табл. 2) проточных частей VD 100303 ($S_{\text{диф}} = 23,7 \text{ см}^2$) и TD TD 4721 ($S_{\text{св}} = 36,8 \text{ см}^2$)

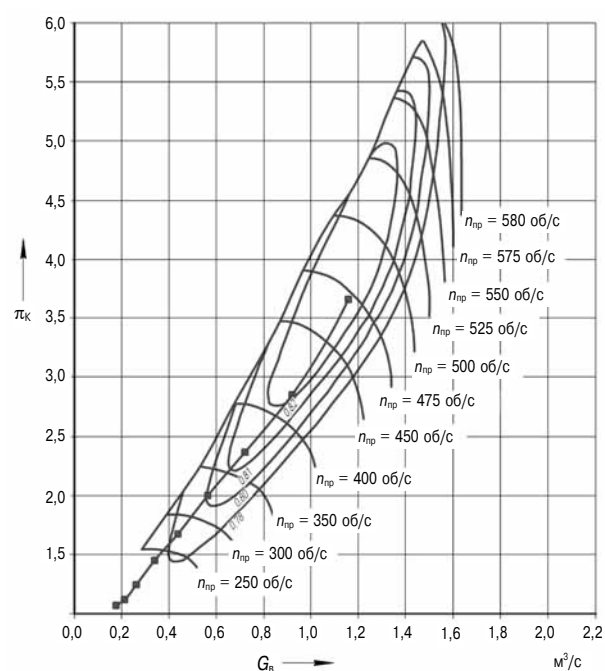


Рис. 5. Гидравлическая характеристика дизеля 8ДМ-21ЭЛ2М с ТК TCR14 с вариантом 3 (см. табл. 2) проточных частей VD 100305 ($S_{\text{диф}} = 21,8 \text{ см}^2$) и TD TD 4721 ($S_{\text{св}} = 36,8 \text{ см}^2$)

Результаты проверки на устойчивость к помпажу дизеля 8ДМ-21ЭЛ2М с турбокомпрессорами TCR14 с третьим вариантом проточными частями VD 100305 и TD 4721 ($S_{\text{диф}} = 21,8 \text{ см}^2$, $S_{\text{са}} = 36,8 \text{ см}^2$)

Таблица 7

Величина	Обозначение	Ед. изм.	3	4	5	6	7	8	9
Частота вращения коленчатого вала	n	об/мин	800	940	1080	1220	1360	1500	1500
Мощность	P_e	кВт	341	465	576	704	819	930	1176
		л.с.	464	632	783	957	1113	1265	1600
Крутящий момент	P	Нм	4070	4724	5092	5510	5750	5921	7492
Частота вращения при попытке уловить помпаж	$n_{\text{помп}}$	об/мин	—	900	915	935	970	1000*	1200*
$(n - n_{\text{помп}})100/n_{\text{помп}}$	—	—	—	4,44	18	30,5	40,2	50	25

* Помпаж не достигнут

В результате проведенных опытно-доводочных испытаний установлено:

1. Турбокомпрессор TCR14 с различными проточными частями обеспечивает требуемое воздушное снабжение дизеля 8ДМ-21ЭЛ2М в составе дизель-генератора ДГ-882ЛМ при установке на тепловозах ТЭМ9 и ТЭМ14.

2. Оптимальными проточными частями

Сравнение приведенных удельных эффективных расходов топлива (г/кВт·ч) дизелей 8ДМ-21ЭЛ2М с турбокомпрессорами TCR14 с различными вариантами проточных частей

Таблица 9

ТК/позиция	1	2	3	4	5	6	7	8	9
TCR14 VD 100303 и TD 4720 (первый вариант)	232,69	223,64	222,55	215,93	212,13	205,89	208,23	211,15	208,83
TCR14 VD 100303 и TD 4721 (второй вариант)	242,15	232,40	228,18	220,59	211,84	210,21	207,04	211,34	208,47
TCR14 VD 100305 и TD 4721 (третий вариант)	238,28	229,52	224,53	218,71	211,05	205,98	208,24	210,96	207,97

В результате замены соплового аппарата удельный эффективный расход топлива снизился незначительно, на величину 1 г/кВт·ч, при этом признаки помпажа (глухой шум и хлопки) у левого турбокомпрессора появились уже на 4-й позиции. Для ухода от помпажа заменили диффузоры VD100303 ($23,7 \text{ см}^2$) на диффузоры VD100305 с меньшей площадью ($21,8 \text{ см}^2$ — вариант 3, табл. 2). Результаты испытаний показаны на рис. 5. Рабочая характеристика совместной работы компрессора и двигателя при этом изменилась незначительно.

При испытаниях проточной части ТК по варианту 3 признаки помпажа с 4-й позиции исчезли, однако его слабое проявление появлялось на 3-й, 2-й и 1-й позициях. Проверка дизеля на устойчивость к помпажу за счет уменьшения частоты вращения дизеля с сохранением нагрузки на каждой позиции показала достаточный запас, начиная с 5-й позиции (более 15 %), который возрастает с увеличением мощности.

ТК при этом являются сопловой аппарат TD4721 и диффузор VD 100305 (вариант 3), так как на основном режиме работы (позиция 6) приведенный удельный эффективный расход топлива минимален и отсутствует помпаж.

3. Рабочие параметры дизеля — температура отработавших газов и частота вращения ротора турбокомпрессора находятся в допустимых пределах: $650 \text{ }^\circ\text{C}$ и 58 700 об/мин соответственно.

4. Удельный эффективный расход топлива дизеля с турбокомпрессорами TPS48-D01 и TCR14 на 3–8-й позициях практически равный, а на 1-й и 2-й позициях с турбокомпрессором TCR14 — ниже на 7 г/кВт·ч.

5. Дизель-генератор ДГ-882ЛМ с турбокомпрессорами TCR14 соответствует требованиям технических условий изготовителя.

Литература

1. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов/ А.Э. Симсон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. — 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1987. — 536 с.
2. <http://www.metalinfo.ru/ru/news/77953>
3. Турбонаддув высокооборотных дизелей / Алексеев В.П. [и др.]. М.: Машиностроение, 1976. — 288 с.
4. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин [и др.]. М.: Машиностроение, 1991. — 336 с.: ил.
5. Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания — Aufladung von Verbrennungsmotoren: перевод с немецкого / К. Циннер; под ред. док. техн. наук Н.Н. Иванченко. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978. — 264 с.
6. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: справочное пособие / Б.П. Байков, В.Т. Бордуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч. Л.: Машиностроение, 1975. — 200 с.
7. Агрегаты воздушного снабжения комбинированных двигателей / Д.А. Дехович [и др.]. М.: Машиностроение, 1973. — 296 с.

РАЗВИТИЕ СИСТЕМ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО НАДДУВА ДВИГАТЕЛЕЙ

Г.Е. Циплёнкин, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н., А.А. Коженков, инженер
ООО «Турбоком»

Выполнен обзор и анализ развития систем двухступенчатого наддува (ДСН) для дизелей различного применения по материалам публикаций лидеров мирового двигателестроения: «ABB Turbo Systems Ltd.»; «Wartsila Corporation Research & Development»; «MTU Friedrichshafen GmbH»; «Kompressorenbau Bannewitz GmbH»; «MAN Diesel & Turbo»; «YANMAR Co., Ltd.». Показано, что на современном этапе развития ДСН представляет собой сложную и дорогостоящую систему, исследование, разработка и производство которой доступны весьма ограниченному числу фирм. Развитие ДСН с общей степенью повышения давления до 12 и КПД до 80 % вызвано необходимостью обеспечить соответствие требованиям энергоэффективности силовых установок с дизелями на объектах применения при одновременном снижении выбросов NO_x в сочетании с технологиями EGR и глубоким циклом Миллера до уровня требования перспективных международных стандартов IMO Tier 3 и EU Stage IIIB без внешних систем очистки газов.

Окончание. Начало см. № 1, 2 2017

5. «MAN Diesel & Turbo» (MDT)

CIMAC 2010. Возможности «внутренних» технологий для снижения выбросов среднеоборотных дизелей до требований IMO Tier 3 [24]

В рамках исследовательского проекта HERCULES фирма MAN провела испытания двигателя 6L32/44CR с ДСН, устройством управления закрытием впускного клапана и регулируемой турбиной ТК ВД (рис. 5.1).

По сравнению с двигателем, изначально соответствующим требованиям IMO Tier 1, стало возможным при незначительном повышении расхода топлива снизить выбросов NO_x более чем на 40 %, увеличить цилиндковую мощность от 560 до 640 кВт (рис. 5.2), обеспечить низкую дымность отработавших газов. Регулируемая турбина ВД существенно улучшает параметры двигателя за счет увеличения давления наддува на частичных нагрузках, и обеспечивает хорошее качество переходных процессов.

Исследования показали, что двигатель 6L32/44CR с ДСН, соответствующий требованиям IMO Tier 2, имеет удельный расход топлива на 3–5 % ниже по сравнению с двигателем с ОСН,

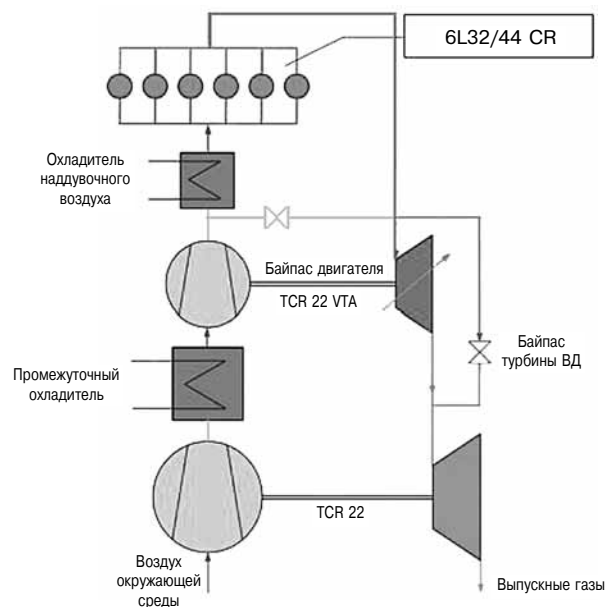


Рис. 5.1. Двухступенчатая система наддува двигателя фирмы MAN 6L32/44CR с регулируемой турбиной

удовлетворяющим тем же требованиям. Фирма MAN рассматривает ДСН как базу для достижения требований IMO Tier 3 в двигателях с реакторами SCR.

CIMAC 2016. Модульная конструкции среднеоборотных газовых двигателей фирмы «MAN Diesel & Turbo» [25]

Низкая стоимость топлива и крайне низкий уровень вредных выбросов газовых двигателей по сравнению с современными дизелями делает их все более привлекательными для применения. Фирма «MAN Diesel & Turbo SE» предлагает широкий ассортимент высокоэффективных четырехтактных среднеоборотных газовых и двухтопливных двигателей с диапазоном мощности от 0,5–21,6 МВт. Эти двигатели пригодны для использования совместно с системами утилизации тепла, силовой турбиной и паровым котлом.

В номенклатуре газовых двигателей особое место занимают модели V35/44GTS и V51/60GTS с циклом Миллера и ДСН. К характерной особенности ДСН относится возможность ее установки вне двигателя или, по крайней мере, отдельная установка турбокомпрессора НД. По оценке фирмы КПД ДСН выше на 5–10 % по сравнению с ОСН (рис.5.3)

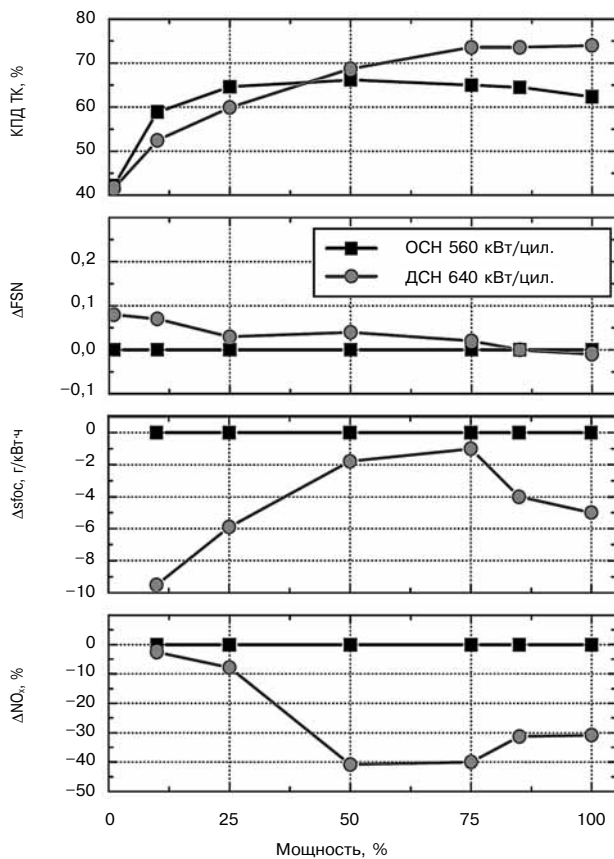


Рис. 5.2. Параметры двигателя фирмы MAN 6L32/44CR с одноступенчатой и двухступенчатой системами наддува

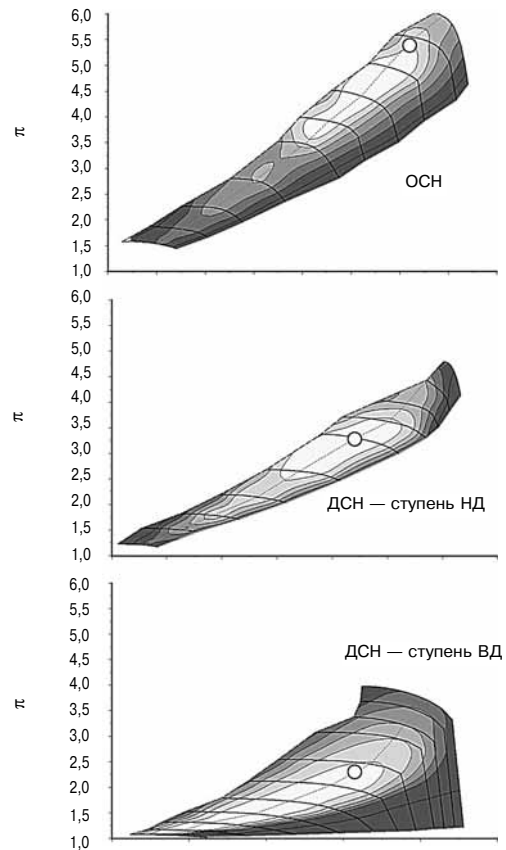


Рис. 5.4. Характеристики компрессора ОСН, компрессора НД ДСН и компрессора ВД ДСН

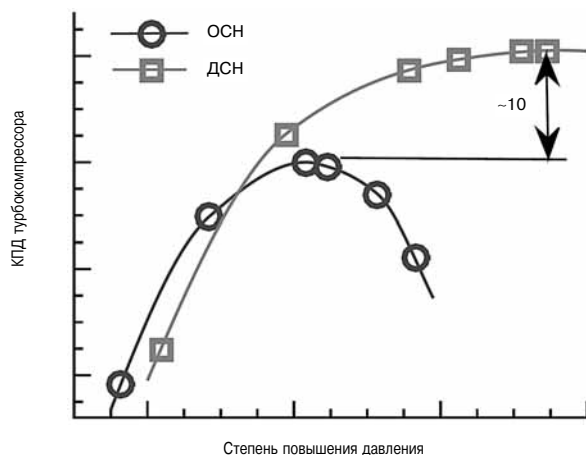


Рис. 5.3. КПД двухступенчатой и одноступенчатой систем наддува

По результатам испытаний установлено, что между КПД системы наддува и двигателя существует корреляционная связь. Повышение КПД системы наддува на 10 % дает увеличение КПД двигателя на 1 %. Поэтому возможности ДСН целесообразно использовать одновременно с оптимизацией термодинамического цикла.

Требования к характеристикам компрессоров ОСН и ступеней компрессоров ДСН различны

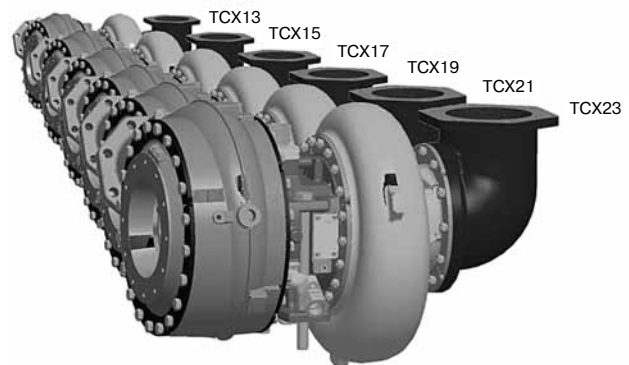


Рис. 5.5. Турбокомпрессоры ВД для ДСН фирмы MAN

(рис. 5.4). Характеристика компрессора ОСН показывает, что достигнута $\pi_k = 5,5$, при этом максимальный КПД соответствует $\pi_k = 4,0-5,5$ (тип TCR). При установке ДСН для компрессора ВД (типа TCX) требуется $\pi_k = 1,5-3,0$, а для компрессора НД (тип TCR) $\pi_k = 3,0-4,0$. Из рисунка видно, что компрессор НД имеет более высокое π_k . В зависимости от требуемой общей степени повышения давления и распределения π_k между ступенями, характеристики компрессоров должны быть подобраны соответствующим об-

разом, чтобы обеспечить оптимальную работу двигателя.

Для ступеней ВД фирма разработала новый ряд турбокомпрессоров серии ТСХ с радиальной турбиной, предназначенный для двигателей в диапазоне мощностей от 2 до 13 МВт на агрегат наддува (рис. 5.5).

СИМАС 2016. Новое поколение дизелей с большим диаметром цилиндра фирмы MAN [30]

На базе двигателей MAN 48/60CR и 48/60TS с ОЧН фирма MAN ведет разработку нового семейства двигателей с большим диаметром цилиндра и ДСН. Сопоставление рабочих параметров базового двигателя MAN 12V48/60CR и нового MAN 12V4х/60CR приведено в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Параметры дизелей MAN 12V48/60CR и нового MAN 12V4х/60CR

Двигатель	12V4х/60CR	12V48/60CR
Диаметр поршня, мм	>400	480
Ход поршня, мм	600	600
Цилиндровая мощность, кВт/цил	>1200	1200
КПД	>50 %	48,6 %
Эмиссия	IMO Tier II IMO Tier III* US EPA Tier 3* World Bank II	IMO Tier II IMO Tier III*
Назначение — судовой	Дизель-редуктор (винт регулируемого шага), дизель-генератор	Дизель-редуктор (винт регулируемого шага), дизель-генератор
Длина, мм	11 320	10 790
Ширина, мм	4824	4730
Высота, мм	5237	5500
Сухая масса, т	217	189

* С системой нейтрализации отработавших газов

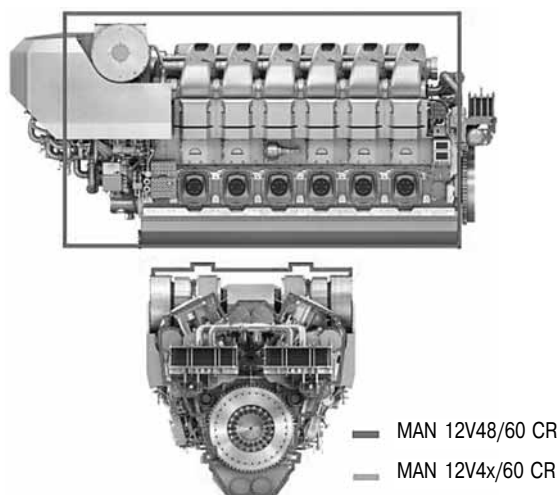


Рис. 5.6. Сопоставление габаритных размеров двигателей 12V4х/60CR и 12V48/60CR



Рис. 5.7. Модуль двухступенчатой системы наддува на двигателе 12V4х/60CR

Установка ДСН на новом дизеле незначительно увеличила его габаритные размеры (рис. 5.6).

Модуль ДСН двигателя 12V4х/60CR представлен на рис. 5.7.

Целью выполняемых разработок является создание двигателя с высоким КПД, повышенной форсировкой по p_{me} до 27 бар и соответствия жестким требованиям по экологии (см. табл. 5.1). Кроме того, предполагается увеличение частоты вращения для повышения мощности.

Частота вращения нового двигателя не приведена. Предположительно она составит 500–540 об/мин, что соответствует скорости поршня 10 м/с. В перспективе планируется увеличение частоты вращения двигателя (скорость поршня приблизится к 12 м/с), а p_{me} будет доведено до 30 бар.

6. «Yanmar» CO., LTD.

СИМАС 2016. Разработка среднеоборотных дизелей с низким расходом топлива [26]

В январе 2013 г. вступило в силу правило ИМО по регулированию выбросов CO_2 , и введен для судов конструктивный индекс энергетической эффективности EEDI (Energy Efficiency Design Index), значение которого определяется типом и размерами судна. В связи с этим возникает необходимость снижать расход топлива. Фирма «Yanmar» выпускает вспомогательные двигатели, которые в основном работают на долевых нагрузках. Для повышения КПД двигателя на этих режимах фирма «Yanmar» совместно с фирмой АВВ выполнила ряд разработок.

На первом этапе была предпринята попытка использовать ТК с более высоким КПД во всем

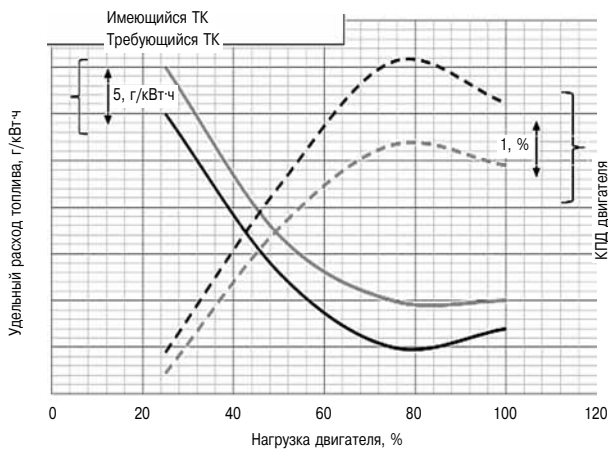


Рис. 6.1. Уровень КПД турбокомпрессора для выполнения ожидаемой эффективности двигателя

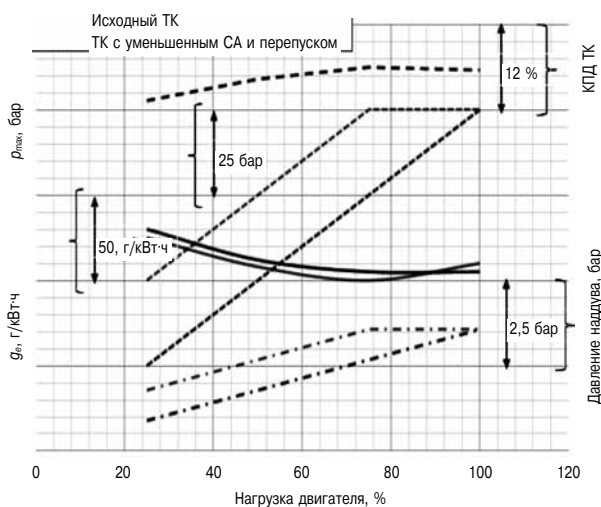


Рис. 6.2. Настройка турбокомпрессора на частичную нагрузку с перепуском газа на номинальной мощности

диапазоне режимов работы двигателя. Для этого требовалась характеристика, представленная на рис. 6.1.

Временные рамки не позволили фирме АВВ разработать соответствующий требованиям турбокомпрессор, поэтому она предложила использовать настройку агрегата наддува на частичную нагрузку с перепуском газа на номинальной мощности (рис. 6.2).

Снижение удельного расхода топлива с настройкой на частичный режим составляет около 5 г/кВт·ч в диапазоне нагрузок от 40 до 80 %, к чему фирма и стремилась. Однако вследствие повышения теплонапряженности деталей камеры сгорания вблизи номинала от этого решения отказались.

Исследования ДСН были выполнены с турбокомпрессорами фирмы АВВ Power2 300 М, имеющими высокий КПД и возможностью настройки на работу в зоне частичных нагрузок за счет оптимального распределения степеней

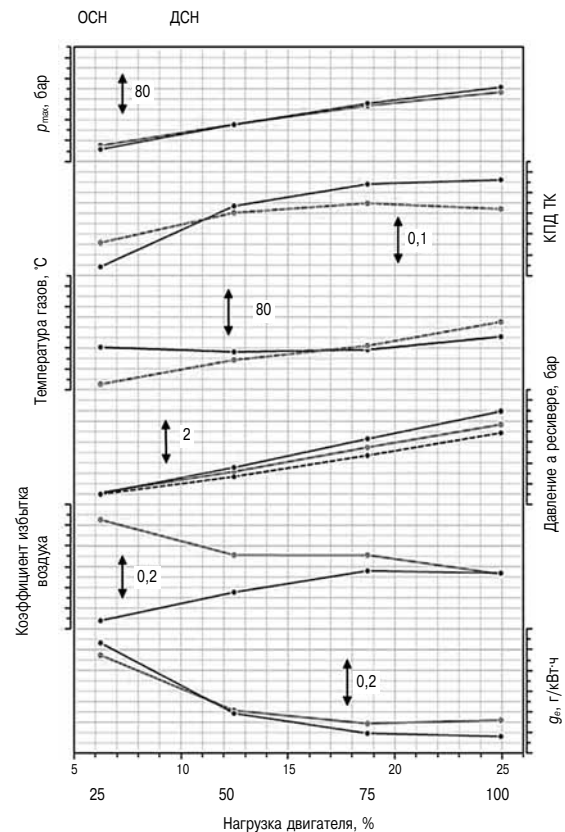


Рис. 6.3. Сравнение рабочих параметров двигателя с ОСН и ДСН (результаты моделирования)

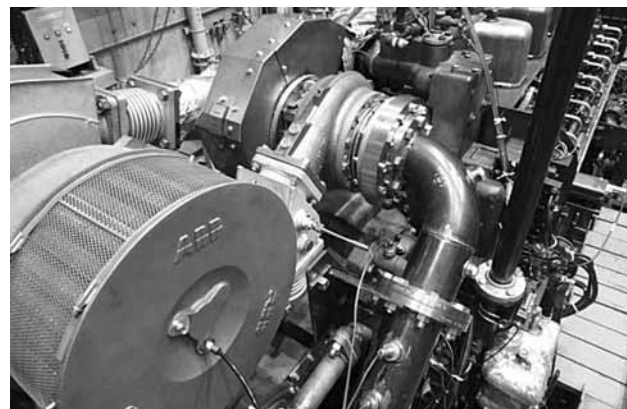


Рис. 6.4. Двухступенчатая система наддува на двигателе 6EY18ALW (только для испытаний)

повышения давления между ступенями ВД и НД. Для сопоставления рабочих параметров двигателя с ДСН и ОСН было выполнено моделирование при заданном ограничении максимального давления сгорания без превышения теплонапряженности и сохранении выбросов на уровне IMO Tier 2. Расчет выполнялся при фиксированных значениях подъема впускного клапана и момента впрыска топлива (рис. 6.3).

Результаты моделирования показали, что ДСН по сравнению с ОСН при нагрузке выше 50 % дает определенный выигрыш. Отмечается, что тепловая нагрузка снижается на номинальной

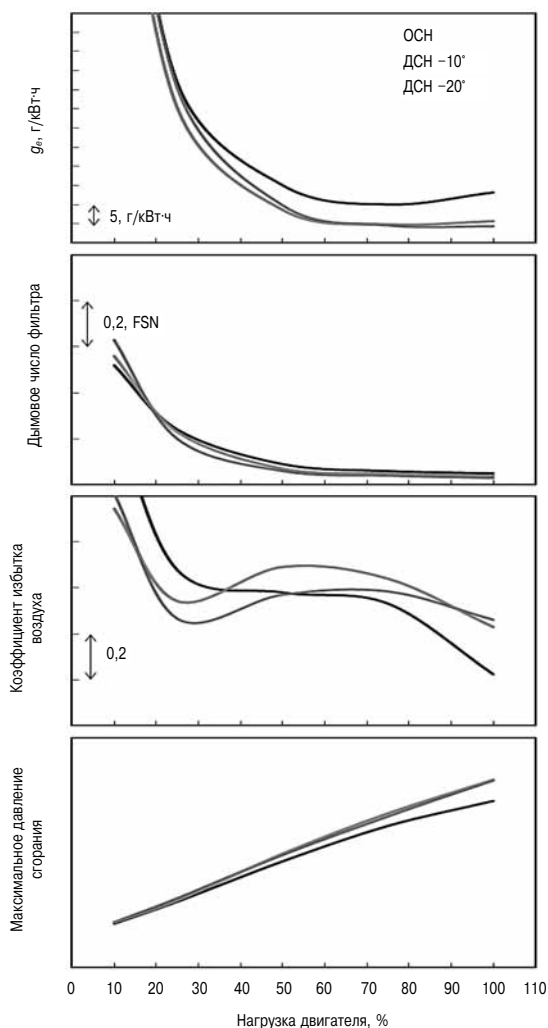


Рис. 6.5. Результаты испытаний двигателя при постоянной частоте вращения

мощности и настройка турбокомпрессоров ВД и НД позволяет регулировать коэффициент избытка воздуха, устраняя избыток воздуха на низких нагрузках.

Перед испытаниями на двигателе было выполнено моделирование ДСН с циклами Миллера различной глубины, для опытной проверки на двигателе было изготовлено два варианта распределительных валов. Испытания проводились на двигателе 6EY18ALW (6CH18/28) мощностью 800 кВт (частота вращения в докладе не приведена), работающем на тяжелом топливе (рис. 6.4)

Результаты испытаний приведены на рис. 6.5. При проведении испытаний момент впрыска был оптимизирован для соответствия требований IMO Tier 2 по выбросам NO_x .

Кроме ДСН для улучшения топливной экономичности на частичных нагрузках фирма «Yanmar» использовала электронную систему впрыска топлива, обеспечивающую более высокое давление и оптимизацию момента впрыска, что позволяет снизить удельный расход топлива на 5 г/кВт·ч.

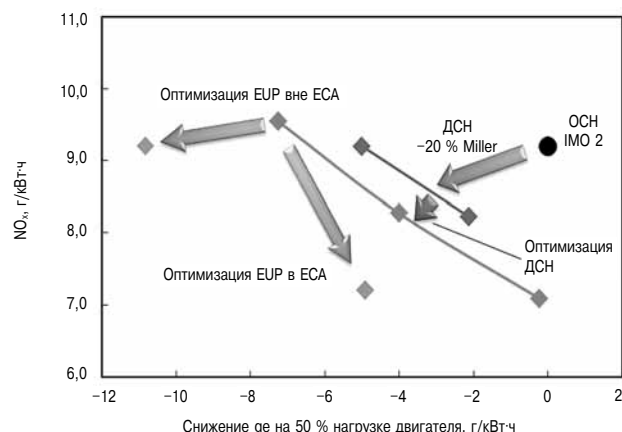


Рис. 6.6. Соотношение между снижением удельного расхода топлива и выбросами NO_x

Результаты исследований фирмы «Yanmar» представлены на диаграмме (рис. 6.6) для 50 % нагрузки двигателя, работающего по генераторной характеристике. В результате выполненных исследований получены следующие результаты:

- фирма выпустила двигатель с ДСН и глубоким циклом Миллера, на котором достигнуто снижение удельного расхода топлива на 8 г/кВт·ч при обеспечении требований по выбросам IMO Tier 2;

- ДСН с глубоким циклом Миллера позволяет достигнуть снижения удельного расхода топлива 5 г/кВт·ч в пределах генераторной характеристики;

- электронная система управления впрыском топлива (EUP) совместно с ДСН обеспечивает снижение расхода топлива до 5 г/кВт·ч при работе в зоне контроля выбросов (ECA), а в неконтролируемой зоне выбросов — g_e до 10 г/кВт·ч.

Заключение

1. Двухступенчатая система наддува (ДСН) все шире используется для снижения выбросов NO_x и улучшения топливной экономичности двигателей со средним эффективным давлением в диапазоне 23–27 бар. На конгрессе CIMAC 2016 вопросы разработки и применения ДСН рассматриваются в 12 докладах, включая выполненные в России. В последние годы ОАО «Коломенский завод», один из основных производителей дизелей в России, разработал новый двигатель Д500 для железнодорожного транспорта. Для выполнения требований EURO IIB предусмотрено применение ДСН [27]. ПАО «Звезда» проектирует многоцелевой высокооборотный дизель семейства «Пульсар-150М» (CH15/17,5), в котором предусматривается ДСН [28, 31]. Уральский дизель-моторный завод на двигателях нового семейства ДМ185(ЧН18,5/21,5) предусматривает выпуск 16-цилиндрового тепловозного двигателя с ДСН [29, 31].

2. ДСН — конструктивно очень сложная дорогостоящая система, применение которой це-

лесообразно только при получении адекватного выигрыша, поэтому систематически и углубленно развитием этой системы занимается ограниченное число фирм.

3. Фирма «ABB Turbo Systems» одной из первых оценила возможности ДСН по снижению удельного расхода топлива на 10 %, а выброс окислов азота на 40 % [4]. Фирмой были проанализированы технологии снижения выбросов NO_x на базе моделирования систем каталитического восстановления (SCR) и рециркуляции отработавших газов (EGR) при использовании ДСН [5]. Рассмотрен комплекс вопросов по оптимальной адаптации ДСН к СОД с $p_{me} = 24$ бар. На основе результатов моделирования установлено соотношение между средним эффективным давлением и требуемым давлением наддува с распределением π_k между ступенями низкого давления (НД) и высокого давления (ВД) для получения максимального КПД системы [6]. ABB разработала ДСН второго поколения Power2 800-M, состоящую из двух отдельных турбокомпрессоров с общей степенью повышения давления до 12 и КПД до 80 % (см. рис. 1.2).

В настоящее время фирмой анализируются перспективы применения ДСН на малооборотных двухтактных дизелях.

4. Фирма «Wartsila», выпускающая среднеоборотные двигатели, имеющие самую высокую форсировку, стала опытным полигоном испытаний ДСН на различных типах двигателей. Разработанная фирмой ABB система наддува Power2 800-M предназначалась в первую очередь для двигателей этой фирмы. В результате многолетних разработок создан целый ряд двигателей с ДСН, в том числе и Wartsila 31 — самый эффективный четырехтактный двигатель [16]. Двигатель Wartsila 31 является базовым двигателем, на основе которого выпускаются три модификации: дизель, газовый двигатель и двухтопливный двигатель.

5. Фирма MTU еще в 2010 г. представила для железнодорожного транспорта новый ряд высокооборотных двигателей серии 4000 R44 с ДСН и EGR, соответствующих требованиям по выбросам NO_x EUIII 2012 г. [17]. В зависимости от конкретных условий применения MTU предлагает различные технологические решения для снижения выбросов: двухступенчатая система наддува (ДСН), регистровый наддув (РН), рециркуляция отработавших газов (EGR), селективное каталитическое восстановление (SCR), фильтр частиц. Турбокомпрессоры для ДСН собственного производства встроены непосредственно в газовую систему двигателя, что обеспечивает компактность конструкции. В 2016 г. для расширения областей применения двигателей серии 4000 предложена новая модель этого двигателя —

тип 05, которая соответствует требованиям по выбросам EU Stage IIIB, EPR Tier 4 и IMO Tier 3 [21].

6. В настоящее время две фирмы предлагают турбокомпрессоры для ДСН: «ABB Turbo Systems» и «Kompressorenbau Bannewitz GmbH» (KBB). Обе фирмы провели испытания на двигателях фирм «Wartsila» и «Yanmar». Следует отметить, что в своих докладах на конгрессе CIMAC 2016 эти фирмы не упоминают об испытаниях систем ДСН с турбокомпрессорами KBB.

Для выполнения требований по выбросам IMO Tier 3 одновременно с ДСН требуется EGR. MTU запатентовала EGR с донорским цилиндром. Видимо, поэтому KBB ведет интенсивную разработку вариантных систем: EGR-турбокомпрессор или подача отработавших газов из выпускного коллектора на вход в компрессор высокого давления. Но в этих системах компрессор быстро загрязняется, и КПД системы наддува резко падает.

7. Фирма «MAN Diesel & Turbo SE» готовит к выпуску среднеоборотный четырехтактный двигатель с диаметром цилиндра более 400 мм с КПД более 50 % и высокой форсировкой по среднему эффективному давлению [30].

8. Современные газовые двигатели из-за низкой стоимости топлива и крайне низкими выбросами вредных веществ по сравнению с дизелями становятся все более привлекательными для различного применения. Применение ДСН на этих двигателях позволяет добиться существенного повышения мощности и эффективности, что наглядно демонстрирует фирма «Wartsila» [15]. Отметим, что и фирма «MAN Diesel & Turbo SE», несмотря на широкий ассортимент выпускаемых СОД, также предлагает на рынок двигатели с ДСН, в первую очередь газовые двигатели [25].

Литература

24. Tinschmann G., Thum D., Schlueter S., Pelemis P., Stiesch G. Sailing towards IMO Tier III - Exhaust Aftertreatment versus Engine-Internal Technologies for Medium Speed Diesel Engines. Paper № 274, CIMAC 2010, Bergen.
25. Auer M., Bauer M., Knafl A., Stiesch G. MAN Diesel & Turbo SE's Medium Speed Gas Engine Portfolio — a Modular Matrix Design. № 163, CIMAC 2016, Helsinki.
26. Fukui Y., Hamaoka S., Takahata Y., Tremuli P. Development of Low Fuel Consumption Technology for Medium Speed Diesel Engines. № 148, CIMAC 2016, Helsinki.
27. Jacoby P., Laaksonen M., Ryzhov V., Kneitz V. Turbocharging System Optimization for Kolomna D500 Newly Designed Engine Platform. № 290, CIMAC 2016, Helsinki.
28. Kling W., Khilchenko S., Arkhipov A., Toth A., Fuchs C., Ronchetti M., Lodu A. The New ZVEZDA's Multi-Purpose High Speed Diesel Engine Family «PULSAR - M150». № 266, CIMAC 2016, Helsinki.
29. Mather V., Furzikov V., Malcev V., Nochvin I., Bozhenov A., Braning O., Rauschen R., Meessen M., Heuser P. UDMZ's New DM-185 Diesel Engine Family. № 093, CIMAC 2016, Helsinki.
30. Kunkel S., Menage A., Unfug F., Stiesch G. The next generation of MDT's large bore diesel engines. № 181, CIMAC 2016, Helsinki.
31. Развитие модельного ряда двигателей ПАО «Звезда» и ООО «УДМЗ» (материалы конгресса CIMAC 2016). Двигателестроение. — 2016, № 3. — С. 32–55.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРНЫХ СИСТЕМ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ПОДШИПНИКАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ

А.А. Коженков, инженер
ООО «Турбоком»

Рассмотрены методические и прикладные аспекты моделирования динамики роторных систем турбоагрегатов с подшипниками скольжения. Приведены результаты численного анализа и оптимизации роторной системы серийного турбокомпрессора с подшипниками, обеспечивающими демпфирование вибрации ротора при высоких скоростях вращения. Даны рекомендации по постановке и решению задач роторной динамики. Показано, что результаты адекватны эксперименту только при использовании редуцированного описания ротора и неподвижной системы координат. Применение вращающихся сеток физически обосновано только в задачах модального анализа роторных систем.

Окончание. Начало см. № 2 (268) 2017

3. О проблемах моделирования РС

В первой части статьи показано, что полная картина причин возникновения вибрации роторной системы (РС) — вынужденная дисбалансная прецессия, критические скорости, автоколебания — выявляется при анализе динамики РС на всех скоростных режимах работы.

В связи с этим перед исследователем встает вопрос выбора уровня КЭ модели РС и типа анализа задачи роторной динамики (РД), допускающих расчет при произвольной скорости ротора. К основным КЭ моделям РС относятся:

- стержневые модели (Beam elements) с редуцицией геометрии циклических деталей РС к осесимметричной;
- полностью трехмерные (3D Solid elements) модели формы и напряженно-деформированного состояния (НДС) роторной системы.

Под типом анализа понимается:

- модальный анализ, включающий определение частот и форм свободных колебаний РС;
- нестационарный (transient) анализ, основанный на пошаговом интегрировании уравнений движения РС по времени и пригодный для исследования переходных процессов и неустановившихся режимов.

Особенности применения стержневой модели в сочетании с нестационарным и модальным

анализом проиллюстрированы в первой части статьи на примере оптимизации РС серийного ТК.

Подробное рассмотрение инструментария, предоставляемого пакетами по РД [2], показывает, что без ограничений и с различными типами анализа могут использоваться только стержневые КЭ модели. Иными словами, создав полностью трехмерную модель осесимметричного ротора или ротора с циклическими рабочими колесами, пользователь не может рассчитать его амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) во всем диапазоне скоростей вращения, а лишь приближенно определить критические скорости.

Причины указанного состояния РД связаны с теоретическими проблемами 3D механики сплошных сред [3, 4], обсуждение которых в настоящей статье нецелесообразно. Поэтому особенности 3D моделирования только затронуты в разделе, посвященном расчету массивного ротора. При этом анализ уравнений движения 2D стержневых КЭ моделей позволяет показать, что моделирование в различных системах отсчета может привести к существенно отличающимся, в том числе нереальным результатам.

Определяющее влияние на корректную постановку и результаты решения задачи РД имеет трактовка понятия скорости собственного вращения ротора, подробно рассмотренного ниже применительно к роторной системе ТК.

Системы отсчета (СО) и координат (СК) в РД

Под системой отсчета в механике упругих тел понимается совершающее программное движение недеформируемое отсчетное тело с неподвижной относительно него системой координат. Введенная указанным способом СО используется для моделирования деформируемого тела, перемещения и скорости которого в данной системе отсчета относительно малы [5, с. 92]. Перечислим признаки физических СО в роторной динамике.

Уравнения для упругих возмущений материала ротора в таких системах содержат, наряду с приложенными к ротору внешними силами, упругими реакциями материала и реакциями опор:

- инерционные силы, связанные с движением упругих возмущений в материале (нестационарные члены уравнений движения);

➤ инерционные силы, отражающие связь перемещений и скоростей возмущений со скоростью собственного вращения ротора.

Физические СО подчеркивают реальную (причинно-следственную) связь с ротором, в отличие от множества формальных (описательных) систем координат наблюдателя, которые могут быть использованы, но в которых такая связь отсутствует [6].

Принципиальным отличием применения инерциальной и неинерциальной систем (в нашем случае, соответственно, неподвижной и вращающейся) является необходимость указания для неинерциальной системы вращающегося отсчетного недеформируемого тела. Как показано ниже, для прецессионного движения общего вида в РД это возможно только для скоростей ротора, совпадающих с круговыми частотами его свободных прецессий.

Для полного соответствия принятой в РД терминологии отметим:

➤ под терминами «stationary frame» и «rotating frame» в расчетной практике понимаются инерциальная и вращающаяся СО и ассоциированные с ними СК;

➤ замена СО в роторной динамике означает (за исключением элементарных моделей) переход к решению иной задачи. Формальное преобразование СК не меняет физики задачи и, следовательно, результата.

Взаимодействие с источником энергии. Скорость собственного вращения (СВ) ротора

Источник энергии РС турбокомпрессора — отработавшие газы двигателя, вращающие турбину. Расчет мгновенного состояния газового потока в колесе и крутящего момента от давления газовых сил и срабатывания температурного напора в турбинной ступени при моделировании динамики ротора избыточно затратен.

Вместе с тем приемлемо рассмотрение момента на турбине как следящего, приложенного к актуальному положению смещенного и деформированного ротора ТК (рис. 7). Отметим, что момент не определяет направление вектора СВ, а лишь не препятствует инерционному вращению изогнутого вала как упругого гироскопа [7].

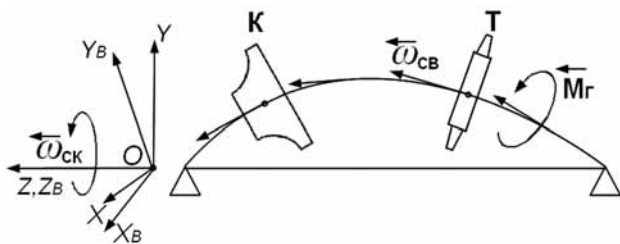


Рис. 7. Модель упругого ротора ТК

Далее, ТК относится к агрегатам с регулируемым оборотами. Энергия газов компенсирует нагрузки и механические потери системы, поддерживая скорость ротора на данном режиме ТК примерно постоянной. Последнее теоретически соответствует концепции двигателя неограниченной мощности. Отметим, что речь идет о постоянстве мгновенной скорости или о мгновенно устанавливаемом соответствии ее некоторому закону изменения во времени $\omega = \omega(t)$, например, при разгоне-выбеге ротора.

Предшествующие формулировки позволяют ввести в анализ РС понятие вектора угловой скорости собственного вращения — СВ ротора (self-rotating speed vector) и принять гипотезу о «сохранении» данного вектора для деформированного ротора.

В частности, для стержневой модели РС ТК следует принять скорость СВ ω_{CB} постоянной по модулю и направленной по касательной в каждой точке изогнутой оси вала [8] (см. рис. 7).

Данная гипотеза использована в методике расчета серийного ТК, приведенной в первой части статьи.

Подчеркнем важное для дальнейшего анализа несовпадение (в общем случае) векторов скорости СВ — ω_{CB} и скорости вращающейся системы координат $OXBZB$ — ω_{CK} (см. рис. 7).

4. Моделирование динамики РС в различных системах координат. Неподвижная система координат (НСК)

Матричное уравнение движения роторной системы, дискретизированной с использованием метода КЭ, имеет вид

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} - 2\alpha\mathbf{G}\dot{\mathbf{U}} + \mathbf{KU} = \mathbf{F}(t) \quad (1)$$

где $\mathbf{U}$ — глобальный вектор перемещений и углов поворота сечений ротора и втулок; $\mathbf{M}$, $\mathbf{G}$, $\mathbf{K}$ — матрицы инерции, гироскопических связей и жесткости; $\mathbf{F}(t)$ — вектор дисбалансов, реакций подшипников, начальных напряжений в роторе и других сил; $(\cdot)$ — оператор дифференцирования по времени в неподвижной СК.

Кратко опишем основные положения постановки и решения задачи:

➤ прецессии оси ротора моделируются в неподвижной декартовой системе координат $OXYZ$ (stationary frame) с осью OZ по оси подшипников (см. рис. 7);

➤ используется редуцированная модель ротора с приведением лопаточных аппаратов колес к осесимметричным структурам и описанием неподвижной ДС материала по теории стержней;

➤ вычисляются проекции на оси неподвижной СК перемещений и углов поворота сечений РС;

➤ динамическая модель РС представляет собой совокупность КЭ элементов, описывающих

упругость, инерцию поступательного движения, инерцию поперечного поворота и окружного вращения ротора с угловой скоростью СВ ω .

Из анализа структуры уравнения (1) следует, что оно содержит гироскопический член $2\omega\mathbf{G}\dot{\mathbf{U}}$, пропорциональный скорости ротора ω и скоростям изменения углов поперечного поворота сечений при изгибе вала $\partial\dot{u}_x/\partial z$, $\partial\dot{u}_y/\partial z$, входящих в вектор скоростей $\dot{\mathbf{U}}$. Наличие гироскопической составляющей позволяет моделировать прямые и обратные прецессии ротора и проводить расчет АЧХ РС при произвольной скорости ее вращения.

Вращающаяся система координат (ВСК)

При выводе уравнения (1) в НСК принято предположение, что смещенный и поперечно повернутый элемент упругого материала вращается вокруг оси вала со скоростью СВ. Окончательно (1) получается из уравнения Лагранжа, что гарантирует выполнение законов сохранения кинетической энергии и момента в неподвижной (инерциальной) системе отсчета.

Формулировка по правилам механики относительного движения уравнения вида (1) в неинерциальной ВСК (rotating frame) осложняется отсутствием единой для всех прецессий РС физической системы отсчета. Это вытекает из характера отдельных асинхронных прецессий и их связи с собственным вращением ротора, а именно:

- > упругие возмущения, соответствующие каждой прецессии, одновременно деформируют ротор и распространяются по его телу в окружном направлении с индивидуальной скоростью, зависящей от скорости СВ;

- > интегрально, отдельная асинхронная прецессия представляет собой «обращение» изогнутого вала вокруг оси опор со скоростью ω_p ;

- > скорость вращения твердых частиц материала относительно асинхронного возмущения численно равна в первом приближении $\Delta\omega \approx \omega - \omega_p$.

В качестве иллюстрации на рис. 8 изображен деформированный и смещенный элемент, выделенный из тела ротора, совершающего «обращение» со скоростью ω_p вокруг оси опор OZ . Светлым кружком показано упругое возмущение материала (деформация «волокна» вала на произвольном радиусе r от центра сечения $O_{\text{Ц}}$).

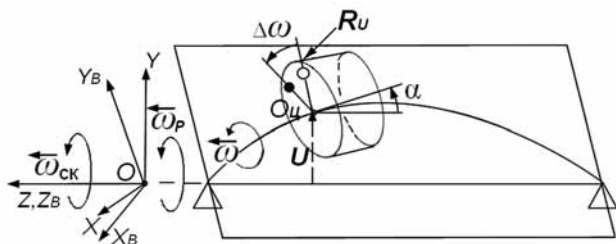


Рис. 8. Прецессия упругого ротора

Возмущение движется вместе с плоскостью прецессии. Для возмущения на радиусе вала его амплитуда и частота в точке R_U измеряется (на практике) неподвижным датчиком перемещений.

Затушеванный кружок относится к твердой частице, вращающейся с абсолютной скоростью ω в плоскости, перпендикулярной изогнутой оси. Данная скорость фиксируется в эксперименте по метке на роторе датчиком оборотов.

Таким образом, для каждой асинхронной составляющей вибрации физической является индивидуальная система отсчета (и координат), ассоциированная с плоскостью прецессии и имеющая равную с ней угловую скорость ω_p .

Покажем это. Перейдем в ВСК, соответствующую системе отсчета, имеющей скорость ω_p и заменив переменные в уравнении (1) по правилу

$$\mathbf{U} = \mathbf{P}_2(t)\mathbf{U}_B = \begin{bmatrix} \cos \omega_p t & -\sin \omega_p t \\ +\sin \omega_p t & \cos \omega_p t \end{bmatrix} \mathbf{U}_B \quad (2)$$

где $\mathbf{U}$, $\mathbf{U}_B$ — векторы обобщенных переменных в неподвижной и подвижной системах; $\mathbf{P}_2$ — блок матрицы вращения СК вокруг линии опор с частотой ω_p .

Дважды дифференцируем (2) и после подстановки в (1), получим

$$\mathbf{M}\mathbf{U}_B'' + 2\omega_p(\mathbf{M}^A - \lambda\mathbf{G})\mathbf{U}_B' + [\mathbf{K} - \omega_p^2(\mathbf{M} + \lambda\mathbf{G}^S)]\mathbf{U}_B = \mathbf{F}_B(t) \quad (3)$$

где $\mathbf{M}^A$, $\mathbf{G}^S$ — антисимметричная и симметричная матрицы масс и гироскопической инерции; $\lambda = \omega/\omega_p$ — относительная скорость прецессии; $()'$ — оператор дифференцирования по времени в ВСК.

Сравнение уравнений (1) в НСК и (3) в ВСК показывает:

- > уравнение во вращающихся координатах (3) содержит параметр λ , равный отношению скорости ротора и скорости прецессии, что делает применимым (3) только для моделирования вибрации ротора с фиксированной относительной скоростью $\pm \lambda$;

- > наряду с гироскопическим членом $2\omega_p\lambda\mathbf{G}\dot{\mathbf{U}}_B = 2\omega\mathbf{G}\dot{\mathbf{U}}$ (аналогичным для уравнения в НСК) в (3) присутствует сила Кориолиса $\mathbf{F}_C = -2\omega_p\mathbf{M}^A\dot{\mathbf{U}}_B$, пропорциональная относительной скорости $\dot{\mathbf{U}}_B$ поступательных перемещений и поперечных поворотов сечений в ВСК;

- > в динамическую матрицу жесткости входят слагаемые от действия переносной (в нашем случае центробежной) силы инерции $\mathbf{F}_p = -\omega_p^2\mathbf{M}\mathbf{U}_B$, и от гироскопического момента $\mathbf{M}_G = -\omega_p^2\lambda\mathbf{G}^S\mathbf{U}_B$.

Из приведенного описания следует, что уравнение (3) — суть уравнение для определения кри-

тических скоростей прецессий заданного направления и порядка λ .

Используется оно следующим образом. Рассмотрим свободное движение ротора $\mathbf{F}_B(t) = 0$. В системе координат с относительной скоростью λ прецессии порядка λ ведут себя как статические (вращаются вместе с системой), откуда их скорость и ускорение $\dot{\mathbf{U}}_B, \ddot{\mathbf{U}}_B = 0$. Это позволяет записать уравнение для определения угловых скоростей прецессий в виде

$$[\mathbf{K} - \omega_p^2(\mathbf{M} + \lambda \mathbf{G}^S)] = 0. \quad (4)$$

Например, при $\lambda = \pm 1$ из (4) находим скорости всех прямых и обратных собственных прецессий 1-го порядка; при $\lambda = \pm \infty$ — скорости прецессий, удвоенной в сравнении с роторной частотой и т. д. Знание частот внешних сил и частот прецессий позволяет прогнозировать резонансы РС.

Итак, уравнение (3) в ВСК, полученное из уравнений (1) в неподвижной системе, пригодно для частного случая исследования динамики РС — определения критических скоростей и форм прецессий различного порядка, т. е. для модального анализа.

Отметим одну важную деталь. Динамическая матрица жесткости в уравнении (3) содержит отрицательное слагаемое — $\omega_p^2 \mathbf{M}$, формально приводящее к потере устойчивости при некоторой скорости ω_p^* вследствие обращения матрицы жесткости, записанной в ВСК, в ноль. Но решение в неподвижной системе не дает оснований для подобного вывода. Причина противоречия заключается в формальной трактовке отдельных членов уравнения (3) в ВСК.

Физика процесса состоит в следующем: ω_p^* есть значение первой критической скорости, определенное из (4). Последнее означает, что при $\omega = \omega_p^*$ пропорционально времени возрастает амплитуда вынужденной прецессии несбалансированного ротора без демпфирования, как это наблюдается на резонансе для линейных колебательных систем [9]. Собственные прецессии уравновешенного ротора на критической скорости неасимптотически (колебательно) устойчивы и имеют частоту, равную критической.

Уравнение в ВСК получим, исходя из уравнения колебаний в неподвижной системе, не используя гипотезу о направлении вектора СВ в деформированном состоянии. Для невращающегося уравновешенного ротора в НСК справедливо уравнение

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = 0. \quad (5)$$

Считая материал осесимметричного ротора однородным и изотропным и добавляя силы Кориолиса и переносной силы инерции по правилам

механики относительно движения, приходим к уравнению в ВСК

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}}_B + 2\omega \mathbf{M}^A \dot{\mathbf{U}}_B + (\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\mathbf{U}_B = 0. \quad (6)$$

Уравнение (6), полученное в предположении присутствия во вращающейся СК дополнительных динамических сил, действующих на ротор, физически тождественно уравнению (5). Математически оно соответствует замене переменных и переходу от абсолютного дифференцирования по времени в уравнении (5) к относительному (частному) дифференцированию в уравнении (6). Очевидно, что решения последнего есть проекции на оси ВСК перемещений, найденных из (5). Таким образом, уравнение (6) описывает колебания невращающегося ротора или прецессии вращающегося ротора с пренебрежимо малыми гироскопическими эффектами, что не характерно для РС ТК.

Проведенное рассмотрение позволяет дать следующие рекомендации:

- уравнения во вращающейся системе координат (3 и 4), полученные из уравнения (1) в неподвижной системе, могут использоваться только для модального анализа РС;

- формальное уравнение (6), составленное в ВСК без учета гироскопического момента и ориентации ротора в системе СВ, неверно описывает динамику реальных роторов;

- для стержневой редукции роторной системы при произвольной скорости вращения ротора ω моделирование должно выполняться в инерциальной (неподвижной) системе отсчета и системе координат.

Особенности 3D моделирования ротора в ВСК

В работе [10] предложен метод расчета критических скоростей массивного ротора, представленного на рис. 9. Система отсчета и координат

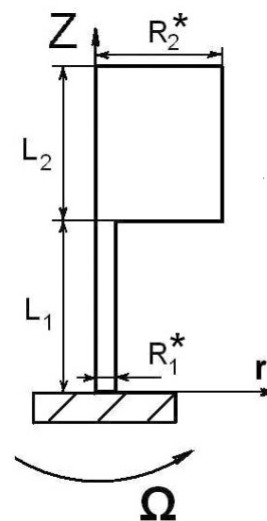


Рис. 9. Модель вращающегося ротора [8],

$$L_1 = L_2, R_2^*/R_1^* = 20$$

связаны с жесткой платформой O_1 , вращающейся вокруг оси Z с постоянной скоростью Ω .

Задача формулируется в тензорном виде. Соотношения трехмерной динамической теории упругости в точке материала с радиус-вектором R и перемещением u записаны во вращающейся системе координат:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \underline{\tau} + \rho(\Omega^2 u_2 - 2\Omega k \times u' - u'') &= -\rho \Omega^2 r_2; \\ R = r + u, \quad r_2 = r - kz, \quad u_2 = u - ku_z; \\ \underline{\tau} &= {}^4 \underline{C} \cdot \underline{\varepsilon}, \quad \underline{\varepsilon} = \nabla u^S, \quad u|_{O_1} = 0, \quad n \cdot \underline{\tau}|_{O_2} = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Обозначения на рис. 9 и в формулах (7) имеют следующий смысл: O_1, O_2 — поверхности заделки и нагрузок ротора; ρ — плотность материала; r_2, u_2 — двумерные радиус и перемещение в плоскости, перпендикулярной оси Z ; $\cdot, \times$ — символы скалярного и векторного произведения; $()'$ — оператор дифференцирования по времени в ВСК; $\underline{\varepsilon}, \underline{\tau}, {}^4 \underline{C}$ — тензоры деформаций, напряжений и упругих постоянных материала; $()^S$ — операторы градиента и симметризации тензора.

Как видно из (7), для расчетной схемы принята гипотеза о направлении вектора скорости Ω по оси Z и, следовательно, о действии переносных сил и сил Кориолиса в плоскости перпендикулярной данной оси. Для определения критических скоростей используется уравнение статики сбалансированного ротора

$$\nabla \cdot \underline{\tau} + \rho \Omega^2 u_2 = 0. \quad (8)$$

Уравнение (8) отличается от обычного трехмерного частотного уравнения размерностью двумерного вектора u_2 в инерционном члене.

Значения трех первых критических скоростей Ω_k , определенных по (8), и частот изгибных колебаний Ω_{k0} для невращающегося ротора приведены в таблице, часть 1.

Видно, что частоты Ω_k превышают статические значения Ω_{k0} . Повышение частот объясняется в [10] меньшей инерционностью плоских колебаний при вращении в сравнении с обычными 3D колебаниями. Динамические частоты Ω_k трактуются как отличные от традиционных критических скоростей. Утверждается, что при $\Omega > \Omega_1$ ротор в отсутствие демпфирования теряет устой-

чивость вследствие того, что его динамическая жесткость становится отрицательной. Проанализируем содержание [10].

Отметим, прежде всего, что постановка задачи качественно отличается от описанной выше, в которой скорость СВ ротора связана с изгибной деформацией вала, а гироскопический эффект явно описывается в уравнении движения ВСК (3).

Результаты расчета частот ротора (на рис. 9) по расчетной модели, выполненного автором по методике, основанной на уравнении (4), приведены в таблице, часть 2.

Как следует из таблицы, частоты Ω_{k0} для двух методик хорошо совпадают, при этом основное отличие состоит в появлении для редуцированной стержневой модели обратных изгибных прецессий ротора с частотами $\Omega_{k \text{обр}}$. Стержневая модель показывает также более быстрый рост частот прямых прецессий от скорости Ω вследствие ужесточающего действия гироскопического момента. Потери устойчивости при $\Omega > \Omega_1$, указанной в [10], не наблюдается.

Для дальнейшего рассмотрения перейдем от тензорного описания (7) в точке трехмерной среды к матрично-векторным формулировкам метода КЭ для узлов дискретной модели ротора. Уравнение (7) приобретет вид, подобный уравнению (6),

$$M U_B'' + 2\Omega M^A U_{2B}' + K U_B - \Omega^2 M U_{2B} = \Omega^2 M R_2, \quad (9)$$

где M, M^A, K — глобальные симметричная и асимметричная матрицы масс и матрица жесткости; U_B, R_2, U_{2B} — глобальные векторы трехмерных перемещений, двумерных радиусов и перемещений узлов.

Уравнения (6) и (9) отличаются присутствием в правой части (9) растягивающей нагрузки от центробежных сил (ЦБС) «в большом», зависящей от вектора R_2 и характерной только для 3D модели ротора. Интегрально ужесточение ($\Omega_k > \Omega_{k0}$) ротора при вращении можно объяснить действием момента силы $F = \Omega^2 M R_2$, подобного (но не аналогичного) действию гироскопического момента $M_G = \omega^2 \rho \lambda G^S U_B$ в уравнении (3).

Для дополнительной проверки численных результатов методики [10] автором было выполнено альтернативное моделирование 3D колебаний ротора. Методом КЭ решалась задача модального анализа ротора, предварительно нагруженного ЦБС:

$$\begin{aligned} K U + M \ddot{U} &= \Omega^2 M R_2; \\ U &= A e^{i\Omega_k t} \Rightarrow K U - \Omega_k^2 M U = \Omega^2 M R_2. \end{aligned} \quad (10)$$

Определение собственных частот из уравнения (10) было основано на модификации матрицы жесткости в соответствии с начальными дефо-

Частоты прецессий ротора

№	Частота прецессии, рад/с				
	Часть 1, [10]		Часть 2, автор		
	$\Omega = 0$	$\Omega = \Omega_k$	$\Omega = 0$	$\Omega_k (\Omega = \Omega_{k0})$	
		Прямая		Прямая	Обратная
k	Ω_{k0}	Ω_k	Ω_{k0}	Ω_k	$\Omega_{k \text{обр}}$
1	5,37	5,89	5,44	6,40	4,58
2	44,1	80,2	44,0	84,4	30,2
3	2707	2718	2744	2799	2706

рмациями конструкции, т. е. решалась задача о собственных значениях для уравнения

$$\left\{ \begin{aligned} [\mathbf{K} + \beta \mathbf{K}_\varepsilon] - \Omega_K^2 \mathbf{M} &= 0; \\ [\beta \mathbf{K}_\varepsilon] \mathbf{U}_K &= \Omega_K^2 \mathbf{M} \mathbf{R}_2 \end{aligned} \right. \quad (11)$$

где $\mathbf{K}_\varepsilon$ — матрица начальных деформаций при единичном значении параметра нагрузки β .

Нагрузкой в нашем случае выступают ЦБС в правой части уравнений (10).

Итерационно найденные из (11) частоты с высокой точностью совпали с частотами Ω_{K0} и Ω_K таблицы, часть 1, что подтвердило эквивалентность (11) уравнению для критических скоростей (8) работы [10].

Проведенный анализ позволяет сделать следующие выводы о реалистичности результатов, предложенной в [10], методики 3D моделирования роторов:

- уравнение (7) справедливо только для скоростей ротора $\Omega = \Omega_K$, т. е. при определении критических скоростей прямых прецессий ротора с относительными частотами $\lambda = +1, +2, \dots$;

- уравнение (7) получено без учета изменения ориентации вектора скорости собственного вращения при деформации ротора, поэтому изначально является приближенным, а повышение динамических частот ($\Omega_K > \Omega_{K0}$), под действием центробежных сил $\mathbf{F} = \Omega^2 \mathbf{M} \mathbf{R}_2$, лишь частично отражает гироскопические эффекты;

- предположение о неустойчивости ротора при $\Omega > \Omega_1$ не доказано и не следует из уравнения для критических скоростей (8) или эквивалентного ему (11). Нулевых и мнимых частот Ω_K (при которых возможна неустойчивость) уравнение (11) не содержит;

- потеря устойчивости уравновешенного ротора для $\Omega > \Omega_1$ возможна при ограничении степеней свободы конструкции, когда возмущения, вызывающие свободные колебания, происходят в плоскости, вращающейся со скоростью ротора; расчетная схема модели на рис. 9 таких ограничений не отражает.

Отметим также вырожденность инерционно-жесткостных характеристик ротора, выбранного для численной иллюстрации методики [10]. На это указывает оценка его прогиба под действием силы тяжести. Используя известное значение частоты первой собственной формы, для прогиба центра масс горизонтального ротора имеем

$$U_{\text{ЦМ}} \approx g/\Omega_{10}^2 \approx -9,8/(5,37)^2 = -0,34 \text{ м}, \quad (12)$$

где g — ускорение свободного падения.

Данному прогибу (на расстоянии от платформы 1,5 м) соответствуют наибольшие изгибные напряжения в заделке $\sigma \approx 2 \cdot 10^3$ МПа. Полученное значение напряжений значительно превышает

пределы прочности машиностроительных материалов.

В целом представляется, что в работе [10] приведен 3D расчет традиционных критических скоростей прямых прецессий ротора. Введение «новых» критических скоростей и указание на потерю устойчивости ротора при $\Omega > \Omega_1$ не обосновано. Противоречивость выводов носит методологический характер и следует из формальной трактовки инерционных сил в уравнениях ВСК, а также игнорирования в модели изменения направления скорости собственного вращения деформированного 3D ротора.

Заключение

Анализ постановки и решения задач роторной динамики для типичных конструкций РС ТК подтверждает, что корректные результаты получаются при использовании неподвижной (инерциальной) системы координат и редуцированной стержневой модели ротора.

Трехмерное описание динамического напряженно-деформированного состояния кругового и циклосимметричного ротора во вращающихся координатах в настоящее время строго не обосновано.

Применение вращающихся расчетных сеток возможно только для модального анализа роторных систем указанного типа.

Для создания полностью трехмерной РД необходимо разрешение фундаментальных проблем механики упругих сред в части пространственного (по Эйлеру) и материального (по Лагранжу) описания высокочастотных прецессионных движений, соответственно, в неподвижной и вращающейся СК.

Изложенное подтверждается анализом структуры КЭ уравнений 2–3D моделей роторов во вращающейся системе координат, а также известными реализациями метода КЭ в программных комплексах по роторной динамике [2].

Литература

2. ANSYS Mechanical APDL Rotordynamic Analysis Guide, ANSYS, Inc., Release 15.0, 2013, 86 с., <http://www.ansys.com>
3. Жилин П.А. Рациональная механика сплошных сред: учебное пособие. — СПб: Изд-во СПбГПУ, 2012, 584 с.
4. Подольский М.Е. О методе Эйлера в применении к кинематике и динамике твердого тела, Теория механизмов и машин, 2013, № 2. Т. 11. — С. 38–45. <http://tmm.spbstu.ru>
5. Пальмов В.А. Фундаментальные законы природы в нелинейной термомеханике деформируемых тел, учебное пособие. — СПб: Изд-во СПбГПУ, 2008, 143 с.
6. Ишлинский А.Ю. Классическая механика и силы инерции. — М.: Наука, 1987, 320 с.
7. Николаш Е.Л. Теория гироскопов, Л.; М.: ОГИЗ, 1948, 171 с.
8. Nelson, H.D., and McVaugh, J.M. The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements, ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol. 98, № 2, May 1976. P. 593–600.
9. Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения. — М.: Наука, 1987, 304 с.
10. Елисеев В.В., Орлов С.Г. О критических скоростях массивных упругих роторов. Теория Механизмов и Машин, 2005, № 1. Т. 3. С. 40–43, <http://tmm.spbstu.ru>

ОБ ОСОБЕННОСТЯХ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ НА БЕНЗИНАХ С ВЫСОКИМ СОДЕРЖАНИЕМ КИСЛОРОДОСОДЕРЖАЩИХ КОМПОНЕНТ

*А.Ю. Шабанов, к.т.н., профессор, Ю.В. Галышев, д.т.н., зав. кафедрой,
А.Б. Зайцев, к.т.н., доцент, С.В. Буторов, соискатель
ФГАОУ ВО СПбПУ, Санкт-Петербург*

Представлены результаты лабораторных исследований товарных бензинов и моторно-стендовых испытаний бензинового двигателя при его работе на топливе с различным содержанием кислородосодержащих добавок. Рассмотрены факторы влияния углеводородного и оксигенатного состава бензина на технико-экономические и экологические показатели бензинового двигателя. Определен оптимальный диапазон содержания в бензине кислорода по параметрам мощности, экономичности и токсичности отработавших газов современного двигателя с непосредственным впрыском бензина.

Современные требования к качеству автомобильных бензинов устанавливаются Техническим регламентом Таможенного союза 013/2011. Согласно этим требованиям (Приложение 2 к ТР ТС 013/2011) в составе бензинов, разрешенных к реализации на территории Российской Федерации, запрещено использовать металлосодержащие антидетонаторы на базе свинца, железа и марганца, высокооктановые добавки типа монометиланилина, ограничено содержание бензола. В этих условиях одним из легальных способов получения товарных автомобильных бензинов является применение высокооктановых компонент на базе комбинаций спиртов и эфиров. Однако их использование также ограничено Техническим регламентом, устанавливающим требования по предельным концентрациям отдельных компонент: метанол — запрещен; этанол — не более 5 %; изопропанол — не более 10 %; третбутанол — не более 7 % и т. д. Все высокооктановые компоненты этих видов являются кислородосодержащими. Поэтому, помимо ограничений по их концентрации, накладывается ограничение по суммарному массовому содержанию связанного кислорода в топливе (не более 2,7 % по массе) [1, 2].

Как показывает практика эксплуатации автомобильного транспорта с бензиновыми двигателями, содержание кислорода в топливе су-



щественно влияет на качество его сгорания в цилиндрах и, следовательно, меняет мощностные, экономические и экологические показатели силовой установки транспортного средства [4, 7, 6, 13–15].

В настоящей статье выполнен анализ степени влияния количества кислородосодержащих компонент (оксигенатов) в топливе на показатели работы автомобильного двигателя. Анализ базируется на интегральной оценке большого массива экспериментальных данных, полученных при проведении моторных стендовых испытаний двигателей различного типа.

Определение углеводородного и оксигенатного состава бензинов, реализуемых в настоящее время на топливном рынке Северо-Западного федерального округа, показывает, что по бензинам видов АИ-92-К5 и АИ-95-К5 содержание кислорода в топливе изменяется от 0,0 до 12,5 % по массе при изменении содержания ароматических углеводородов от 14 до 35 % по объему [9, 10, 14, 15]. Очевидно, что максимальные показатели по содержанию кислорода далеко выходят за разрешенные требованиями ТР ТС 013/2011, однако такие топлива до сих пор занимают на рынке достаточно значимую нишу, особенно в зоне низшего ценового диапазона. Из рас-

смотрения такие топлива не исключались в целях расширения диапазона варьирования исследуемого параметра (т. е. содержания кислорода в топливе), хотя основная масса товарных высокооктановых бензинов содержит кислород в диапазоне 0,0–2,3 %.

В проведенном исследовании в качестве базового принято топливо вида АИ-95-К5, не содержащее оксигенатов с долей ароматических углеводородов 34,1 об.%. Так как кислородосодержащие компоненты в базовом бензине отсутствовали, массовая доля связанного кислорода здесь равнялась нулю. Опытные образцы топлива с кислородосодержащими компонентами получались путем добавления к базовому бензину соответствующих объемов метилтретбутилового эфира (МТБЭ) и спиртов. Кроме того, в испытании был включен образец товарного бензина с экстремально высоким содержанием оксигенатов, не соответствующим требованиям ТР ТС (образец № 6).

Кислородосодержащие компоненты бензина оказывают влияние на эксплуатационные показатели двигателя за счет влияния на процесс сгорания по нескольким направлениям.

Во-первых, высокое содержание кислорода существенно снижает теплотворную способность топлива, уменьшая тем самым количество теплоты, выделяющейся в цилиндре при сгорании фиксированной цикловой подачи топлива (таблица), что существенно влияет на показатели мощности и удельного расхода топлива ДВС. Так, увеличение содержания кислорода в топливе до 2,5 % снижает низшую теплотворную способность сравнительно немного (на 1,8 %), что приводит к уменьшению мощности двигателя в среднем на 2,3 %. Но при увеличении содержания кислорода до 11 % теплотворная способность снижается существенно — до 12 % относительно базового топлива, вследствие чего заметно ухудшились показатели мощности двигателя (рис. 1). При этом наблюдается монотонное падение эффективной мощности двигателя по мере роста содержания кислорода в топливе.

Увеличение удельного расхода топлива, особенно при работе двигателя по внешней скоростной характеристике, не столь заметно. Наблюдается наличие оптимума содержания кислорода в бензине, при котором достигается максимальная топливная экономичность двигателя. Это объясняется тем, что кислород, находящийся в топливе, дополнительно обедняя топливовоздушную смесь, повышает полноту сгорания. Однако это не может полностью компенсировать снижение количества выделяемого в процессе сгорания тепла из-за уменьшения теплотворной способности топлива (рис. 2). Для исполь-

Состав и физико-химические параметры испытанных образцов бензинов

№	Показатель	Образец бензина					
		1	2	3	4	5	6
1	Содержание МТБЭ	0,0	1,50	3,20	6,60	13,30	0,80
2	Содержание спиртов	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	20,0
Расчетные физико-химические показатели							
3	Объемное содержание углеводородов:						
	— алкановых	59,71	59,65	59,58	59,38	59,08	44,80
	— ароматических	34,75	33,99	33,12	29,94	22,87	16,45
	— нафтеновых	3,69	3,67	3,67	3,66	3,65	10,98
	— непредельных	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	2,78
4	Объемное содержание оксигенатов, %	0,0	1,50	3,20	6,60	13,30	24,98
5	Массовая доля кислорода, %	0,0	0,28	0,60	1,21	2,46	11,23
6	Низшая теплотворная способность, МДж/кг	43,47	43,36	43,24	43,06	42,72	38,59
7	Стехиометрическое соотношение, кг воздуха/кг топлива	14,81	14,77	14,73	14,67	14,54	13,07
8	Мольное стехиометрическое соотношение, кмоль воздуха/кг топлива	0,511	0,510	0,508	0,506	0,502	0,451
9	Средняя молярная масса топлива, кг/кмоль	93,13	93,03	92,90	92,48	91,06	81,66

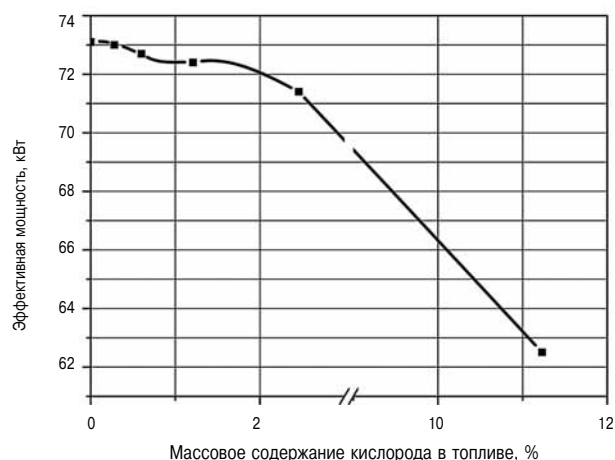


Рис. 1. Зависимость эффективной мощности двигателя от массового содержания кислорода в топливе

зованного в исследовании базового бензина оптимальное содержание МТБЭ составило около 4 об.%. Однако эта величина существенно зависит от фракционного состава базового топлива и поэтому должна определяться индивидуально для каждого вида базового бензина.

Второй фактор влияния кислорода в топливе на показатели двигателя — изменение действительного стехиометрического числа топлива (таблица). Высокое содержание оксигенатов в зоне

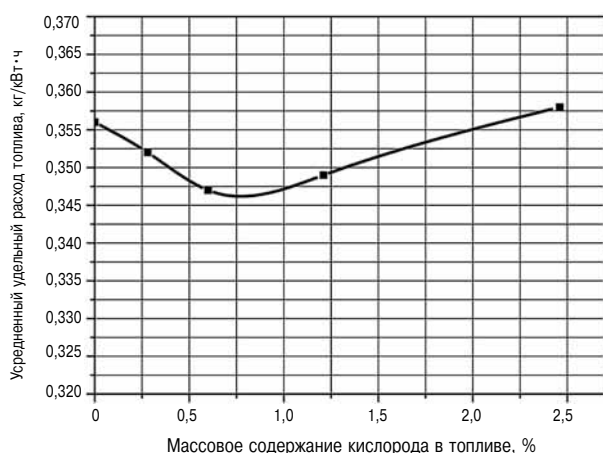


Рис. 2. Зависимость удельного расхода топлива, усредненного за цикл испытаний, от массового содержания кислорода в топливе

работы двигателя на высоких нагрузках, при которых отключается обратная связь по остаточному кислороду, заметно повышает величину коэффициента избытка воздуха топливо-воздушной смеси (рис. 3). На малых и средних нагрузках, в зоне работы обратной связи, высокое содержание кислорода приводит к неустойчивой работе датчика остаточного кислорода, что в силу специфического «триггерного» режима работы этого датчика также приводит к некоторому обеднению топливо-воздушной смеси (рис. 4). Неустойчивый сигнал датчика приводит к постоянной корректировке цикловой подачи топлива, что приводит к неустойчивой работе двигателя. Как следствие — наблюдается определенное увеличение расхода топлива и рост содержания остаточных углеводородов СН в отработавших газах двигателя при заметном снижении выхода оксидов углерода СО. Крайне негативным фактором, сопровождающим неустойчивую работу двигателя, является существенный рост темпа загрязнения катализатора системы очистки отработавших газов, что способствует снижению срока его службы и преждевременному выходу из строя.

Третий фактор влияния содержания кислорода в топливе — это изменение скорости горения топливо-воздушной смеси. Для анализа значимости данного фактора произведен расчет условной продолжительности сгорания с использованием методик, изложенных в [5, 6].

Результаты этой части исследования приведены на рис. 5, из которого видно, что при определенном содержании кислорода в бензине достигается минимальная продолжительность (следовательно — максимальная скорость) сгорания топливо-воздушной смеси. Для исследованного варианта базового топлива этот максимум соответствует содержанию кислорода в топливе в

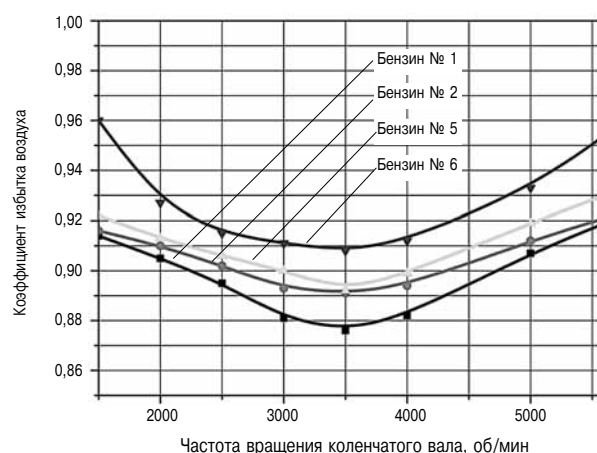


Рис. 3. Изменение коэффициента избытка воздуха топливо-воздушной смеси при работе двигателя по внешней скоростной характеристике на бензинах с различным содержанием кислорода

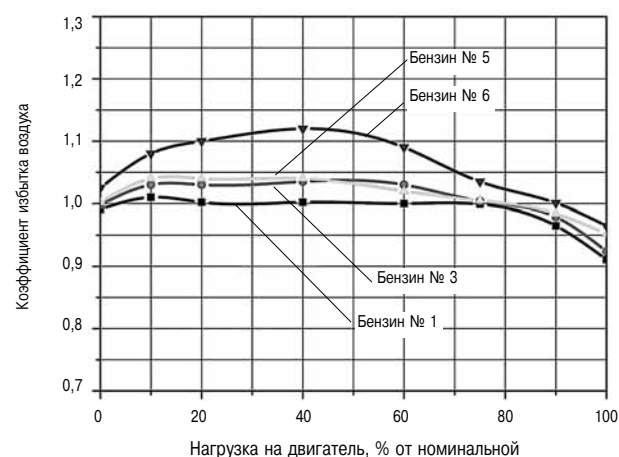


Рис. 4. Изменение коэффициента избытка воздуха топливо-воздушной смеси при работе двигателя по нагрузочной характеристике на бензинах с различным содержанием кислорода

диапазоне 0,3–0,6 %масс. и зависит от режима работы. Можно предположить, что подобная зависимость определяется необходимостью достижения компромисса между увеличением концентрации активных центров окислителя, обеспечиваемой дополнительным кислородом, с одной стороны; и общим снижением скорости сгорания топлива, сопутствующим росту его детонационной стойкости (октанового числа) при добавлении высокооктановой компоненты. Очевидно, что величина оптимальной концентрации кислородосодержащих компонент в топливе зависит от углеводородного состава исходного бензина и должны определяться индивидуально для каждого из них.

Четвертый фактор влияния содержания кислорода на показатели двигателя связан с увеличением плотности топлива при вводе в него некоторых кислородосодержащих компонент.

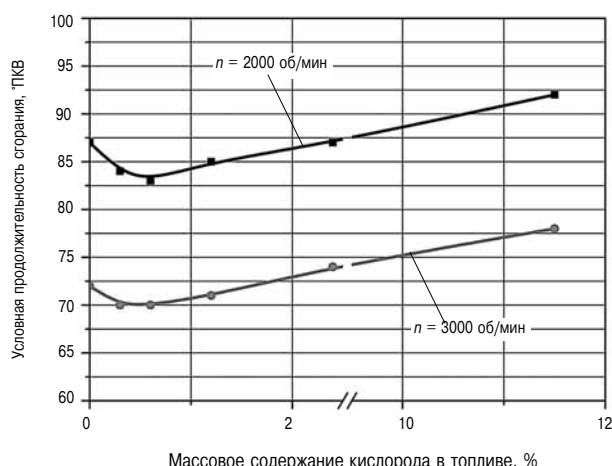


Рис. 5. Зависимость условной продолжительности сгорания от содержания кислорода в топливе

Так, при вводе в базовый бензин с плотностью 732 кг/м³ при 15 °С 15-ти % по объему спиртов плотность смеси возрастает до 741 кг/м³. При дозировании цикловой подачи, осуществляемой изменением времени открытия форсунок системы впрыскивания топлива, рост плотности топлива приводит к некоторому увеличению массы бензина, подаваемой в каждом цикле работы двигателя по сравнению с базовым топливом. Это также частично компенсирует снижение теплотворной способности топливо-воздушной смеси, однако приводит к увеличению расхода топлива.

Таким образом, проведенным исследованием показано, что даже при изменении кислородосодержания в автомобильном бензине в разрешенном требованиями ТР ТС 013/2011 диапазоне наблюдается существенное различие в моторных показателях товарного топлива. Это различие определяется многофакторным влиянием связанного кислорода топлива на физико-химические показатели, состав смеси, скорость и полноту сгорания топлива, а также работу системы управления двигателем. При этом одни факторы вызывают улучшение технико-экономических и экологических показателей двигателя, другие — их ухудшение. Это предполагает наличие определенного оптимального оксигенатного состава топлива, обеспечивающего максимальную эффективность его использования. Однако конкретное значение этого максимума будет зависеть не только от группового состава бензина, но и от преобладающих режимов эксплуатации двигателя.

Поэтому задача оптимизации состава и количества вводимых кислородосодержащих компонент должна решаться индивидуально, с учетом всех рассмотренных факторов.

Литература

1. Борзаев Б.Х., Карпов С.А., Капустин В.М. Многофункциональные добавки к автомобильным бензинам // Химия и технология топлив и масел. — 2007. — № 2. — С. 18–20.
2. Данилов А.М., Емельянов В.Е. Метанол в бензине // Газохимия. — 2009. — № 5. — С. 20–23.
3. Данилов А.М., Емельянов В.Е. О безопасности автомобильных бензинов // Нефтепереработка и нефтехимия. Научно-технические достижения и передовой опыт. — 2015. — № 4. — С. 17–19.
4. Емельянов В.Е. Влияние качества бензинов на токсичность отработавших газов автомобиля (по материалам зарубежных публикаций) // Защита окружающей среды в нефтегазовом комплексе. — 2006. — № 1. — С. 20–22.
5. Петриченко Р.М., Батуринов С.А., Шабанов А.Ю. и др. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ: учеб. пособие. — Л.: Машиностроение, 1990. 328 с.
6. Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в ДВС // Л.: Изд-во ЛГУ, 1983., 268 с.
7. Карпов С.А., Кунашев Л.Х., Царев А.В. и др. Применение алифатических спиртов в качестве экологически чистых добавок в автомобильные бензины // Электронный научный журнал Нефтегазовое дело. — 2006. — № 2. — С. 48–60.
8. Потанин Д.А., Ершов М.А., Емельянов В.Е. и др. Опыт и перспективы использования метанола при производстве автомобильных бензинов // Нефтепереработка и нефтехимия. Научно-технические достижения и передовой опыт. — 2015. — № 10. — С. 3–5.
9. Топин А.В. Методика комплексной оценки эффективности современных автомобильных бензинов // Мир нефтепродуктов. Вестник нефтяных компаний. — 2013. — № 11. — С. 35–42.
10. Kak, A., Kumar, N., Singh, B., Singh, S. et al. Comparative Study of Emissions and Performance of Hydrogen Boosted SI Engine Powered by Gasoline Methanol Blend and Gasoline Ethanol Blend. SAE Technical Paper 2015-01-1677, 2015, doi:10.4271/2015-01-1677.
11. Rockstroh, T., Floweday, G., Wilken, C. Options for Use of GTL Naphtha as a Blending Component in Oxygenated Gasoline. SAE Int. J. Fuels Lubr. 9(1):191-202, 2016, doi:10.4271/2016-01-0879.

ВЛИЯНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ НА КОРРОЗИОННУЮ СТОЙКОСТЬ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Д.А. Иванов, к.т.н., доц.,

Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации

О.Н. Засухин, зав. лаб.

Балтийский государственный технический университет ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова

А.А. Колосков, аспирант

Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации

Представлены результаты исследования влияния обработки пульсирующим дозвуковым газовым потоком на коррозионную стойкость конструкционных металлических материалов, используемых для изготовления деталей двигателей, работающих в агрессивных средах. Показано, что образцы, подвергнутые обработке после пребывания в водном растворе HCl теряют массу медленнее, чем необработанные образцы. Установлено, что эффект повышения коррозионной стойкости возникает вследствие устранения дефектов кристаллического строения под действием механических волн, вызванных пульсациями воздушного потока, натекающего на образец. Как показывают результаты исследования, чем продолжительнее воздействие агрессивной среды, тем в большей степени проявляется положительное воздействие газоимпульсной обработки на коррозионную стойкость. По мере распространения коррозии в глубинные слои образца, различие в скорости потери массы у обработанных и необработанных образцов сохранялось, что свидетельствует об объемном характере эффекта повышения коррозионной стойкости.



металла, что способствует интенсификации дальнейшего корродирования.

Коррозионная стойкость деталей может быть повышена не только использованием покрытий, протекторов или введением дорогостоящих легирующих добавок, но и механической обработкой.

Для повышения коррозионной стойкости металлических конструкционных материалов применяются различные методы механической обработки. Известно, что снижение растягивающих напряжений, например, в результате обкатки роликом может приводить к повышению коррозионной стойкости металлических деталей. Схожие результаты повышения коррозионной стойкости дает и дробеструйная обработка, причем вне зависимости от величины и знака исходных остаточных напряжений.

Были проведены исследования влияния обработки пульсирующим дозвуковым газовым потоком (газоимпульсной обработки) на коррозионную стойкость деталей из углеродистых и легированных конструкционных сталей, работающих в агрессивных средах. Ранее этот вид обработки показал высокую эффективность при повышении механических свойств металлических материалов [1–10].

Образцы из стали 40 предварительно закачивали в воде с температуры 850 °С, после чего часть образцов подвергалась отпуску при температуре 200 °С. Другая часть образцов была обработана в течение 15 минут пульсирующим дозвуковым

Металлические детали машин, в том числе авиационных двигателей, такие как валы, бандажные полки, клапаны, крепеж и другие детали подвергаются коррозии, особенно при взаимодействии с агрессивными средами. При этом очаги коррозии не всегда удается своевременно выявить неразрушающими методами контроля при техническом обслуживании, поэтому актуальной является задача повышения их коррозионной стойкости.

Коррозия сопровождается потерей массы детали, ведущей к уменьшению ее прочности, а также повышению риска пластического деформирования и разрушения в процессе передачи усилия. При этом снижается чистота поверхности

Таблица 1

Изменение массы образцов из стали 40
в ходе коррозионных испытаний
в 4 %-ном водном растворе HCl

Обработка	Масса, г				
	Исходная масса	5 сут	10 сут	15 сут	20 сут
Закалка + низкий отпуск	26,12	25,02	24,77	24,12	23,5
Закалка + газоимпульсная обработка	26,46	25,61	25,4	24,95	24,57

Таблица 2

Потеря массы образцов из стали 40 в ходе
коррозионных испытаний

Обработка	Потеря массы, г			
	5 сут	10 сут	15 сут	20 сут
Закалка + низкий отпуск	1,1	0,25 (1,35)	0,65 (2,00)	0,62 (2,62)
Закалка + газоимпульсная обработка	0,85	0,21 (1,06)	0,45 (1,51)	0,38 (1,89)

В скобках указана суммарная потеря массы за данный промежуток времени.

воздушным потоком, обладающим частотой порядка 1130 Гц.

Испытания на коррозионную стойкость осуществлялись погружением образцов в 4 %-ный водный раствор HCl на 20 суток с промежуточным контролем изменения массы через 5 суток (табл. 1), сопровождающимся обновлением раствора.

В табл. 2 приведены результаты измерения потери массы образцов из стали 40 за 0–5, 5–10, 10–15, 15–20 сутки коррозионных испытаний.

Относительная потеря массы образцов после газоимпульсной обработки за 20 суток составила 7,14 %, а при закалке с последующим низким отпуском — 10,03 %.

Потеря массы на единицу площади за 20 суток рассчитывалась по формуле

$$\Delta m = (m_0 - m_1)/S,$$

где m_0 — масса до испытания, кг; m_1 — масса после испытания, кг; S — площадь поверхности, м²; $\Delta m = 1,078$ кг/м² при закалке с обдувом и 1,495 кг/м² — при закалке с низким отпуском.

Скорость коррозии V_K составила 0,0539 кг/м²·сут после газоимпульсной обработки и 0,0748 кг/м²·сут в случае закалки с последующим низким отпуском.

Положительное влияние газоимпульсной обработки на коррозионную стойкость образцов из стали 40 показано на рис. 1.

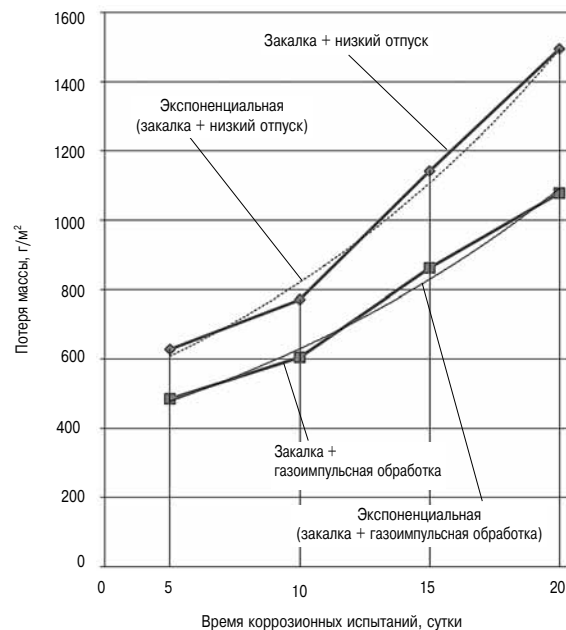


Рис. 1. Влияние газоимпульсной обработки на потерю массы образцов из стали 40 при коррозионных испытаниях

Повышение коррозионной стойкости связано с более значительной, чем при стандартном отпускном нагреве, релаксацией растягивающих остаточных напряжений на поверхности изделий в результате обдува пульсирующим газовым потоком, а также меньшим количеством продуктов распада мартенсита (прежде всего вторичных карбидов).

Потеря твердости закаленной стали 40 после обдува низкочастотным воздушным потоком составила менее 2 единиц HRC в сравнении с образцом после отпуска при температуре 200 °С — более 2 единиц HRC.

Можно сделать вывод, что газоимпульсная обработка оказывает положительное влияние на механические свойства, надежность и долговечность термоупрочненных изделий из конструкционных среднеуглеродистых сталей.

В дальнейшем было проведено исследование воздействия газоимпульсной обработки на коррозионную стойкость легированных конструкционных сталей.

Среднеуглеродистые легированные конструкционные стали, такие как сталь 40X в высокопрочном состоянии чувствительны к коррозии под действием напряжений.

Для оценки влияния газоимпульсной обработки на коррозионную стойкость конструкционных легированных сталей в высокопрочном состоянии образцы из стали 40X закаливали в воде с температуры 860 °С, после чего часть образцов подвергалась отпуску при температуре 200 °С, в то время как остальные образцы были обработаны в течение 15 минут пульсирующим дозвуковым

Таблица 3

**Изменение массы образцов из стали 40Х
в ходе коррозионных испытаний
в 4 %-ном водном растворе НСl**

Обработка	Масса, г				
	Исходная масса	5 сут	10 сут	15 сут	20 сут
Закалка + низкий отпуск	17,67	17,61	17,43	17,09	17,05
Закалка + газои́мпульсная обработка	17,76	17,72	17,57	17,28	17,27

воздушным потоком частотой порядка 1130 Гц и звуковым давлением до 120 дБ. Испытания на коррозионную стойкость осуществлялись путем погружения образцов в 4 %-ный водный раствор НСl на 20 суток с промежуточным контролем изменения массы через 5 суток, сопровождающимся обновлением раствора.

В табл. 3 приведены результаты измерения потери массы образцов из стали 40Х за 0–5, 5–10, 10–15, 15–20 сутки коррозионных испытаний.

Относительная потеря массы образцов за 20 суток составила 2,8 % после газои́мпульсной обработки и 3,5 % после закалки с последующим низким отпуском.

Потеря массы на единицу площади за 20 суток составила: $\Delta m = 0,2 \text{ кг/м}^2$ в случае закалки с последующей газои́мпульсной обработкой и $0,26 \text{ кг/м}^2$ при закалке с низким отпуском.

Скорость коррозии V_k составила $0,01 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сут}$ в случае газои́мпульсной обработки и $0,013 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сут}$ в случае закалки с последующим низким отпуском.

Потеря массы за время коррозионных испытаний образцов из стали 40Х с 5-х по 20 сутки приведена на гистограмме (рис. 2).

Среднее значение твердости при закалке с последующей газои́мпульсной обработкой составило 51 HRC, а с последующим низким отпуском — 50 HRC.

Повышение коррозионной стойкости стали 40Х связано с тем, что газои́мпульсная обработка более эффективно по сравнению с низким отпуском устраняет нежелательные растягивающие остаточные напряжения, образующиеся в результате закалки на поверхности стальных изделий, а также с их более однородной структурой, благодаря меньшему выделению карбидной фазы.

Таким образом, замена низкого отпуска газои́мпульсной обработкой делает технологический процесс достижения легированными конструкционными сталями высокопрочного состояния более экономичным. При этом сохраняются высокие значения показателей твердости и проч-

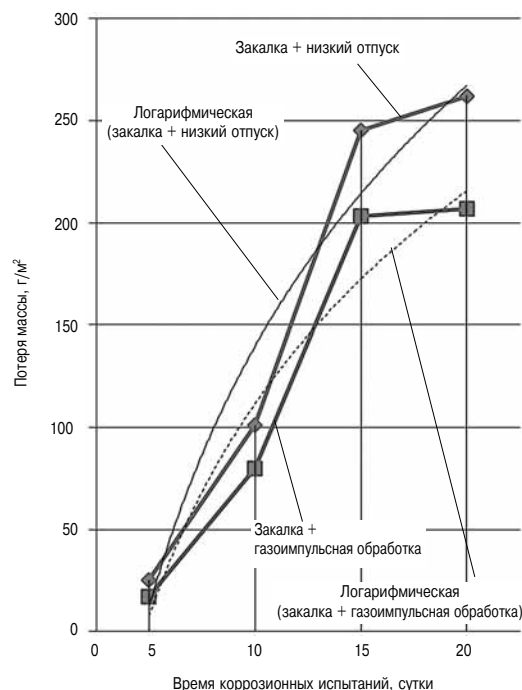


**Рис. 2. Влияние газои́мпульсной обработки
на потерю массы образцов из стали 40Х
при коррозионных испытаниях**

ности, обеспечивается достаточная надежность при повышении коррозионной стойкости.

Также исследовалось влияние газои́мпульсной обработки на коррозионную стойкость легированной конструкционной стали 12ХН, применяемой для изготовления зубчатых колес, пальцев и других ответственных деталей бытовых машин, работающих в условиях ударных и знакопеременных нагрузок, в состоянии поставки.

Образцы из стали 12ХН цилиндрической формы диаметром $d_0 = 16 \text{ мм}$ и высотой $h_0 = 19,6 \text{ мм}$ были обработаны в течение 12 минут пульсирующим дозвуковым воздушным потоком, обладающим частотой порядка 2100 Гц и звуковым давлением до 140 дБ.

Испытания на коррозионную стойкость осуществлялись погружением образцов в 4 %-ный водный раствор НСl на 15 суток с промежуточным контролем изменения массы.

У образцов, подвергнутых газои́мпульсной обработке, в результате пребывания в 4 %-ном водном растворе НСl продолжительностью 15 суток потеря массы на 24 % меньше, чем у необработанных образцов (табл. 4, рис. 3), что может быть объяснено релаксацией остаточных микронапряжений, присутствовавших в холоднокатаном прутке под действием механических волн, вызванных пульсациями воздушного потока, натекающего на образец, и свидетельствует об эффективности применения пульсирующего дозвукового газового потока для повышения кор-

Таблица 4

Потеря массы образцов из стали 12ХН в состоянии поставки и подвергнутых газоимпульсной обработке за время коррозионных испытаний в 4%-ном водном растворе HCl

Обработка	Потеря массы, г		
	0	7 сут	15 сут
Состояние поставки	31,03	30,86 (0,17)	30,16 (0,70)
Газоимпульсная обработка 12 мин	30,9	30,77 (0,13)	30,24 (0,33)

В скобках указана потеря массы в сравнении с непосредственно предыдущей

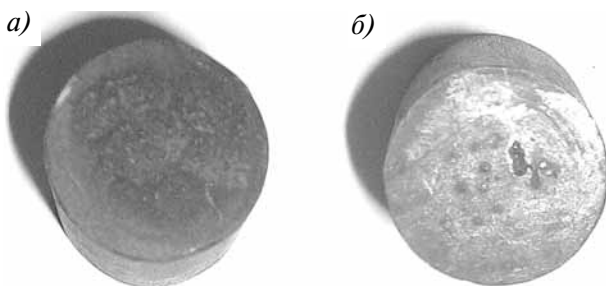


Рис. 3. Образцы из стали 12ХН после пребывания в 4%-м водном растворе HCl продолжительностью 15 суток: а — состояние поставки; б — газоимпульсная обработка

розионной стойкости легированных конструкционных сталей.

Как показывают результаты исследования, чем продолжительнее воздействие агрессивной среды, тем в большей степени проявляется положительное воздействие газоимпульсной обработки на коррозионную стойкость. По мере распространения коррозии в глубинные слои, различие в потере массы во времени у обработанных и необработанных образцов не становилось меньше, что свидетельствует об объемном характере достигнутого эффекта повышения коррозионной стойкости.

В отличие от чистого алюминия, многие алюминиевые сплавы не отличаются высокой коррозионной стойкостью. Латунь при содержании цинка, превышающем 20 %, склонна к коррозионному растрескиванию в наклепанном состоянии. Поэтому задача повышения устойчивости данных сплавов к коррозии остается актуальной.

Пластины из алюминиевого сплава АМг6 подвергали газоимпульсной обработке при частоте колебаний параметров потока 900 Гц и импульсном воздушном давлении 130 дБ. Обдув осуществлялся в течение 15 мин.

Коррозионные испытания проводились в 40 %-ном водном растворе HCl.

Относительная потеря массы образцов за 5 суток составила 12,8 % в случае газоимпульсной обработки и 64 % — без обработки (рис. 4).

Потеря массы на единицу площади за 5 суток составила $\Delta m = 297,3$ кг/м² в случае газоимпульсной обработки и 1405,4 кг/м² — без обработки.

Скорость коррозии V_k составила 59,5 кг/м²·сут в случае газоимпульсной обработки и 281 кг/м²·сут — без обработки (табл. 5).

При тех же режимах проводилась газоимпульсная обработка пластин из латуни Л68. Коррозионные испытания проводились в 20 % водном растворе HCl.

Относительная потеря массы образцов за 20 суток составила 0,8 % при газоимпульсной обработке и 3 % — без обработки.

Потеря массы на единицу площади за 20 суток составила $\Delta m = 0,08$ кг/м² в случае газоимпульсной обработки и 0,02 кг/м² — без обработки. Скорость коррозии V_k составила 0,001 кг/м²·сут в случае газоимпульсной обработки и 0,004 кг/м²·сут — без обработки (табл. 6).

Таким образом, в результате проведения исследования получен положительный технологический результат, а именно: повышена коррозионная стойкость изделий из конструкционных сталей и цветных сплавов на значительную глубину.

Таблица 5

Влияние газоимпульсной обработки на коррозионную стойкость алюминиевого сплава АМг6

Обработка	Относительная потеря массы, %	Потеря массы на единицу площади, кг/м ²	Скорость коррозии, кг/м ² ·сут
Без газоимпульсной обработки	64	1405,4	281
Газоимпульсная обработка 15 мин	12,8	297,3	59,5

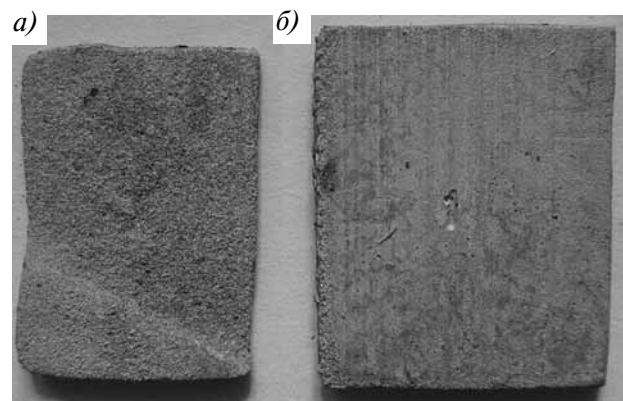


Рис. 4. Образцы из АМг6 после 5 суток выдержки в 40 %-ном водном растворе HCl: а — без обработки; б — газоимпульсная обработка

Таблица 6

**Влияние газоимпульсной обработки
на коррозионную стойкость латуни Л68**

Обработка	Относительная потеря массы, %	Потеря массы на единицу площади, кг/м ²	Скорость коррозии, кг/м ² ·сут
Без газоимпульсной обработки	3	0,08	0,004
Газоимпульсная обработка 15 мин	0,8	0,02	0,001

а)



б)



Рис. 5. Хромированная трубка из латуни Л70 после воздействия агрессивной среды:

а — без обработки; б — газоимпульсная обработка

Химико-термическая обработка, в частности хромирование, может быть эффективным способом защиты поверхности изделий от коррозии. Вместе с тем актуальна задача повышения стойкости к агрессивным средам самого коррозионно-стойкого покрытия. При решении данной задачи хромированную трубку из латуни Л70 наружным диаметром 6 мм и толщиной стенки 0,4 мм подвергали в течение 15 мин газоимпульсной обработке при частоте колебаний параметров потока 900 Гц и импульсном воздушном давлении 130 дБ.

Коррозионные испытания проводились в 20 %-ном водном растворе HCl. В ходе данных испытаний обработанный и контрольный образцы выдерживали в агрессивной среде одинаковый промежуток времени.

Результаты, представленные на фотографии (рис. 5), демонстрируют более высокую устойчивость хромированного слоя к воздействию агрессивной среды после газоимпульсной обработки.

Таким образом, газоимпульсная обработка способствует повышению коррозионной стойкости изделий из конструкционных сталей и цветных сплавов, положительно влияет на механические и эксплуатационные свойства металлических деталей машин [1–10].

Литература

1. Иванов Д.А. Повышение конструктивной прочности материалов за счет воздействия пульсирующих дозвуковых низкочастотных газовых потоков: монография. — СПб.: Изд-во СПбГУСЭ, 2008. — 123 с.
2. Иванов Д.А. Повышение конструктивной прочности металлических материалов путем их обработки нестационарными газовыми потоками без предварительного нагрева // Техничко-технологические проблемы сервиса. — 2011. — № 4. — С. 24–29.
3. Иванов Д.А., Засухин О.Н. Использование газоимпульсной обработки в процессе термического упрочнения деталей бытовых машин // Техничко-технологические проблемы сервиса. — 2012. — № 4. — С. 33–37.
4. Иванов Д.А., Засухин О.Н. Газоимпульсная обработка машиностроительных материалов без предварительного нагрева // Двигателестроение. — 2010. — № 2. — С. 20–22.
5. Иванов Д.А., Засухин О.Н. Повышение конструктивной прочности машиностроительных материалов в результате сочетания термической и газоимпульсной обработки // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 12–15.
6. Иванов Д.А., Засухин О.Н. Обработка пульсирующим газовым потоком высокопрочных и пружинных сталей // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 34–36.
7. Иванов Д.А., Засухин О.Н. Сочетание закалки сталей с обработкой пульсирующими газовыми потоками // Двигателестроение. — 2015. — № 4. — С. 34–36.
8. Булычев А.В., Иванов Д.А. Воздействие газоимпульсной обработки на структуру, свойства и напряженное состояние металлических изделий // Технология металлов. — 2013. — № 11. — С. 30–33.
9. Иванов Д.А., Засухин О.Н. Использование пульсирующего дозвукового газового потока для повышения эксплуатационных свойств металлических изделий // Технология металлов. — 2015. — № 1. — С. 34–38.
10. Иванов Д.А., Засухин О.Н. Обработка инструментальных сталей пульсирующими газовыми потоками // Технология металлов. — 2016. — № 9. — С. 39–43.

РАЗРАБОТКА И ИСПЫТАНИЯ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО УГОЛЬНОГО КОТЛОАГРЕГАТА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО КИПЯЩЕГО СЛОЯ С УСТРОЙСТВОМ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПУСКА

*А.В. Бондарев, к.т.н., ВА МТО, Санкт-Петербург
К.М. Маллаев, А.В. Смирнов д.т.н., ВИ(ИТ), Санкт-Петербург*

Выполнен анализ технического состояния котельных в муниципальных и ведомственных образованиях РФ. Дана краткая характеристика мероприятий по совершенствованию котлоагрегата высокотемпературного кипящего слоя КВП-1,74 ВТКС для сжигания твердого топлива в автоматическом режиме. Представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса пуска котла с автоматическим розжигом.

Системы теплоснабжения ведомственных и муниципальных образований Российской Федерации, включающие котельные установки, играют важную роль в обеспечении их жизнедеятельности.

Из общего числа котельных в системах теплоснабжения значительная часть приходится на низкоэффективные угольные котельные в диапазоне тепловых мощностей от 2 до 10 МВт.

Эти котельные преимущественно укомплектованы низкоэффективными котлами малой мощности устаревших конструкций с ручными слоевыми топками без какой-либо механизации и автоматизации технологических процессов, топливоподготовки, топливоподачи, горения, шлакозолоудаления, газоочистки.

Работа таких котельных характеризуется неудовлетворительными экономическими, экологическими и санитарно-гигиеническими показателями:

- низкими значениями КПД (40–50) % вследствие повышенных значений потерь теплоты от механической неполноты сгорания в слоевых топках;
- повышенным содержанием вредных выбросов в атмосферу (окислов серы, азота, золы и сажи) вследствие низкого качества организации горения угля в слоевых топках;
- тяжелым ручным трудом эксплуатационного персонала в условиях загазованных и запыленных помещений.

Техническое состояние котельных предопределяет необходимость проведения их комплексной

модернизации, включающей строительство и реконструкцию угольных котельных с применением новых энергоэффективных технологий и оборудования.

Одним из приоритетных направлений модернизации и технического перевооружения существующих угольных котельных в диапазоне мощностей от 1,5 до 9 Гкал/ч, является применение технологии сжигания угля в высокотемпературном «кипящем» слое (ВТКС).

В настоящее время на кафедре двигателей и тепловых установок Военного института (инженерно-технического) Военной Академии материально-технического обеспечения имени А.В. Хрулева (ВИ(ИТ) ВА МТО) накоплен значительный опыт разработки и промышленного изготовления высокоэффективных котлоагрегатов КВП-1,74-ВТКС, а также опыт проектирования, строительства и реконструкции угольных котельных с применением таких котлов. Котлоагрегаты КВП-1,74-ВТКС с высокотемпературным кипящим слоем с узкой наклонной подвижной колосниковой решеткой единичной мощностью 1,5 Гкал/ч (1,74 МВт) сертифицированы и могут серийно применяться к установке при строительстве и реконструкции угольных котельных [1, 2].

На рис. 1 приведен общий вид котла с топкой высокотемпературного кипящего слоя.

Данный котел работает следующим образом. Дутьевым вентилятором воздух в количестве примерно 50 % от общего расхода подается в дутьевые зоны первичного воздуха 4 под колосниковую решетку 3 через зазоры между колосниками для создания кипящего слоя и организации процесса горения твердого топлива. Остальная часть воздуха поступает в сопла вторичного дутья 7 для дожигания продуктов неполного сгорания (окислов углерода, серы, азота), в воздушный эжектор 9 для возврата легких фракций твердого топлива, унесенных из топки.

Топливо сгорает в кипящем слое в основном в нижней части колосниковой решетки (над первыми тремя дутьевыми зонами). Твердые очаговые остатки (шлак) оседают на решетке и

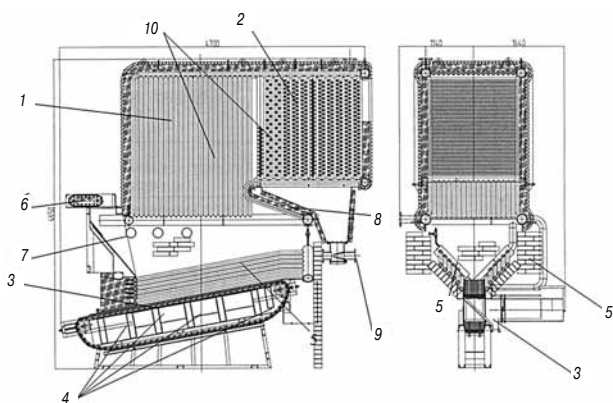


Рис. 1. Конструктивная схема котла ВТКС:

1, 2 — экранные и конвективные поверхности нагрева; 3 — механическое топочное устройство, выполненное в виде подвижной колосниковой решетки, наклонной к горизонту; 4 — дутьевые зоны первичного воздуха и удаления провала уноса; 5 — трубная панель охлаждения; 6 — пластичный питатель угля; 7 — коллекторы вторичного дутья; 8 — бункер возврата уноса; 9 — воздушный эжектор; 10 — перегородки конвективных поверхностей нагрева

затем удаляются в шлаковый канал. Газы вместе с мелкой фракцией топлива огибают поворотный экран 10. Несгоревшее топливо оседает в бункере возврата уноса 8 и воздушным эжектором 9 возвращается в топку на дожигание. Газы поступают в конвективный пучок труб 2 и, охлаждаясь в нем, поступают в систему газоочистки, а далее дымососом удаляются в дымовую трубу.

Для снижения потерь тепла с механическим недожогом и уменьшения концентрации твердых выбросов применяется система возврата уноса. Для этого котел оборудуется специальной поворотной камерой и расположенной под ней камерой осаждения уноса.

Поворотная камера выделена внутри топочного объема частично газоплотными задним экраном топки и поворотным экраном. Благодаря резкому развороту и снижению скорости дымовых газов происходит сепарация значительного количества грубых частиц уноса. Осажденный в камере унос направляется с помощью эжектора возврата уноса в зону активного горения, где не догоревший углерод уноса дожигается, а зола уноса переводится в шлак.

Применяемая в котле технология ВТКС позво-

ляет достичь высоких экономических, технологических и экологических показателей:

- эффективность выгорания топлива составляет 95–98 %;
- коэффициент полезного действия котлоагрегата достигает 80–83 %;
- минимальные значения выбросов оксида азота, золовых и сажистых веществ за счет внутритопочных методов их подавления (сопел вторичного дутья и системы возврата уноса);
- высокая надежность работы котла за счет гравитационной подачи топлива в топку и эффективного охлаждения колосниковой решетки;
- удобство монтажа за счет изготовления котлов крупными блоками.

Общий вид котла КВП-1,74-ВТКС и его отдельные блоки приведены на рис. 2.

Конструктивное решение данного котла защищено патентом RU38041 U1 [2] на полезную модель [3].

Применение технологии сжигания угля в высокотемпературном кипящем слое реализовано на двух пилотных объектах:

- экспериментальной механизированной угольной котельной (рис. 3) с котлами КВП-1,74 ВТКС (п. Горская, Ленинградской обл.);
- теплоэнергетическом учебно-исследовательском комплексе (рис 4) с котлами кипящего слоя, расположенном на полигоне ВИ(ИТ) в поселке Приветнинское, Ленинградской обл.

В ходе экспериментальных исследований котлов КВП-1.74-ВТКС на некоторых статических и переходных режимах были выявлены следующие недостатки, которые определили необходимость некоторых дополнительных конструктивных

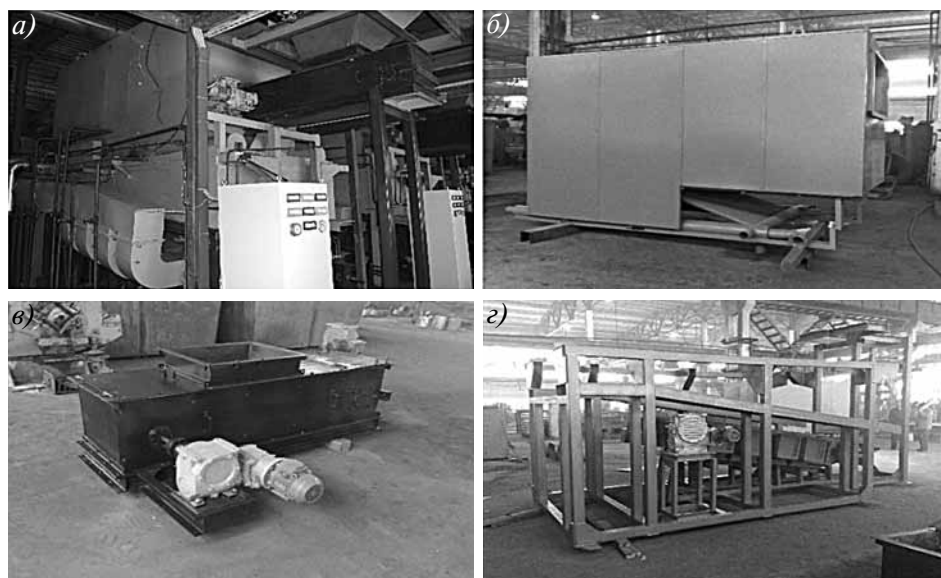


Рис. 2. Общий вид котла КВП-1,74-ВТКС и его отдельные блоки:

а — котлоагрегат КВП-1,74-ВТКС; б — трубная система в тепловой изоляции; в — питатель топлива с мотор-редуктором; г — рама котла с колосниковой решеткой



Рис. 3. Общий вид экспериментальной механизированной угольной котельной с котлами КВП-1.74-ВТКС (п. Горская, Ленинградской обл.)



Рис. 4. Общий вид теплоэнергетического комплекса с котлами кипящего слоя (п. Приветнинское, Ленинградской обл.)

доработок: неравномерность (порционность) подачи топлива скребковым питателем, увеличение температуры горения с последующим шлакованием колосниковой решетки, возникновение очагов кратерного горения из-за наклонной подачи первичного воздуха под колосниковую решетку, недостаточно эффективное снижение уноса мелких фракций топлива соплами вторичного воздуха круглого сечения.

Для устранения данных недостатков предложена усовершенствованная конструкция котла с топкой ВТКС [4] (рис. 5).

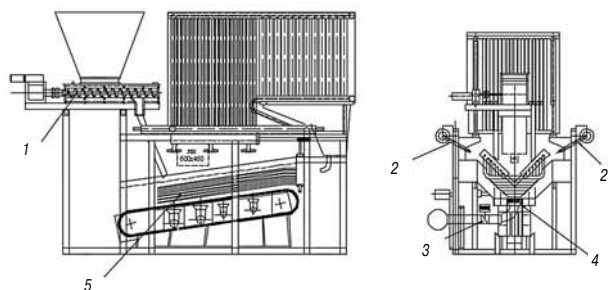


Рис. 5. Конструктивная схема модернизированного котла ВТКС:

1 — шнековый питатель; 2 — щелевые сопла вторичного дутья; 3 — патрубок рециркуляции дымовых газов; 4 — поворотный шибер круглого сечения; 5 — дополнительная секция трубной панели охлаждения

В данном решении применен шнековый питатель, щелевые сопла вторичного дутья, гнутый патрубок для вертикального подвода первичного воздуха, рециркуляция дымовых газов и др.

Управление работой котла ВТКС осуществляется оператором со щита автоматики в дистанционном режиме в соответствии с режимной картой. В этих щитах имеются органы частотного регулирования подачи топлива, разрежения, удаления шлака из топки котла, а также органы управления однооборотными механизмами для регулирования подачи первичного и вторичного воздуха. Однако ручное управление работой котла в переходных процессах сопряжено с перерасходом топлива. Для повышения экономичности работы котлов в переходных процессах на кафедре разработано комплектное устройство [5] управления топочными процессами на основе современного программируемого логического контроллера (рис. 6).

Данная схема позволяет осуществлять управление работой котла по всем каналам регулирования (расхода топлива и воздуха, разрежения, расхода шлака) с выводом на программируемый логический контроллер.

В настоящее время на всех промышленных и экспериментальных образцах котлов малой

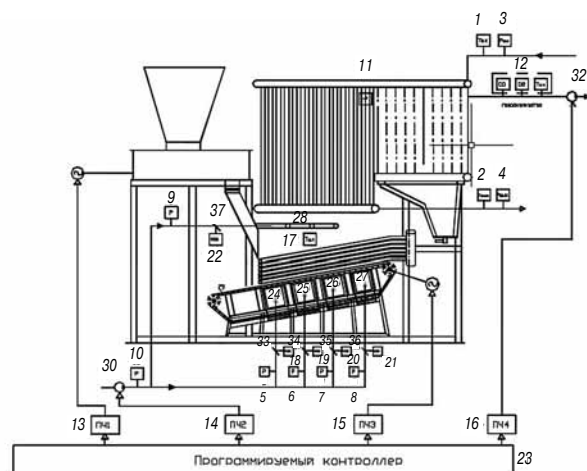


Рис. 6. Схема комплектного устройства управления топочными процессами котла ВТКС:

1–2 — датчики температуры обратной и прямой сетевой воды; 3–4 — датчики давления обратной и прямой сетевой воды; 5–8 — датчики давления позонного регулирования первичного воздуха; 9, 10 — датчики давления вторичного воздуха и общего воздуховода; 11 — датчик разрежения; 12 — газоанализатор; 13–16 — частотно-регулируемые приводы; 17 — датчики температуры кипящего слоя; 18–21 — исполнительные механизмы с электроприводом МЭО линии первичного дутья; 22 — исполнительный механизм МЭО линии вторичного дутья; 23 — программируемый логический контроллер; 24–27 — воздуховоды первичного дутья; 28 — сопла вторичного дутья; 29 — подвижная колосниковая решетка; 30 — вентилятор; 31 — питатель топлива; 32 — дымосос; 33–36 — шиберы позонного регулирования первичного воздуха; 37 — шибер регулирования вторичного дутья

мощности с топками ВТКС розжиг твердого топлива во время их пуска осуществляется ручным способом за счет воспламенения древесного топлива, помещенного заблаговременно в топку. Отсутствие технических решений не позволяет обеспечить пуск таких котлов в автоматическом режиме. Кроме того, процедура розжига твердого топлива дровами создает определенные неудобства обслуживающему персоналу и занимает довольно продолжительное время. В целях предупреждения травматизма повторный пуск котла, остановленного по тем или иным причинам, необходимо остудить перед загрузкой дров в топку котла для розжига твердого топлива.

Для устранения этого недостатка разработано техническое решение, позволяющее осуществить растопку котла в автоматическом режиме, на которое получено положительное решение о выдаче патента на полезную модель (заявка на полезную модель № 2016106051 от 20.02.2016).

Конструктивная схема такого решения (приведена на рис. 7) предусматривает установку в потолочном экране котла горелки на жидком топливе, позволяющей осуществить разогрев угля в первой дутьевой зоне до температуры воспламенения. Данное техническое решение дает возможность осуществить автоматизацию пуска котла ВТКС. С этой целью разработана модернизированная схема автоматизации с каналом управления розжиговой горелкой (рис. 8), на которую получено положительное решение о выдаче патента на полезную модель (заявка на полезную модель № 2016106051 от 05.12.2016).

Для подтверждения работоспособности конструктивного решения котла ВТКС с пусковой

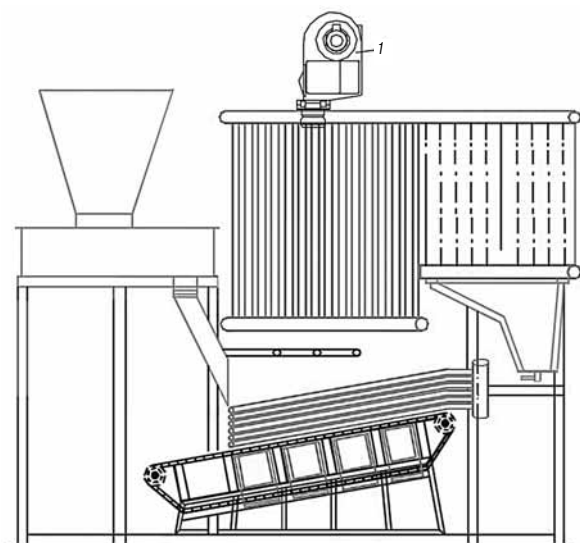


Рис. 7. Конструктивная схема модернизированного котла с пусковой горелкой на жидком топливе:
1 — розжиговая горелка на жидком топливе

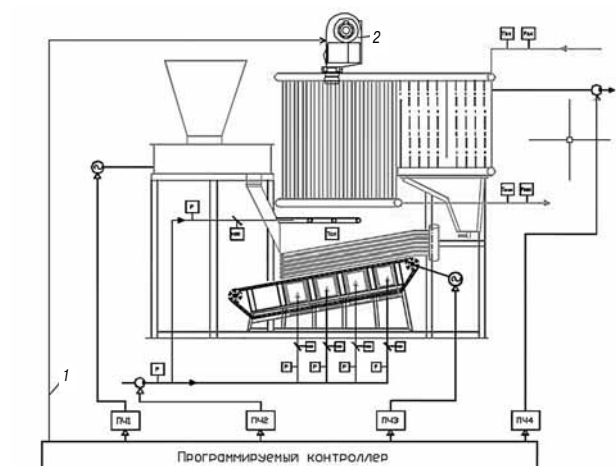


Рис. 8. Схема автоматизации котла ВТКС с каналом управления пусковой горелкой:

1 — канал управления розжиговой горелкой; 2 — розжиговая горелка на жидком топливе

горелкой на кафедре проведены теоретические и экспериментальные исследования пусков.

При моделировании пусковых процессов котла ВТКС за основу принята известная математическая модель переходных процессов, разработанная в исследованиях Карпова М.А., Юферева Ю.В. [6].

Расчетная схема математической модели, разработанная на основе известной в работе [6] схемы контура КС, представлена на рис. 9.

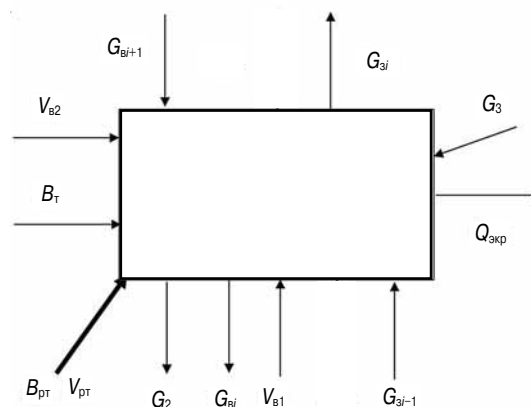


Рис. 9. Расчетная схема математической модели пусковых режимов котла ВТКС:

V_{B1} — количество первичного воздуха, необходимого для ожигения топлива в топке котла; V_{B2} — количество вторичного воздуха, необходимого для дожигания топлива; V_{PT} — количество воздуха, необходимого для сжигания жидкого топлива; B_T — количество твердого топлива, поступающего в топку; B_{PT} — количество жидкого топлива, поступающего в топку; G_2 — расход слива, состоящего в основном из частиц большого размера, не способных быть вынесенными газом из топочной камеры; G_3 — расход твердых частиц по линии возврата, направляющихся обратно в топочную камеру; G_{3i} и G_{bi} — подъемные и опускные токи твердой фазы.

В соответствии с расчетной схемой рис. 9 для каждого универсального блока i рассматривается система балансовых уравнений для массы золы, углерода, тепловых потоков и потоков газовых реагентов, включающих соотношения, описывающие скорость химического реагирования и теплоотдачу к теплообменным поверхностям.

Ниже представлена система уравнений, описывающая произвольный блок контура КС в соответствии с рис. 9:

➤ уравнение материального баланса по золе

$$\frac{dm_i}{d\theta} = B_0 \cdot \frac{\dot{A}^\theta}{100} + G_{\dot{a}i+1} + G_{3i+1} + G_3 - G_2 - G_{\dot{a}i} - G_{3i};$$

➤ уравнение материального баланса по углероду

$$\frac{d}{d\tau}(m_i \cdot f_{Ci}) = B_0 \cdot \frac{\dot{N}^\theta}{100} + B_{\dot{a}0} \cdot \frac{\dot{N}^\theta}{100} + G_{\dot{a}i+1} \cdot f_{Ci+1} + G_{3i+1} \cdot f_{Ci+1} + G_3 \cdot f_{C3} - G_{Ci} \cdot G_2 \cdot f_{Ci} - G_{\dot{a}i} \cdot f_{Ci} - G_{3i} \cdot f_{Ci};$$

➤ уравнение материального баланса по кислороду

$$\frac{d}{d\theta}(V_i \cdot \dot{a}_i \cdot C_{O_{2i}}) = C_{O_{2\dot{a}}} \cdot V_{\dot{a}1} + \dot{N}_{\dot{a}1} \cdot V_{\dot{a}2} + \dot{N}_{\dot{a}2} \cdot V_{\dot{a}0} + G_{\dot{a}i-1} \cdot C_{O_{2i}} - \frac{1}{\dot{a}} \cdot G_{Ci} - G_{\dot{a}i} \cdot C_{O_{2i}};$$

➤ уравнение материального баланса по газу

$$\frac{d}{d\theta}(V_i \cdot \dot{a}_i \cdot \dot{n}_{\dot{a}}) = V_{\dot{a}1} + V_{\dot{a}2} + V_{\dot{a}0} + \sum_{n=1}^i G_{Ci} + G_{\dot{a}i-1} - G_{\dot{a}i};$$

➤ уравнение теплового баланса

$$\frac{d}{d\theta}(V_i \cdot \dot{a}_i \cdot \dot{n}_{\dot{a}} \cdot \dot{n}_{\dot{a}} \cdot t_i + m_i \cdot c_3 \cdot t_i) = G_{\dot{a}i+1} \cdot c_3 \cdot t_{i+1} + G_{3i+1} \cdot c_3 \cdot t_{i+1} + G_3 \cdot c_3 \cdot t_3 + Q_{Ci} \cdot Q_{\dot{a}0i} - G_2 \cdot c_3 \cdot t_i - G_{\dot{a}i} \cdot c_3 \cdot t_i - G_{3i} \cdot c_3 \cdot t_i;$$

Как видно из расчетной схемы и системы балансовых уравнений, отличительной особенностью усовершенствованной модели пусковых режимов котла ВТКС является наличие дополнительных параметров B_{pt} , (количество растопочного топлива, поступающего в топку) и V_{pt} (количество воздуха, необходимого для сжигания растопочного топлива).

Система уравнений решается как задача Коши для обыкновенных дифференциальных уравнений с использованием формул Рунге—Кутты. Если топочный объем разделяется на N блоков, то при последовательном режиме блок-модель будет использоваться N раз в течение процесса вычисления.

Расчеты по разработанной модели выполнялись для двух видов растопочного топлива: древесное топливо (ручная растопка) и дизельное топливо (растопочная горелка).

На рис. 10 представлены графические зависимости от времени растопки следующих пара-

метров: температуры сетевой воды, коэффициента избытка воздуха, температуры уходящих газов, расхода топлива, расхода воздуха, нагрузки.

Анализ графиков на рис. 10 позволяет сделать следующие выводы:

1. Применение пусковой горелки в котле КВП-1.74 ВТКС сокращает время нагревания сетевой воды до номинального значения за счет увеличения скорости воспламенения угля от факела горелки и дополнительной доли тепловой энергии, образующейся при сгорании жидкого топлива.

2. Более высокие показатели температуры уходящих газов с котла, оборудованного пусковой горелкой по сравнению с розжигом на древесном топливе обусловлены повышением температуры среды в топочном пространстве в момент образования факела от сгорания жидкого топлива при пуске котла и ее дальнейшем увеличении (до номинального значения) по мере воспламенения угля.

3. В момент пуска более высокое значение коэффициента избытка воздуха в топке котла, оборудованного пусковой горелкой, вызвано нагнетанием воздуха вентилятором горелки и изменением параметров регулирования для обеспечения эффективного сгорания жидкого топлива. С повышением температуры среды в топочном пространстве происходит отключение пусковой горелки, включение вентилятора котла и повторное изменение параметров регулирования коэффициента избытка воздуха для эффективного сжигания угля.

4. Задержка времени начала подачи угля в топку обоих котлов обусловлена тем, что включение питателя топлива и подвижной решетки для удаления шлака и золы происходит при достижении заданного значения температуры среды в топочном пространстве. Объем подаваемого угля регулируется каналами управления системы автоматизации котла для обеспечения его эффективного сжигания.

Для проверки адекватности разработанной математической модели и подтверждения работоспособности котла ВТКС на пусковых режимах были выполнены экспериментальные исследования на экспериментальной базе кафедры на учебном полигоне ВИ(ИТ) ВА МТО.

На рис. 11 приведены фотографии котла ВТКС с пусковой горелкой на дизельном топливе со стороны боковой стенки и внутри топки котла. Из фотографий растопочной горелки внутри топки котла видно, что сопло горелки направлено так, чтобы факел попадал в первую дутьевую зону над колосниковой решеткой и под угольной течкой.

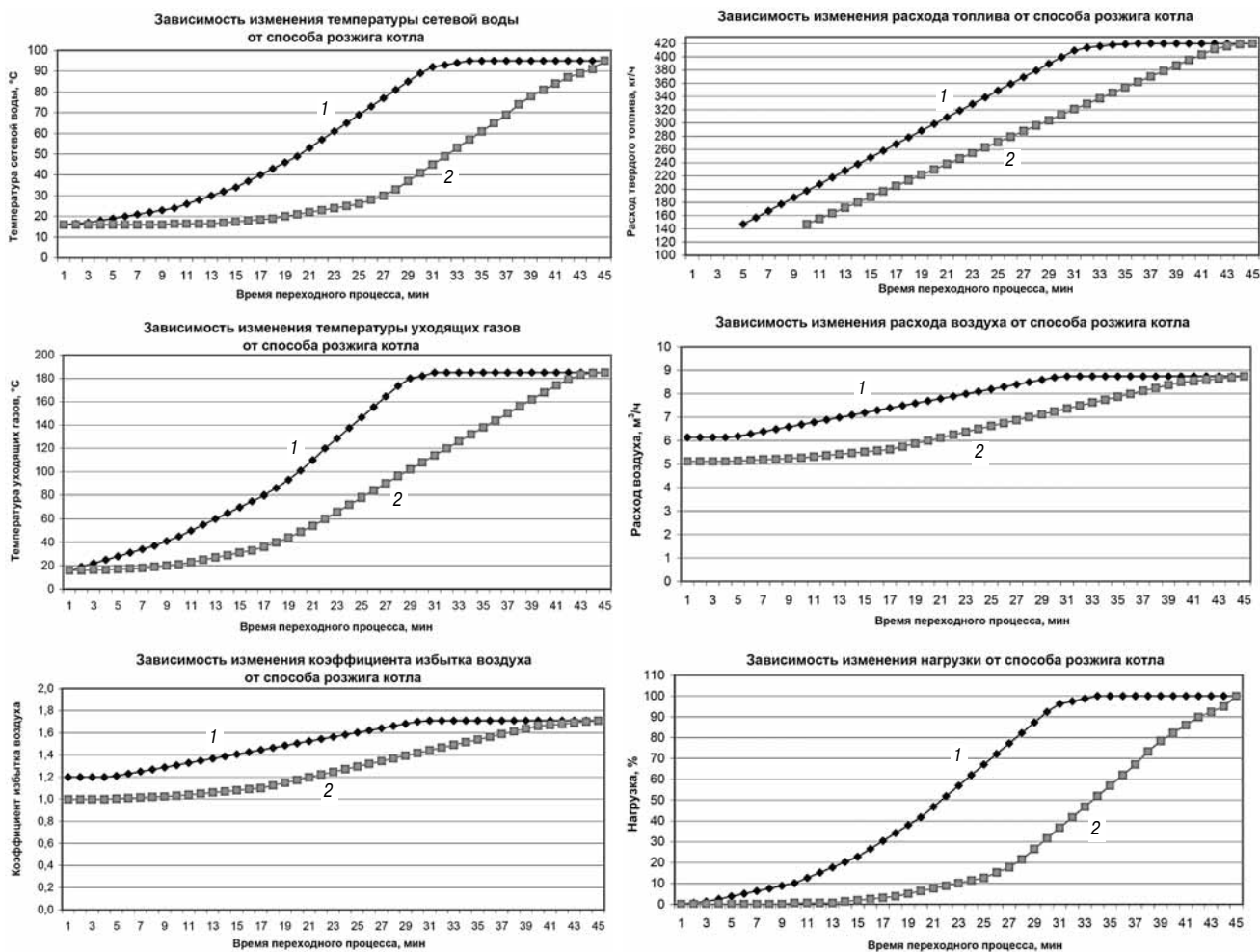


Рис. 10. Расчетные зависимости изменения параметров пускового процесса котла ВТКС при двух видах растопочного топлива:

1 — при розжиге твердого топлива жидкотопливной горелкой; 2 — при розжиге твердого топлива дровами топливными



Рис. 11. Фото котла ВТКС с пусковой горелкой на дизельном топливе

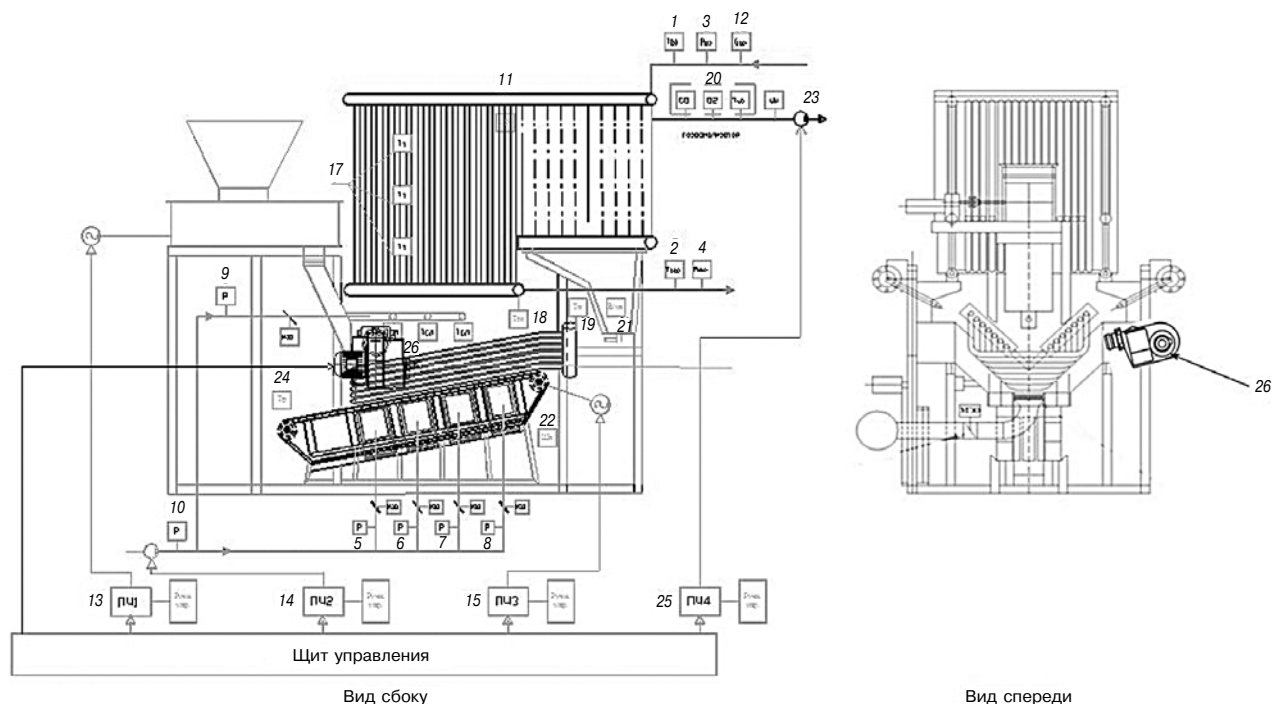


Рис. 12. Схема экспериментальной установки для исследования пусковых режимов работы котла ВТКС с пусковой горелкой на дизельном топливе:

1 — датчик температуры воды на входе в котел; 2 — датчик температуры воды на выходе из котла; 3 — датчик давления воды на входе в котел; 4 — датчик давления воды на выходе из котла; 5 — датчик давления воздуха в 1-й дутьевой зоне; 6 — датчик давления воздуха во 2-й дутьевой зоне; 7 — датчик давления воздуха в 3-й дутьевой зоне; 8 — датчик давления воздуха в 4-й дутьевой зоне; 9 — датчик давления вторичного воздуха; 10 — датчик давления воздуха за дутьевым вентилятором; 11 — датчик разряжения в топке котла; 12 — расходомер сетевой воды; 13 — преобразователь частоты привода питателя топлива; 14 — преобразователь частоты привода дутьевого вентилятора; 15 — преобразователь частоты привода колосниковой решетки; 16 — датчики температуры в кипящем слое; 17 — датчики температуры в топочной камере; 18 — датчики температуры воды на входе в экранную часть трубной системы; 19 — датчики температуры воды на входе и выходе из панели охлаждения; 20 — состав и температура дымовых газов; 21 — отбор пробы возврата уноса; 22 — отбор пробы шлака; 23 — отбор пробы уноса за котлом; 24 — температура колосникового полотна; 25 — преобразователь частоты привода дымососа; 26 — пусковая горелка

На рис. 12 показана схема экспериментальной установки для исследования пусковых режимов работы котла ВТКС с пусковой горелкой на дизельном топливе.

Как видно из рис. 11 и 12 пусковая горелка на дизельном топливе в экспериментальной установке смонтирована не в потолочном экране котла ВТКС (как это предложено на рис. 8), а в штатном боковом лазе. Данное решение обусловлено тем, что установка горелки в потолочном экране котла потребует существенных изменений в конструкции экрана с необходимостью соответствующей корректировки конструкторско-монтажной документации производителя.

Результаты экспериментальных исследований приведены на рис. 13. Анализ результатов подтвердил работоспособность и эффективность работы котла ВТКС с пусковой горелкой на пусковых режимах. Кроме, того испытания по-

казали удовлетворительную сходимость экспериментальных и расчетных данных.

Выводы

1. Пусковые характеристики угольного котла с топкой ВТКС, оснащенного пусковой горелкой на дизельном топливе, существенно улучшены в сравнении с параметрами пуска котла при ручной растопке древесным топливом.

2. Оснащение котла с топкой ВТКС пусковой горелкой на дизельном топливе позволит создать комплектное устройство управления топочными процессами на переходных и пусковых режимах работы.

3. Для определения оптимального выбора места установки в котле ВТКС пусковой горелкой на дизельном топливе необходимо проведение дополнительных исследований с внесением изменений в конструкцию трубной системы котла.

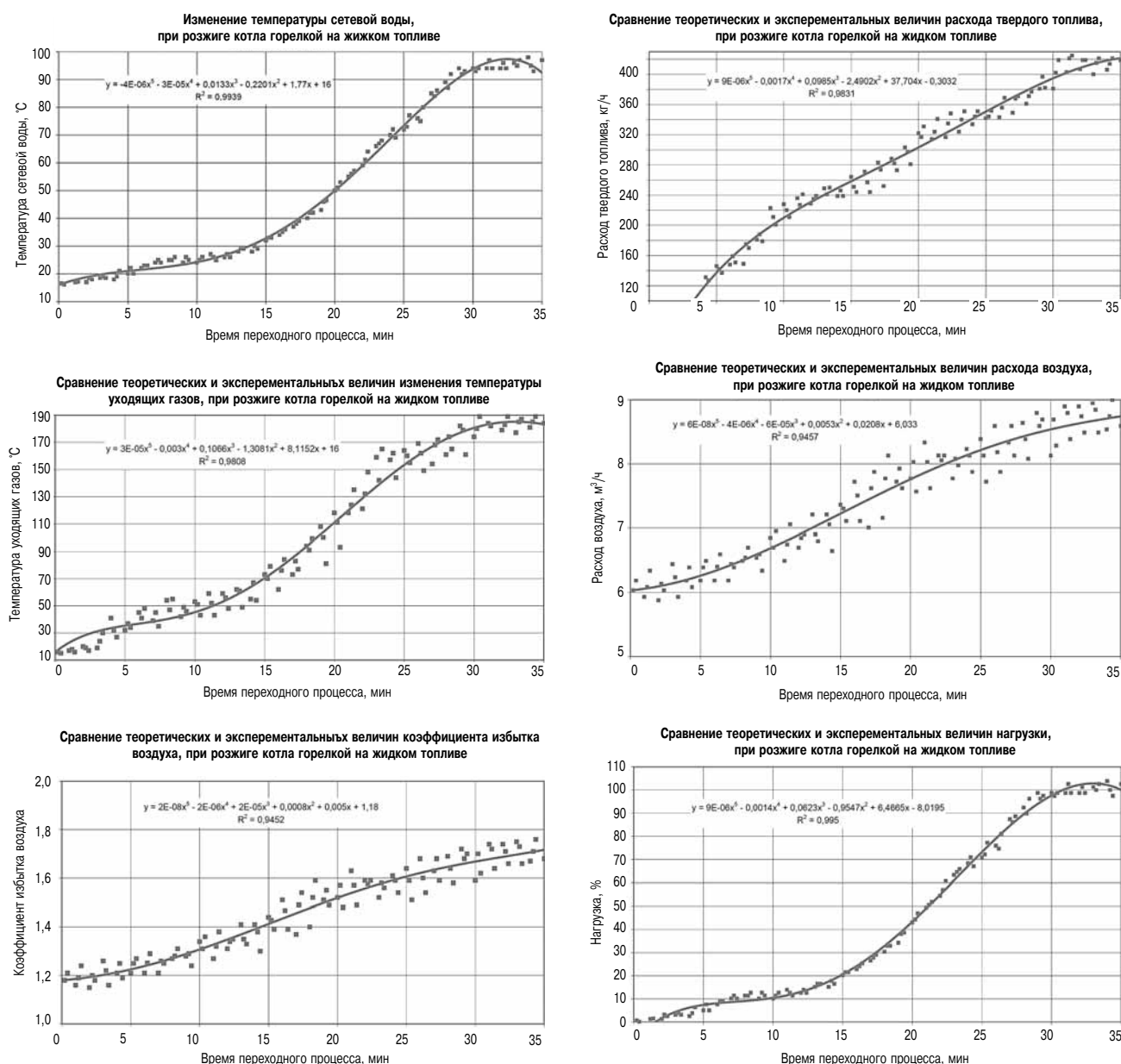


Рис. 13. Результаты экспериментальных исследований котла ВТКС с пусковой горелкой

Литература

1. Карпов М.А., Смирнов А.В., Рода И.С., Овчаров И.В., Бондарев А.В. Практический опыт проектирования, строительства и реконструкции угольных котельных малой мощности по технологии высокотемпературного кипящего слоя // Инженерные системы. — 2006. — № 4 (25).
2. Карпов М.А., Смирнов А.В. и др. Автоматизация котлов малой мощности с топками высокотемпературного кипящего слоя // Стройпрофиль. — 2004. — № 3 (33).
3. Карпов М.А., Смирнов А.В., Юферев Ю.В., Воронов В.Ю., Кныш С.А. Котлоагрегат для сжигания угля в кипящем слое. Патент на полезную модель. Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей РФ 20.05.2004 г. № 38041. Бюл. № 14.
4. Смирнов А.В., Карпов М.А., Малаев К.М. и др.

Котлоагрегат с топкой высокотемпературного кипящего слоя с улучшенными характеристиками. Патент на полезную модель. Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей 05.05.2017 г., № 170747. Бюл. № 13.

5. Карпов М.А., Смирнов А.В., Юферев Ю.В., Бондарев А.В., Кныш С.А., Овчаров И.В. Система автоматического регулирования процесса горения в топке с высокотемпературным кипящим слоем котла малой мощности. Патент на полезную модель. Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей 27.11.2005 г. № 49603. Бюл. № 33.

6. Карпов М.А., Юферев Ю.В. Математическое моделирование переходных процессов в топке высокотемпературного кипящего слоя котла малой мощности // Теплоэнергоэффективные технологии. — 2005. — № 3—4.

ЧЕРНЫЙ УГЛЕРОД. МЕТОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЯ (материалы конгресса CIMAC-2016)

Учитывая прогнозируемый рост морских перевозок, особенно в Арктике, следует ожидать увеличения вредных выбросов от судов, если не будут приняты должные меры по их сокращению. Флот является источником 9 % выбросов SO_x и 18–30 % выбросов NO_x в мировом масштабе [1]*.

В глобальном масштабе доля судов в выбросах черного углерода (Black Carbon — BC) составляет менее 2 %, однако севернее 70-й широты большая часть выбросов BC идет именно от судов [1, 2]. Отложения BC на ледяных и снежных покровах вносят свой вклад в глобальное потепление. Ожидается, что Международная Морская Организация (ИМО) введет ограничение допустимых выбросов BC. Таким образом возникла необходимость начать работы по методам их определения.

Известно, что идентификация и измерение выбросов BC — задача не из простых. Например, различные методы измерения, такие как абсорбционный, рефракционный и термический, дают разные результаты, однако известно лишь небольшое число исследований, посвященных глубокому изучению выбросов BC двигателей от судов. Настоящая работа по развитию методов измерения BC выполняется в рамках проекта «SEA-EFFECTS BC», совместно

реализуемого рядом исследовательских организаций и предприятий отрасли двигателестроения.

Измерение выбросов BC производилось на судовом двигателе Wartsila Vasa 4R32 в лаборатории VTT с использованием адекватных задаче методов (например, МААР, FSN, MSS и PAS)**.

В процессе работы стала очевидна необходимость детального анализа также и других (помимо BC) выбросов, который бы позволил лучше осмыслить результаты, полученные с помощью различных методик, и сформировать базу знаний для последующих разработок. Для того чтобы реалистично воспроизвести состав отработавших газов судового дизеля, был использован целый ряд различных топлив с содержанием серы от 0,1 до 3,5 %. В докладе представлен предварительный анализ результатов, полученных при измерении выбросов BC от судовых двигателей. Дальнейшая работа будет посвящена валидации методов измерений в судовых условиях и более глубокой оценке результатов с тем, чтобы правильно определить область применения каждого из методов. Кроме того, тематика проекта «SEA-EFFECTS BC» включает онлайн-мониторинг и организационные аспекты измерения вредных выбросов.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ИЗМЕРЕНИЕ СОДЕРЖАНИЯ ЧЕРНОГО УГЛЕРОДА В ОГ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА РАЗЛИЧНЫХ МОРСКИХ ТОПЛИВАХ

Paivi Aakko-Saksa,

VTT Technical Research Centre of Finland Ltd и др.

(всего 20 авторов из 5 научных предприятий)

Введение

Выбросы BC в атмосферу способствуют глобальному потеплению двояким образом — прямо, влияя на поглощающую способность атмосферы, и косвенно, ускоряя таяние льда и снега, на которых эти выбросы оседают. Последнее в особенности актуально для Арктики, где ожидается рост судового трафика, следовательно, вредных выбросов [3]. Международная Морская Организация (ИМО) в настоящее время изучает вопрос о контроле выбросов BC на региональном и международном уровне, в связи с чем начата разработка методики измерений BC в районах

навигации. Таким образом, ИМО пришла к пониманию необходимости методологически-независимого определения BC с учетом различных свойств частиц [4]. ИМО определены следующие четыре метода, которые в принципе могли бы быть сертифицированы для измерения BC: фотоакустическая спектроскопия (PAS), многоугольная абсорбционная фотометрия (МААР), лазерно-индуцированное тепловое излучение (ЛИИ) и дымовое число фильтра (FSN). Обзор методов количественной оценки элементарного углерода (EC) и BC содержится, например, в работе Lack и др. [10]. Рекомендации по документированию BC представлены в работе Petzold и др. [12].

Основные светопоглощающие компоненты ОГ дизеля — BC и коричневый углерод (BrC). Последний состоит из светоабсорбирующих органических соединений, таких как рефрактерные полиароматические компаунды. Элементарный углерод (EC) — это рефрактерная нелетучая составляющая частиц (PM), измеряемая термическими методами, которая с BC не сопоставима. Общая поглощающая способность аэрозолей определяется их химическим составом, который зависит от их источника и от процессов их старения в атмосфере [4–7].

* Мнение авторов публикации не соответствует официальным данным Международной морской организации (ИМО), согласно которым выбросы NO_x флотом не превышают 5 % от глобальных выбросов антропогенных источников загрязнения атмосферы — примечание редакции.

** Расшифровка аббревиатур методов измерений приведена в конце доклада

В видимом диапазоне спектра преобладает поглощение света частицами ВС. В коротковолновой части спектра основную роль в поглощении света играет BrC, который демонстрирует более сильную зависимость от длины волны по сравнению с BC [8]. Поглощающие свойства мелких аэрозольных частиц также сильнее в ближней ультрафиолетовой области, нежели в области более длинных волн. По-видимому, в поглощении видимого света в области более длинных волн определенную роль играет слой сульфатов, сорбированных на частице BC. Сульфатные аэрозоли способствуют охлаждению атмосферы. Соединения, конденсируемые на BC (оболочка), такие как полувolatile вещества и водяной пар, могут увеличить поглощение на 30–50 %. Точность большинства методов измерения, основанных на использовании фильтров, снижается из-за многократного рассеяния на волокне фильтрующего материала осевшими на фильтре аэрозолями (удлиняющими оптический путь и усиливающими коэффициент отражения) и светопоглощающими частицами (укорачивающими оптический путь и засоряющими фильтр) [4, 11]. Кроме того, имеет место изменение светопоглощения вторичными органическими аэрозолями (SOA) [5–7]. По мнению Kanaуа и др. [9], по мере «старения» увеличивается толщина слоя, покрывающего частицы, что может приводить к завышенным значениям BC из-за эффекта фокусировки.

Ряд работ, посвященных взаимному сравнению результатов измерения методами МААР и РАС, демонстрирует хорошую корреляцию между ними, хотя и с непостоянным наклоном линии регрессии [6]. С точки зрения точности измерений, помимо выбора приборов и методов измерений, чрезвычайно важна стандартизация методов пробоотбора и обработки проб, в особенности когда речь идет об использовании новых топлив и новых методов измерения выбросов. Указанные факторы могут, например, влиять на конденсацию соединений серы и углеводородов на поверхности РМ, а следовательно, и на оптические свойства присутствующих в ОГ аэрозолей и распределение частиц по размерам.

Выбросы от судов в Арктике

Проект «черный углерод» (SEA-EFFECTS BC) имеет целью повысить достоверность оценки выбросов с судов и определить метод такой оценки, применимый в судовых условиях.

Первая серия измерений в рамках данного проекта была проведена на судовом дизеле в лаборатории VTT. В ней использовались различные приборы для измерения BC, основанные на оптическом, термооптическом и рефракционном методах. Из методов измерений, планируемых к

применению ИМО, были испытаны следующие: PAS, МААР и FSN, а также масс-спектрометр для определения сажевых аэрозольных частиц (SP-AMS). Кроме того, были проанализированы распределения частиц по размерам, составу и физическим свойствам, что позволило глубже понять и оценить результаты измерений с помощью разных приборов и методов. В настоящей статье описаны условия, программы и методы испытаний, а также приведена предварительная оценка результатов. Основное внимание уделено сравнению результатов измерений BC, выполненных разными методами. В дальнейшем намечено продолжение испытаний на борту судна, оборудованного скруббером. Проект «SEA-EFFECTS BC» выполняется в рамках программы «Arctic Seas» правительственного агентства Tekes в Финляндии. Исполнители проекта образуют консорциум, куда входят четыре научно-исследовательских организаций и восемь промышленных компаний.

Проведение испытаний

Условия испытаний

Испытания проводились в лаборатории VTT на среднеоборотном двигателе Wartsila Vasa 4R32 LN мощностью 1,6 МВт (табл. 1). Размерность дизеля является типичной для вспомогательных судовых двигателей. Для испытательного стенда была создана специальная топливная система, обеспечивающая возможность быстрого переключения между различными видами легких и тяжелых топлив. Испытания проводились на двух нагрузочных режимах — 75 и 25 % от номинальной нагрузки, характерных для плавания соответственно в открытом море и в акватории порта.

Опытный двигатель оборудован механической системой впрыска, более чувствительной к свой-

Таблица 1

Характеристики опытного двигателя

Тип двигателя	Wartsila Vasa 4R32 LN E
Номинальная мощность, кВт	1640
Число цилиндров	4
Номинальная частота вращения, об/мин	750
Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	320/350
Степень сжатия	13,8
Направление вращения	по часовой стрелке
Порядок вспышек	1–3–4–2
Углы открытия/закрытия выпускного клапана	56° до BMT/ 44° после BMT
Углы открытия/закрытия впускного клапана	52° до BMT/28° после BMT
Давление подъема иглы форсунки, бар	520
Угол опережения впрыска топлива(в статике)	12,3 град ПКВ до BMT

Свойства топлив, использовавшихся при испытаниях

	0,1 % S DMB	0,5 % S IFO	2,5 % S HFO	Bio30
Плотность (15/50 °C), кг/м ³	870/—	—/906	—/979	866/—
Вязкость (40/50 °C), мм ² /с	4,8/—	—/127	—	6,7/—
Вязкость (80 °C), мм ² /с	—	—	187	—
Коксовый остаток				
10 % D, % (массы)	<0,1	—	—	2,4
100 %, % (массы)	—	3,7	18,3	—
Сероводород, мг/кг	<10	<10	<10	<10
Вода (К.-F.), мг/кг	53	—	—	197
Вода, % (V/V)	—	0,22	0,54	—
Общий осадок, % (массы)	<0,01	0,25	0,37	<0,01
Зола (775 °C), % (массы)	<0,005	0,038	0,094	<0,005
Температура вспышки, °C	86,5	206,0	103,0	67,5
Температура застывания, °C	0	+30	—5	—9
Температура помутнения, °C	+3	—	—	—3
90 % (V/V выкипание), °C	358	—	—	334
Цетановый индекс/число	49,9/—	—/44,5	—/26,1	46,4/—
ССАИ	—	780	848	—
Кислотное число (TAN), мг КОН/г	0,025	0,619	0,776	3,33
Общее кислотное число, мг КОН/г	—	—	<0,1	<0,1
HFRR (смазывающая способность), мкм	349	178	154	220
Коррозионная агрессивность (проба на медную пластинку)	1	1	1	1
Коррозия стали	1	1	Интенсивная	1
Содержание йода, г I/100 г	—	—	—	49
Низшая теплотворная способность, кДж/кг	42,5	42,1	40,3	40,7

ствам топлива (главным образом вязкости и плотности), влияющим на начало впрыска и на процесс формирования факела. Так, например, высокие значения плотности и вязкости способствуют раннему впрыску, что увеличивает температуру сгорания. При этом КПД двигателя и выбросы NO_x увеличиваются, а выбросы РМ, напротив уменьшаются [31]. Современные двигатели с системой common rail по понятным причинам менее чувствительны к свойствам топлива, чем двигатели с механическим впрыском.

Чтобы обеспечить одинаковую для различных топлив вязкость (порядка 16 мм²/с), его температура поддерживалась на уровне 28–34 °C для легкого топлива 0,1 % S и смеси Bio30. Для тяжелого топлива 0,5 % S температура поддерживалась на уровне 100 °C, а для топлива 2,5 % S — на уровне 134 °C. Давление подкачки топлива менялось в пределах от 9,6 до 12 бар. Такие вариации могут влиять на работу двигателя. Параметры опытного двигателя на данной стадии проекта специально под каждый вид топлива не подстраивались. Значения температуры и влажности в стендовом помещении в течение всего цикла испытаний оставались практически постоянными.

Топливо и масло. Двигатель испытывался при работе на топливах с содержанием серы 0,1, 0,5, 2,5 %, а также на смеси биотоплив. Морское дизельное топливо с содержанием серы 0,1 % в дальнейшем обозначается как «0,1 % S», топливо с содержанием серы 0,5 % — как «0,5 % S», а тяжелое топливо — как «2,5 % S». Смесь морского дизельного топлива с биотопливами в соотношении 30:70 обозначается как «Bio30». Помимо содержания серы, все перечисленные топлива существенно различались между собой по плотности, вязкости и химическому составу. Например, биотопливо содержало 3,9 % (массы) кислорода. В испытаниях использовалось машинное масло Shell Argina XL 40. Нарботка двигателя на свежем масле перед началом испытаний составляла 200 часов.

Для анализа образцы топлив и масел направлялись в лабораторию «ASG Analytik-Service GmbH». Свойства топлив приведены в табл. 2. Они отличаются между собой целым рядом свойств, в том числе — содержанием серы, плотностью, вязкостью, содержанием кислорода и водорода, углеродным соотношением (H/C), зольностью и содержанием металлов. Анализы подтвердили хорошее состояние масла как до, так и после испытаний. Содержание металлов в свежем масле было минимальным.

Испытательный цикл и разбавление отработавших газов. Топливо 0,1 % S испытывалось в начале

и в конце программы испытаний, для того чтобы определить изменение уровня выбросов за время испытаний. Суточный испытательный цикл включал в себя следующие режимы:

- прогрев двигателя в течение одного часа: 10 минут работы при нагрузке 50 % и 50 минут работы при нагрузке 75 %;
- испытания при нагрузке 75 % (утренний сеанс): сбор частиц из выпускной трубы и измерения выбросов по ИСО 8178 (предобработка проб периодически включается и выключается);
- изменение нагрузки: работа в установившемся режиме не менее 30 минут для стабилизации параметров;
- испытания при нагрузке 25 % (вечерний сеанс): сбор частиц из выпускной трубы и измерения выбросов по ИСО 8178 (предобработка проб периодически включается и выключается).

Перечень и схема подключения контрольно-измерительных приборов представлен на рис. 1. В дымомер с фильтром поступают неразбавленные отработавшие газы из выпускной трубы. Пробо-

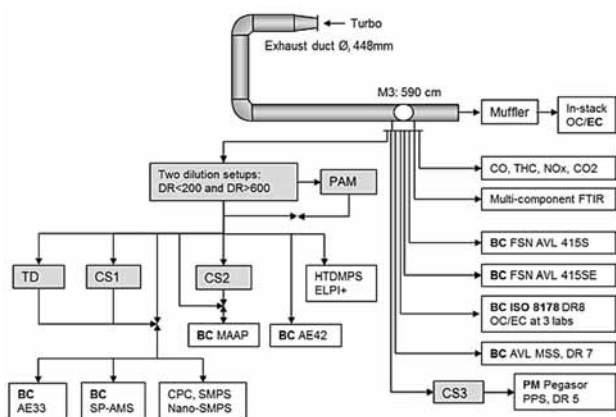


Рис. 1. Приборы и средства измерения, применяемые в проекте «SEA- EFFECTS BC»

отбор РМ производится с разбавлением газов согласно стандартной процедуре ИСО 8178. Датчик микрочастиц сажи AVL (MSS) и датчик частиц Pegasor Particle Sensor (PPS-M) имеют собственные системы разбавления. Применение методов спектрометрии (MAAP), SP-AMS (сортировка частиц по размерам) и PAM камера массы потенциальных аэрозолей требуют высокой степени разбавления газов. Для всех видов топлива в качестве стандартной была использована степень разбавления менее 200, а при использовании камеры PAM степень разбавления устанавливалась в пределах 600–1800.

В измерениях использовались две разные конфигурации системы с высокой степенью разбавления. Система состоит из нескольких разбавителей — с нагревом и без него. Мониторинг степени разбавления велся непрерывно в режиме реального времени с помощью газоанализаторов, отбор проб для которых производился в разных точках выпускного тракта, с последующим разбавлением или без него. Одновременно велся мониторинг значений температуры, давления и влажности, а также примесей в разбавляющем воздухе. Первый вариант системы, состоявший из двух разбавителей, обеспечивал степень разбавления газов порядка 100. Для первичного разбавления использовался разбавитель с пористой трубкой (PTD), отрегулированный на степень разбавления порядка 12. В качестве вторичного использовался эжекторный разбавитель (Dekati) с номинальной степенью разбавления 8. Второй вариант системы для сильного разбавления состоял из трех разбавителей:

- нагреваемый эжекторный разбавитель (модифицированный разбавитель Dekati), обеспечивающий степень разбавления порядка 4,5 с температурой разбавляющего воздуха порядка 350 °C;

- вторичный эжекторный разбавитель (Dekati) с номинальной степенью разбавления 8 и воз-

можностью ее изменения с помощью регулятора расхода;

- эжекторный разбавитель (Dekati) с номинальной степенью разбавления 8.

Величина степени разбавления пробы (DR) рассчитывалась по уравнению

$$DR = \frac{C_{raw_wet} - C_{background}}{C_{dil_wet} - C_{background}}$$

Содержание CO₂ в неразбавленных отработавших газах измерялось в «сухом» состоянии за счет охлаждения пробы до температуры примерно 0–3 °C, тогда как содержание CO₂ в разбавленных отработавших газах измерялось во «влажном» состоянии. Поправка на влажность при определении CO₂ вводилась в зависимости от влагосодержания «влажных» отработавших газов, измеряемых с помощью FTIR. Значения концентрации CO₂ в разбавленных газах были в диапазоне 650–1000 ppm при степени разбавления менее 200.

В этом случае погрешность определения степени разбавления была в пределах ±15 %. При росте разбавления до 600 концентрация CO₂ в разбавленных газах составляла 440–470 ppm, а в одном из опытов — всего лишь 410 ppm. Типичные значения концентрации CO₂ в разбавляющем воздухе — 365–395 ppm. Следовательно, при степени разбавления, равной 600 и более, погрешность его определения весьма высока.

При работе с высокосернистыми топливами существует опасность засорения разбавителя. Для исключения засорения нагревался первый разбавитель, однако засорение при работе с высокосернистыми топливами наблюдалось во вторичном разбавителе (без нагрева).

Каталитические десорберы (CS) и термосепаратор (TD). Согласно предварительно разработанной программе вначале исследовалось влияние обработки пробы на значение BC, измеренное с помощью каталитического десорбера [14] и термосепаратора [15], затем были выполнены измерения содержания BC с помощью аэталометров, MAAP, SP-AMS, сканирующих классификаторов мобильных частиц (Nano-SMPS или Long-SMPS), а также счетчика ядер конденсации (CPC). Термообработка присутствующих в газах аэрозолей удаляет с их поверхности летучие вещества, оставляя для измерения твердую (или нелетучую) часть аэрозольных частиц. Это позволяет повысить точность определения количества BC в пробах, взятых с разных каталитических десорберов. Десорбер удаляет летучий и полунлетучий органический углерод с поверхности катализатора, нагретого до 300 °C, а также улавливает соединения, содержащие серу. Термосепаратор удаляет полунлетучий материал путем поглощения газообразных составляющих. В TD

аэрозоль нагревается до 265 °С, после чего испарившийся материал поглощается активированным углем. Нагрев десорберов (CS) и термосепараторов (TD) периодически отключается для сравнения массы задержанных частиц. Так, после нагрева в TD потери массы измеряемых твердых частиц составили 24,5 %, т. е. были в том же диапазоне, что и потери в CS согласно работе Amanitidis и др. [14].

Камера массы потенциальных аэрозолей (РАМ). Масса потенциальных аэрозолей определяется как максимальная масса аэрозолей, образовавшихся в камере по мере окисления газов-прекурсоров. Камера РАМ — это небольшая и простенькая проточная камера, продуваемая озоном (O₃), гидроксидом (ОН), гидроперксидом (НО₂), и облучаемая ультрафиолетовым светом [16, 17]. В настоящем исследовании камера РАМ использовалась при работе с каждым видом топлива в заранее определенные периоды времени. Расход через камеру РАМ устанавливался на уровне 6–7 л/мин, а напряжение питания ламп поддерживалось на максимуме (230 В). Типичное значение влажности (RH) составляло 20–30 %, при температуре 25 °С и концентрации озона 13–20 ppm. Старение пробы при ее прохождении через камеру эквивалентно двум дням старения в атмосфере. Потери в камере РАМ составляли порядка 30 %.

Анализаторы и методы измерения

Выбросы CO, HC и NO_x измерялись анализаторами, удовлетворяющими требованиям ИСО 8178, а именно:

- ΣHC — пламенно-ионизационный детектор с подогревом (HFID, J.U.M Engineering);
- NO_x — хемилюминесцентный детектор с подогревом (HCLD, Eco Physics);
- CO, CO₂ — недиспергирующий инфракрасный анализатор (NDIR, Maihak AG);
- O₂ — парамагнитная ячейка (Maihak AG).

Величины концентрации газовых компонентов регистрируются каждую секунду и усредняются через каждые 10–15 минут. Результаты измерения выбросов рассчитываются по ИСО 8178. Более 10 газообразных компонентов измерялись с интервалом 20 секунд с помощью метода Фурье-ИК (FTIR) анализатором типа Gasmet DX-4000, в том числе спектрометром FTIR измерялось содержание диоксида серы (SO₂).

Кроме нормируемых газообразных выбросов, регистрировался целый ряд параметров двигателя, систем топливоподачи, выпуска, охлаждения и смазки.

Дымовое число фильтра (FSN). Традиционный метод измерения сажеосодержания отработавших газов, не требующий их разбавления — это метод FSN. Принцип FSN, реализованный в

фильтрационном дымомере фирмы AVL, основан на светопоглощении. В этом приборе используется изменение отражательной способности фильтра в зависимости от степени его загрязнения. В экспериментах были использованы дымомеры двух поколений — AVL 415S и AVL 415SE. Пересчет величины FSN в значение концентрации частиц производится по уравнениям ИСО 8178–1 (2006, уравнение А. 16). FSN является стандартным методом измерения дымности ОГ в соответствии с ИСО 10054.

Датчик микрочастиц сажи AVL. Принцип измерения MSS основан на фотоакустическом методе. Он заключается том, что модулированный луч лазера создает звуковые волны, улавливаемые микрофоном. Разбавленные отработавшие газы (ОГ) пропускаются через измерительную камеру, где подвергаются воздействию модулированного лазерного луча, что сопровождается их нагревом. Твердые частицы поглощают свет с длиной волны 808 нм. Модулированный нагрев ОГ вызывает периодическую пульсацию давления в измерительном объеме и, как следствие, звуковые волны, улавливаемые микрофоном. Сигнал усиливается предусилителем и фильтруется основным усилителем. Прибор MSS, состоящий из датчика и кондиционера для разбавления, обеспечивает непрерывное измерение концентрации ВС в реальном времени.

Многоугольный абсорбционный фотометр (МААР). Прибор МААР 5012 (производства «Thermo Scientific») измеряет относительное изменение светопропускания по мере накопления частиц на фильтре, а также коэффициент отражения рассеянного света с помощью нескольких детекторов одновременно. Отражение и рассеяние света происходит в разных направлениях из-за различий в форме и размерах частиц. Используется свет с длиной волны 670 нм. Расчеты основаны на удельном светопоглощении при определенной длине волны. МААР измеряет испускаемый и отраженный свет под двумя углами, уменьшая тем самым инструментальные дефекты изображения, поэтому точность измерений ВС в данном случае выше, чем при использовании аэталометров. Прибор обеспечивает непрерывное измерение мгновенных значений количества частиц, но требует высокой степени разбавления отработавших газов.

Аэталометры (АЕ). Действие прибора основано на изменении поглощения испускаемого света в результате скопления аэрозольного осадка на армированной ленте из кварцевого волокна. Лента автоматически перемещается в момент превышения порогового значения аэрозольной нагрузки [23]. В настоящих испытаниях применялся аэталометр типа АЕ42 и новая модель

MAGEE AE33, описанная в работе Drinoves и др. [13]. В обоих приборах ВС определяется по поглощению света с длиной волны 880 нм. В AE33 используются следующие участки спектра: 370 (UV), 470 (синий), 520 (зеленый), 590 (желтый), 660 (красный), 880 (IR-1) и 950 нм (IR-2). Кроме того, в AE33 используется технология DUALSPOT™, идея которой заключается в том, что аэрозоль собирается параллельно в двух точках с различной скоростью засорения, причем обе точки анализируются одновременно во избежание проявления «эффектов местного засорения». Обычным аэталометрам свойственны завышение значений ВС на свежем фильтре и занижение их на засоренном фильтре [18]. Как утверждают Collaud Coen и др. [6], значения, измеренные на слабо загрязненном фильтре, ближе всего к реальной концентрации ВС. Коррекция показаний аэталометра — вещь достаточно сложная из-за необходимости учитывать целый ряд разного рода оптических помех. Кроме того, метод коррекции должен быть применим ко всем типам матриц. Аэталометр обеспечивает непрерывное измерение мгновенных значений измеряемой величины, но требует высокой степени разбавления отработавших газов.

Масс-спектрометр для определения сажевых аэрозольных частиц. SP-AMS представляет собой масс-спектрометр высокого разрешения с детектором аэрозолей (HR-ToF-AMS), дополненный лазерным (с внутренним резонатором Nd:YAG, 1064 nm) испарителем [24]. Система с двумя испарителями позволяет определять мгновенные значения массы РМ и распределенный по размерам химический состав субмикронных частиц ВС, а также некоторых металлов и элементов. В HR-ToF-AMS используются аэродинамические линзы для формирования узкого пучка частиц, пропускаемых через детекторную камеру, где нерефрактерные вещества (не обладающие термостойкостью) мгновенно испаряются в глубоком вакууме при контакте с нагретой (до 600 °C) поверхностью. При такой температуре испаряются только нерефрактерные вещества. В SP-AMS частицы испаряются либо в обычном вольфрамовом испарителе (600°) для определения неорганических ионов и концентраций органического углерода (OC), либо с помощью SP-лазера (с внутренним резонатором Nd:YAG, 1064 nm) для определения светопоглощающих рефрактерных веществ, таких как, например, ВС и металлы. Испарившиеся соединения ионизируются за счет энергии ударной ионизации электронов (70 eV). Образовавшиеся ионы направляются во времяпролётную камеру. В качестве детектора использована многоканальная

плата (MCP). Разрешение по импульсу при измерениях прибором AMS составляет 60 секунд (30 секунд на определение состава, и столько же — на сортировку по размерам). SP-AMS выполняет в реальном времени анализ концентрации огнеупорных ВС (гВС), состава РМ (органические вещества, сульфаты, нитраты и т. п.), а также распределения по размерам рассортированных частиц.

Однако нужно учесть, что для работы с ОГ дизеля требуется высокая степень их разбавления. Кроме того, из-за ограничений, связанных с аэродинамическими линзами, частицы размером менее 30 нм не определяются.

Датчик частиц Pegasor (PPS-M). Действие прибора основано на измерении электрического заряда частиц. В состав PPS-M входит эжектор, в котором поток рабочей среды создается чистым газом, свободным от частиц. Частицы, проходящие через датчик, заряжаются ионизированным воздухом. Заряд частицы зависит от ее размеров [25]. Ионы, не связанные с частицами, удаляются из газового потока с помощью ионной ловушки, которая по существу представляет собой электростатический уловитель с небольшим электрическим полем. В отсутствие свободных ионов электрический ток поддерживается исключительно потоком заряженных частиц. Электрический ток, выходящий из датчика с заряженными частицами, может быть измерен, что дает возможность быстрого прямого измерения мгновенного значения концентрации частиц, выраженной в виде их массы или количества. Отсутствие накопителей позволяет обеспечить длительный интервал работы без техобслуживания и очистки. Прибор PPS-M работает в режиме реального времени и не нуждается в расходных материалах. Он отличается малым временем отклика и широким динамическим диапазоном. Однако необходима калибровка прибора на месте установки, кроме того, его чувствительность в отношении крупных частиц ($D_p > 1$) ограничена.

Элементарный и органический углерод (EC/OC). Для его измерения в VTT использовался анализатор типа 4L фирмы «Sunset Laboratories Inc». Метод EC/OC основан на принципе термооптического анализа [26]. В нем непрерывно измеряется коэффициент пропускания лазерного луча через пробоотборную матрицу, при этом в приборе постоянно регулируется температура и состав газовой среды. Во второй фазе проба охлаждается, вводится смесь O_2/He , после чего температура снова поднимается. Углерод окисляется до углекислого газа, который затем переходит в метан и улавливается детектором FID. Наличие органических веществ, пиролиз которых ведет к образованию EC, компенсируется непре-

рывным измерением коэффициента пропускания лазера. На основе данных отклика FID и коэффициента пропускания лазера рассчитываются количества ОС и ЕС в пробе. Для калибровки используются метан и сахароза. При этом могут использоваться различные программы температурных режимов. В программе NIOSH 5040 производится пошаговый нагрев пробы в атмосфере гелия (He) до температуры 850—900 °С для удаления ОС, или до более низкой пиковой температуры, если становится видна явная потеря ЕС. Протокол EUSAAR2 (prEN 16909) использует пиковую температуру гелиевой фазы 650 °С для снижения риска преждевременного выделения ЕС. Также считается, что EUSAAR2 минимизирует пиролиз за счет использования более низкой, хотя и достаточной температуры в гелиевом режиме, и более длительных интервалов выдержки при каждой температуре [19].

Анализ на ЕС/ОС является хорошо известной процедурой. Однако он чувствителен к составляющим РМ, кроме того, согласно ряду источников, приборы ЕС/ОС нуждаются в значительной температурной коррекции. Влияние сульфатов, металлов и ОС существенно увеличивает погрешность анализа на ЕС термооптическим методом ввиду трудностей разделения ЕС и ОС. Эффект преждевременного выделения ЕС может быть усилен присутствием минеральных окислов, являющихся катализаторами сгорания ЕС при высоких температурах в инертном режиме [20, 21, 27]. В настоящем исследовании в некоторых образцах наблюдалось докислородное разделение. При работе на топливе 2,5 % S пробы РМ содержали значительное количество металлов. Для некоторых проб разделение ЕС/ОС происходило в середине большого пика FID, где небольшие изменения в параметрах лазера приводят к существенным различиям в результатах определения ЕС. Поэтому пришлось испробовать различные температурные программы и различные методы предобработки фильтров с осадком. В конце концов в качестве оптимального варианта был выбран метод EUSAAR2 без предобработки фильтров с осадком. Анализы проводились параллельно тремя лабораториями, VTT, FMI и UEF, при этом полученные результаты сопоставлялись попарно. В настоящем докладе приводятся результаты анализов, выполненных в VTT. Для анализа брались пробы как минимум из двух фильтров РМ для каждого сочетания вида топлива и величины нагрузки, причем эти сочетания (режимы) соответствовали испытательному циклу по EUSAAR2.

Сбор РМ и их состав. Отбор проб из выпускной трубы производился в соответствии с требованиями стандарта EN 13284-1. Фильтр находился

внутри выпускного тракта при наиболее типичных для его работы условиях. Фильтр и держатель фильтра в сборе предварительно нагревали, выдерживали ночь в эксикаторе для стабилизации и наутро взвешивали. После взятия пробы фильтр в сборе нагревался до 160 °С, выдерживался ночь в эксикаторе для стабилизации и наутро взвешивался. Циклон для удаления крупных частиц не использовался. Для сбора ПМ использовалась система разбавления части потока по ИСО 8178 (AVL Smart Sampler). В этом приборе часть потока отработавших газов отбирается для разбавления фильтрованным воздухом, после чего поток пропускается через фильтр для отделения частиц. Никакие устройства для удаления крупных частиц, как, например циклон, не использовались. Степень разбавления для определения РМ с помощью прибора AVL Smart Sampler равнялась 8 (согласно ИСО 8178 она должна быть не менее 4). Температура поверхности фильтра не превышала 52 °С. Скорость на входе фильтра диаметром 70 мм составляла 37 см/с (должна быть в пределах 35—100 см/с). Соединительная линия нагревалась до температуры 200—250 °С.

Для отбора проб использовались фильтры типа Munktel MK360. Для отбора газов из выпускной трубы использовались фильтры меньшего размера (наружный диаметр 47 мм). Фильтры подвергались предварительной очистке при температуре 400 °С для проб из выпускной трубы или 850 °С для пробоотбора по ИСО 8178 (двухчасовая выдержка и стабилизация). Фильтры со скопившимся осадком хранились в морозильной камере.

Определение химического состава частиц, собранных по ИСО 8178 на фильтрах Munktel 360 производилось путем экстракции (в микроволновой печи) с помощью азотной и плавиковой кислот (EN 14385) и последующего анализа в масс-спектрометре (ICP-MS). Анализ осадка в эталонных фильтрах показал относительно высокую концентрацию отдельных элементов, таких как кальций, натрий и железо. Содержание топлив и масел в РМ оценивалось с помощью элементов-маркеров. Наилучшим маркером для масел оказался кальций, а для высокосернистых топлив — ванадий.

Пробы для определения РМ по ИСО 8178 собирались также с помощью фильтров типа Pallflex TX40HI20-WW (наружный диаметр 70 мм). Для определения доли органических фракций (SOF) в РМ они извлекались с помощью толуола с последующим взвешиванием фильтра. Анализ на содержание анионов, включая сульфаты, производится путем вытяжки из водной эмульсии изопропанола путем электрофореза. Расчет количества

Основные параметры и технические характеристики приборов для измерения ВС, ЕС и мгновенных значений РМ²

	Степень разбавления	Проба, л/мин	Диапазон (разбавленные газы)	Предел обнаружения	Частота опроса
AVL 415S/SE	Без разбавления	~10	ВС 0–32 000 мг/м ³	~0,02 мг/м ³	
AVL MSS	DR 7 (до 2-20)	3,8	ВС 1–1000 мг/м ³		До 10Hz
МААР	DR <200; DR >600	6 (до 16,7 л/мин), PM1	ВС 0–60, 0–180 мкг/м ³ (30/10 мин 16,7 л/мин)	<0,1 мкг/м ³ (2 мин)	1 мин
Аэталометры	DR <200; DR >600	2 1 мин ср. (до 2–5 л/мин) PM1	ВС <0,01 до >100 мкг/м ³	<0,005 мкг/м ³ (1 час)	1 мин (возможно 1 с)
SP-AMS	DR <200; DR >600	0,1	ВС 0,04 мкг — 2 мг/м ³	<0,04 мкг/м ³ (1 мин)	1 мин
PPS-M	DR5	<10	PM 1–250 мг/м ³		0,2 с
ЕС	^a		Диапазон ЕС 1–15 мкгС/см ² ^b	ЕС 0,2 мкгС/см ²	

^a Пробоотбор РМ по ИСО 8178: СТР 8, пробоотбор из выпускной трубы: без разбавления.

^b Пробы в данном исследовании: ЕС 0,7–16 мкгС/см².

связанной воды в сульфатах производился согласно нормам SAE J1936 в предположении, что относительная влажность равнялась 50 % для всех видов топлива, за исключением 2,5 % S, для которого эта цифра была соответственно снижена. Для определения количества полиароматических углеводородов (ПУ) производилась вытяжка толуолом.

Сортировка частиц по размерам. Для этого использовались приборы (SMPS, CPC, ELPI+ и HDTMA). Анализ результатов данных измерений еще не завершен.

Основные параметры и технические характеристики приборов для измерения ВС, ЕС и мгновенных значений РМ сведены в табл. 3.

Результаты

СО, НС, NO_x и СО₂ — в Приложении уровень выбросов представлен в следующих единицах: масса/Нм³, килограммы эквивалентного нефтепродукта (kg_{оэ}) и масса/кВт·ч. Концентрации веществ приведены к нормальным значениям давления и температуры — соответственно 101 325 Па и 273.15 К (Нм³). Выброс в расчете на килограммы эквивалентного нефтепродукта (kg_{оэ}) — единица, удобная для сравнения, так как нивелирует различие в энергосодержании разных топлив. Калорийность 2,5 % S и Bio30 меньше, чем 0,1 % S и 0,5 % S главным образом благодаря соответственно низкому значению соотношения водород—углерод в топливе 2,5 % S и малому содержанию кислорода в топливе Bio30.

Таблица 3

Выбросы НС и СО при нагрузке 75 % ниже, чем при нагрузке 25 %, в то время как по выбросам NO_x наблюдается обратная картина. При повышении нагрузки температура сгорания возрастает, что ведет к повышению выбросов NO_x. На выбросы влияют также свойства топлива. Например, присутствующий в биотопливе кислород увеличивает выбросы NO_x [28]. Выбросы СО₂ зависят, в основном, от содержания углерода в топливе. Наибольшей величины они достигают в топливе 2,5 % S, содержащем максимальное количество углерода.

РМ. Выбросы РМ существенно зависят от содержания в топливе серы (рис. 2). Максимальные выбросы РМ имели место при использовании топлива 2,5% S: 153 мг/Нм³ (850 мг/кВт·ч) при нагрузке 75 % и 134 мг/Нм³ (1040 мг/кВт·ч) при нагрузке 25 %. Для остальных топлив выбросы РМ находились в пределах от 18 до 44 мг/Нм³ (100–240 мг/кВт·ч) при нагрузке 75 %, и от 52 мг/Нм³ до 103 мг/Нм³ (390–810 мг/кВт·ч) при нагрузке 25 %. Второе место по выбросам РМ на всех нагрузках заняло топливо 0,5 % S, дальше расположились топлива 0,1 % S и Bio30. Зависимость выбросов РМ от содержания серы в топливе, полученная в ходе данного исследования, совпадает с данными Ristimäki и др. [32], а также Sippula и др. [33].

Результаты измерений датчиком PPS-M ближе всего к результатам анализа проб из выпускной

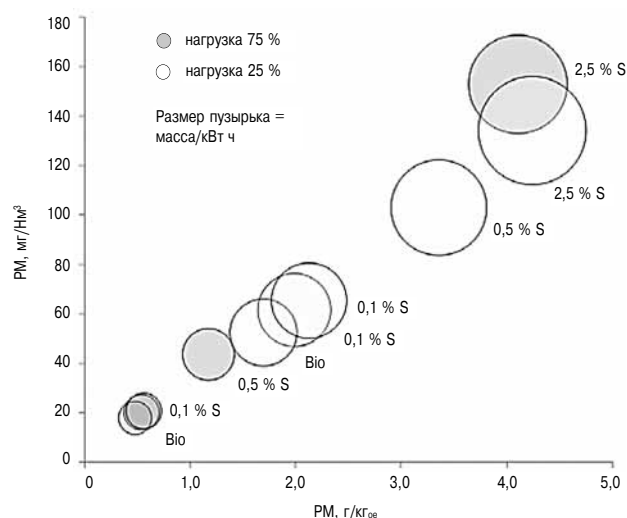


Рис. 2. Выбросы РМ в единицах: масса/Нм³, масса/килограмм эквивалентного нефтепродукта (kg_{оэ}) и масса/кВт·ч, РМ по ИСО 8178 (DR = 8)

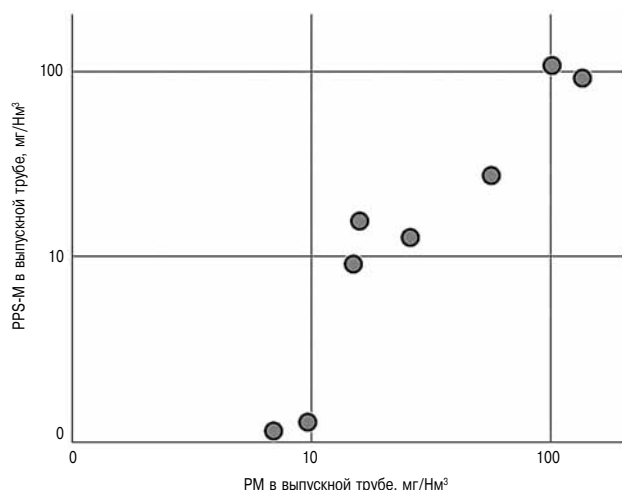


Рис. 3. Сравнение сигнала PPS-M с результатами измерения РМ в выпускной трубе для всех видов топлива и при всех нагрузках

трубы (рис. 3), что неудивительно, поскольку содержание органического углерода в отработавших газах из выпускной трубы невелико, а PPS-M анализирует пробу при температуре выше точки росы по серной кислоте.

Состав РМ. Считается, что состав РМ, находящихся в дизельных ОГ, состоит в основном из ВС [4]. Это, однако, справедливо лишь для малосернистых дистиллятных топлив. При работе на морских топливах с умеренным или высоким содержанием серы РМ содержат значительную долю сульфатов (SO_4) и связанной воды, что показано в настоящем исследовании (рис. 4). Именно SO_4 и связанная вода определяют высокие выбросы и состав РМ при работе на топливе 2,5 % S, а именно, 79 и 45 % при нагрузках 75 и 25 % соответственно. При работе на топливах 0,5 % S, 0,1 % S и Bio30 доли SO_4 и связанной воды в РМ были существенно ниже, а именно в диапазонах 13–35 % при нагрузке 75 % и 2–7 % — при нагрузке 25 %.

Измеренная концентрация зависит от степени разбавления DR, что является одним из ключевых

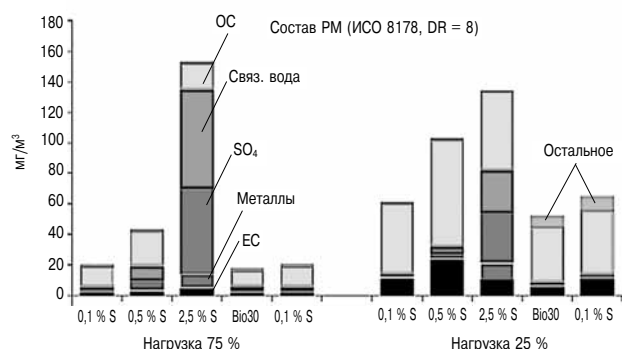


Рис. 4. Состав РМ при горении различных топлив (топливо 0,1 % S использовалось в начале и в конце всего цикла измерений)

параметров при отборе проб на РМ с использованием неполнопоточной системы разбавления. Фазовое разделение полувolatile органических веществ зависит от концентрации и давления насыщения, а также от других составляющих РМ. При малых значениях DR органический углерод ОС присутствует, в основном, в твердой фазе, но при увеличении DR происходит сдвиг ОС в сторону газовой фазы с одновременным уменьшением концентрации полувolatile органических соединений. Кроме DR важным фактором является температура пробоотбора, так как охлаждение отработавших газов ведет к сорбции частицами полувolatile органических соединений вследствие снижения давления насыщения. Однако пробоотбор по ИСО 8178 является процессом в достаточной мере изотермическим, при этом ИСО 8178 величину DR не ограничивает [32, 34]. В настоящем исследовании величина DR = 8 в какой-то степени способствовала конденсации ОС на фильтре. При работе на топливах 0,1 % S, 0,5 % S и Bio30 выбросы ОС находились в диапазоне 10–25 мг/Нм³ при нагрузке 75 %, и 36–71 мг/Нм³ при нагрузке 25 %, соответственно при этом доля ОС в РМ составляла 56–77 %. Наибольшие выбросы имели место при работе на топливе 0,5 % S на любой нагрузке. Для топлива 2,5 % S в РМ содержались лишь 12 % ОС при нагрузке 75 %, и 39 % ОС — при нагрузке 25 %, при этом выбросы ОС составляли 18 и 53 мг/Нм³ соответственно.

В отличие от РМ, поступающих в атмосферу ОГ других источников, РМ в выбросах дизелей, работающих на судовых топливах, содержат лишь малую часть ЕС. Для топлива 2,5 % S максимум выбросов ЕС приходился на нагрузку 75 %, а не 25 %, несмотря на высокий уровень выбросов РМ. При нагрузке 75 % наибольший выброс ЕС при работе на топливе 2,5 % S, составлял 4,6 мг/Нм³, т. е. всего 3 % от выбросов РМ. Выбросы ЕС при работе на топливах 1 % S, 0,5 % S и Bio30 составляли 1,3–2,1 мг/Нм³ (5–10 % от РМ). При нагрузке 25 % максимальные выбросы ЕС наблюдались для топлива 0,5 % S, причем его содержание в РМ также достаточно велико (22,8 мг/Нм³ или 22 % от РМ), тогда как для топлив 0,1 % S и 2,5 % S выбросы ЕС были значительно меньше (10,7–11,1 мг/Нм³ или 15 % от выбросов РМ для 0,1 % S и 8 % от РМ для 2,5 % S). Минимальное значение выбросов ЕС было получено для топлива Bio30 (5,5 мг/Нм³ или 10 % от массы РМ). Все сказанное выше о влиянии нагрузки и вида топлива на выброс ВС в полной мере относится также и к ЕС.

Присутствующие в отработавших газах частицы состоят из углерода и различных металлов и элементов в виде окислов, сульфатов и карбона-

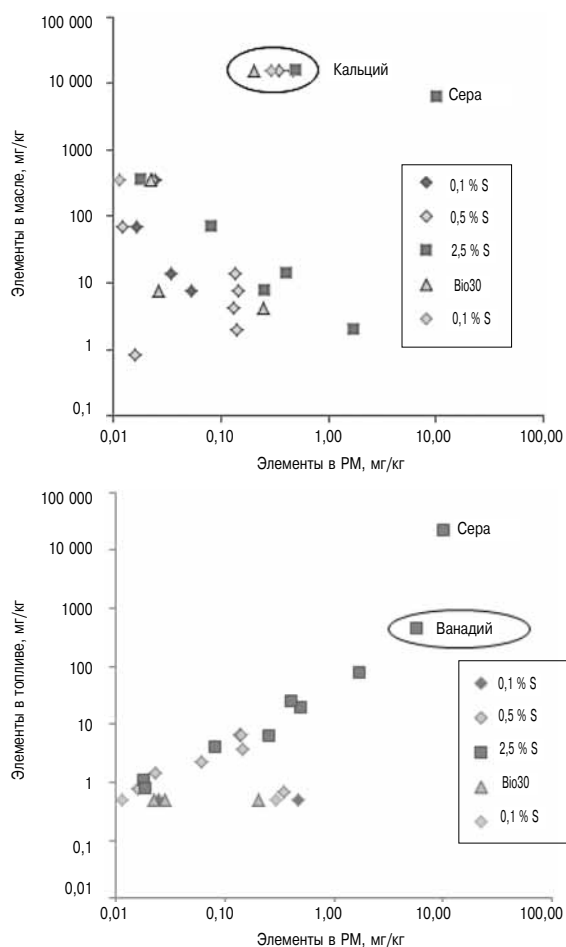


Рис. 5. Содержание металла в топливе, масле и РМ при нагрузке 75 %

тов, источниками которых являются масло и топливо. Содержание углерода в топливе 2,5 % S значительно выше, чем в других испытанных топливах (табл. 2). То же самое можно сказать и о содержании металлов в этом виде топлива.

На рис. 5 показана концентрация металлов в топливе, масле и РМ при нагрузке 75 % по результатам анализов. Пробы РМ и масла содержали в большом количестве кальций (Са), но это преимущественно относится к топливу 2,5 % S. При работе на топливах 2,5 % S и 0,5 % S значительное количество ванадия (V) наблюдалось в пробах топлива и РМ, но не масла. Это подтверждает гипотезу о том, что наличие Са может считаться маркером присутствия в РМ масла, а V — несгоревшего высокосернистого топлива. Для топлив 0,1 % S, 0,5 % S и Bio30 расходы масла 18–29 мг/Нм³ при нагрузке 75 % и 24–44 мг/Нм³ при нагрузке 25 % являются убедительным объяснением содержания Са в указанном количестве в соответствующих пробах РМ.

Отсюда, в частности, следует, что расход масла составляет менее 0,1 % от расхода топлива при нагрузке 75 %, и менее 0,2 % от расхода топлива при нагрузке 25 %. Доля Са в металлах, входящих

в состав РМ, составляла 30–70 % для всех видов топлива, кроме 2,5 % S, для которого она не превышала 10 %. Наличие ванадия в топливах 2,5 % S и 0,5 % S объясняет его присутствие в соответствующих пробах РМ. Сравнение расчетного расхода масла (18–44 мг/Нм³) с расходом ОС, входящего в состав РМ (13–71 мг/Нм³), показывает, что масло может служить одним из основных источников ОС, входящего в состав РМ.

Сравнение доли тяжелых РАН в составе РМ для различных топлив показало, что их наибольшее количество находится при работе на топливе 0,5 % S. Суммарная концентрация десяти наиболее тяжелых РАН, составляла: 67/151 мкг/кВт·ч для топлива 0,5 % S (нагрузка 75 %/25 %), 38/109 мкг/кВт·ч и 33/58 мкг/кВт·ч соответственно — для топлив 2,5 % S и 0,1 % S, и лишь 18/45 мкг/кВт·ч — для топлива Bio30. Результаты показывают, что при содержании серы всего 0,5 % топливо может содержать значительное количество первичных частиц в составе РМ в зависимости от состава сырой нефти и технологии ее очистки.

Выбросы ВС и ЕС. Выбросы ВС при нагрузке 75 % были больше, чем при 25 %, причем во всех рассматриваемых единицах измерения — масса/Нм³, масса/кВт·ч и масса/кг эквивалентного нефтепродукта (рис. 6). Кроме нагрузки двигателя, значительное влияние на выбросы ВС оказывает вид топлива. При нагрузке 75 % выбросы ВС находились в диапазоне от 1,4 до 5,8 мг/Нм³ (FSN), а при нагрузке 25 % — от 6,4 до 25,9 мг/Нм³ (FSN) в зависимости от вида топлива.

Наибольшее содержание в РМ углерода, и, следовательно, металлов наблюдалось при работе на топливе 2,5 % S. Известно, что окислы некоторых металлов являются катализаторами горения ВС [32, 33]. Этим можно объяснить низкие значения

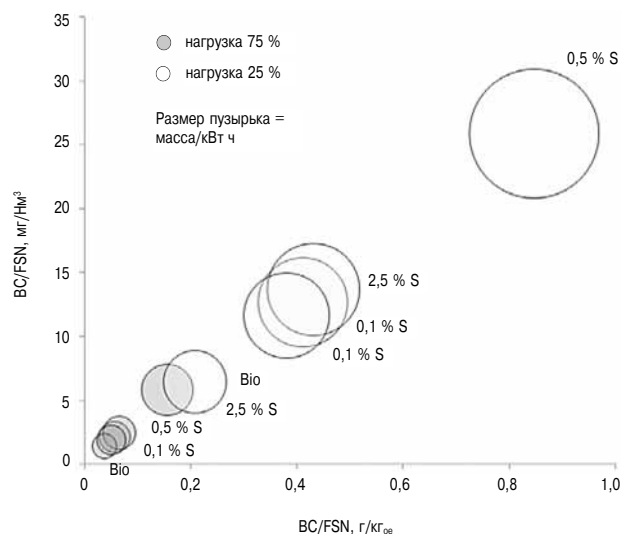


Рис. 6. Выбросы ВС, выраженные в различных единицах

выбросов ВС для топлива 2,5 % S при нагрузке 25 %. При нагрузке 75 % наибольшие выбросы ВС наблюдались при работе на топливе 2,5 % S. При нагрузке 75 % температура горения выше, чем при 25 %. В этом случае температура может оказаться преобладающим фактором в сравнении с влиянием окислов металлов на процесс, поэтому выбросы ВС будут зависеть главным образом от состава и количества органических компонентов топлива. Топливо 2,5 % S было самым тяжелым из тестируемых. Считается также, что в нем содержится наибольшее количество тяжелых органических веществ, таких как асфальтены, для которых неполное сгорание более характерно, чем для легких углеводородов.

Второе место по плотности занимает топливо 0,5 % S (см. табл. 2). При нагрузке 25 % наибольшие выбросы ВС дает топливо 0,5 % S, что может быть объяснено присутствием в топливе и масле тяжелых органических соединений, а также меньшей, по сравнению с 2,5 % S, зольностью топлива. Выбросы ВС при горении топлива 0,5 % S и нагрузке 75 % выровнялись. Это говорит о том, что полнота сгорания упомянутых органических соединений из-за увеличения температуры при нагрузке 75 % повышается.

При любой нагрузке выбросы ВС от топлив 0,1 % S и Bio30 были меньше, чем от топлив 2,5 % S и 0,5 % S. Дистиллятные топлива, как правило, состоят из более легких, по сравнению с обычными морскими топливами, соединений, дающих меньше дыма. Наименьшие выбросы ВС достигались при работе на кислородосодержащем топливе Bio30. Наличие кислорода в топливе обычно улучшает сгорание и снижает выбросы сажи [28, 29, 30].

Таким образом, можно заключить, что более высокая температура сгорания при нагрузке 75 % дает некоторые преимущества топливам, содержащим легкие углеводороды, тогда как при нагрузке 25 % преобладающим фактором, влияющим на снижение выбросов ВС, может оказаться каталитический эффект от присутствия в топливе металлических окислов.

На рис. 7 показаны результаты измерения количества ВС и ЕС, полученные с помощью различных методов измерения. Надежная корреляция между выбросами ВС и ЕС, строго говоря, отсутствует, однако оба показателя обычно рассматриваются одновременно.

Различные приборы и методы измерения выбросов ВС показали достаточно близкие результаты. Рейтинги топлив и нагрузок в отношении влияния на выбросы оказались примерно одинаковыми, несмотря на различие в принципах измерения и в деталях организации испытаний. Совпадение результатов измерений будет выглядеть

еще более убедительно, если учесть погрешности в степени разбавления и высокие потери в системах пробоподготовки. Разброс между результатами, полученными при использовании различных приборов, относительно невелик при значениях концентрации ВС менее 5 мг/Нм³, тогда как при более высоких значениях разброс составлял порядка 5–10 мг/Нм³.

Результаты измерений ВС двумя дымомерами показывают хорошую взаимную корреляцию, так же как измерения с помощью двух аэталометров (рис. 7). Столь же хорошо согласуются между собой результаты измерений РМ по ИСО 8178 и по составу проб газов из выпускной трубы. Все сказанное выше относительно рейтингов выбросов ЕС по нагрузке и составу топлива остается в силе применительно к выбросам ВС.

Результаты измерений с помощью МААР при нагрузке 25 % и DR<200 на рис. 7 не показаны. Эти результаты, а именно 8,3–9,8 мг/Нм³ для топлива 0,1 % S, 14,2 мг/Нм³ для топлива 0,5 % S, 11,1 мг/Нм³ для топлива 2,5 % S и 7,4 мг/Нм³, оказались ниже результатов, полученных при помощи других приборов и высоких концентрациях ВС (0,5 % S и 0,1 % S). Последнее может означать либо то, что МААР дает заниженные значения ВС, либо то, что другие приборы, напротив, дают завышенные значения этого показателя.

Диапазон измерений методом МААР невелик. По информации изготовителя прибора этот диапазон составляет 0–60 и 0–180 мкг/м³ на интервалах усреднения 30 и 10 минут соответственно. Однако, по сообщению Nuvaipen и др. [11], МААР дает заниженные значения ВС уже при концентрации выше 9 мкг/м³. При увеличении концентрации до 24 мкг/м³ занижение состави-

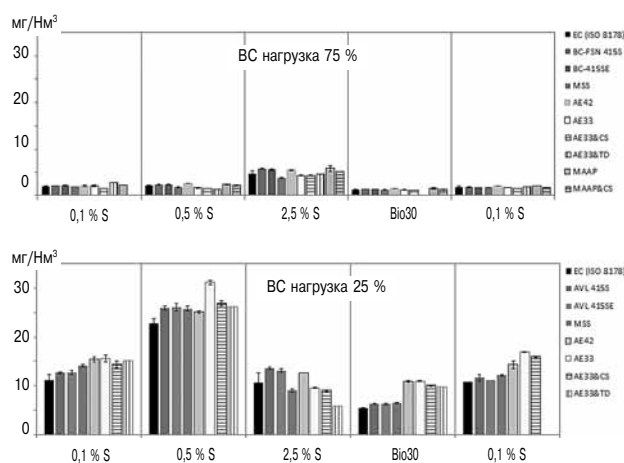


Рис. 7. Выбросы ВС, измеренные различными приборами без разбавления или при DR менее 200. Топливо 0,1 % S использовалось в начале и в конце цикла измерений

Максимальные значения концентрации ВС, определенные с помощью аэталометров, МААР и SP-AMS (приведено наибольшее из указанных трех значений)

	Топл. 0,1 % S		Топл. 0,5 % S		Топл. 2,5 % S		Топл. Bio30	
Степень разбавления DR	90–155	700–900	150–180	1600–1800	200–400	600–800	100–120	600–700
Макс. ВС ^a	125	14	183	13	35	28	93	13

^a Наблюдаемая максимальная концентрация ВС (мкг/Нм³) в разбавленных отработавших газах.

ло порядка 30 %. Как следует из табл. 4, максимальная концентрация ВС в большинстве случаев превышала и 9 и 24 мкг/м³, особенно при нагрузке 25 %, когда выбросы ВС заметно возрастают. В настоящем исследовании, по сравнению с работой Нувагнен и др. [11], расход пробы был ниже (6 л/мин), а интервал усреднения короче (1 мин). Это может способствовать увеличению диапазона измерений МААР. Нувагнен и др. [11] разработали полуэмпирический метод компенсации занижения значений ВС, полученных с помощью МААР при высоких концентрациях ВС, однако в настоящем исследовании подобная коррекция не производилась.

На рис. 8 показаны сравнительные результаты определения ВС, полученные с помощью аэталометров и МААР при степени разбавления свыше 600. Значения концентрации ВС при столь высокой степени разбавления были достаточно низки и при применении МААР. При максимальных значениях DR (1600–1800) степень разбавления не может быть определена с достаточной достоверностью, поскольку концентрация CO₂ в разбавленных отработавших газах и в разбавляющем воздухе оказывается

почти одинаковой. Поэтому результаты при DR>600 не могут считаться достоверными, по крайней мере, без дальнейшего подтверждения. Однако возможно сравнение показаний разных приборов в одной и той же степени разбавления. Интересно, что при нормальных степенях разбавления значения ВС, определенные МААР и аэталометрами, находятся в одном и том же диапазоне. Это позволяет усомниться в том, что при максимальных значениях ВС для данного двигателя МААР занижает значения ВС.

Измеренные значения ВС (с поправкой на потери) для методов AE33 и МААР с включенным CS были ниже, чем без CS, за исключением одной аномальной точки. Как отмечалось выше, различия в составе РМ, зависящие от вида топлива, могут влиять на значения ВС, полученные при использовании разных приборов. Как следует из рис. 8, каталитический десорбер может способствовать уменьшению расхождения в показаниях разных приборов.

При степени разбавления пробы (DR) более 600 разброс измеренных значений ВС увеличивается при значениях концентрации ВС, превышающей 5 мг/Нм³.

Результаты измерений ВС с помощью SP-AMS и приборов, измеряющих количество и размеры частиц, находятся в процессе анализа. Частицы размером менее 50 нм прибором SP-AMS не улавливаются. Частицы, «состарившиеся» в камере РМ, увеличивались до размера, обеспечивающего их обнаружение прибором SP-AMS. Однако делать окончательные выводы на основании данных результатов пока было бы преждевременно.

Заключение

В ходе работы выбросы ВС судового двигателя мощностью 1,6 МВт при нагрузках 75 и 25 % измерялись различными методами, в том числе оптическими, рефракционными и термооптическими. Из методов, предложенных в качестве возможных для сертификации в ИМО, были использованы PAS, МААР и FSN. Кроме того, с помощью самых современных методов измерялись выбросы ЕС и РМ. В испытаниях участвовали минеральные топлива с содержанием серы 0,1, 0,5 и 2,5 %, а также смесь биотоплив.

Выбросы РМ (по массе) существенно зависят от содержания серы в топливе. Наибольшие выбросы РМ наблюдались при работе на топливе 2,5 % S при нагрузках 75 и 25 %. В составе РМ содержались в большом количестве сульфаты, связанная вода, органический углерод и зола, в то время как доля ЕС для всех видов топлива была невелика. Концентрация полициклических

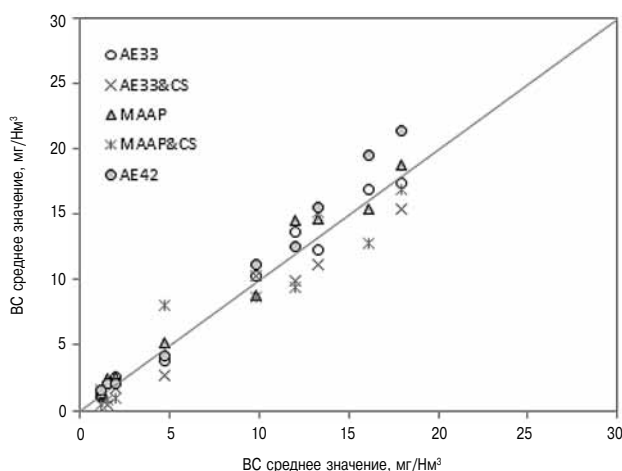


Рис. 8. Сравнительные показания приборов при одинаковой степени разбавления пробы (DR 600–1800, «состарившиеся» твердые частицы)

углеводородов в РМ при работе на топливах 0,5 % S и 2,5 % S была ожидаемо выше, чем на топливах 0,1 % S и Вio30.

Выбросы ВС зависят от нагрузки двигателя и от свойств топлива, но не обязательно только от содержания в топливе серы. Выбросы ВС при нагрузке 25 % оказались заметно выше, чем при 75 %. При работе на топливе 2,5 % S максимум выбросов ВС наблюдался при нагрузке 75 %, тогда как при 25 % нагрузки выбросы были относительно невелики. Окислы некоторых металлов, присутствующие в тяжелом топливе, являются катализаторами горения ВС. Поэтому при работе на топливе 0,5 % S наибольший выброс ВС наблюдался при нагрузке 25 %. Это говорит о том, что даже при содержании серы всего 0,5 % топливо может содержать значительное количество первичных частиц ВС в зависимости от характеристик нефти и технологии получения нефтепродуктов. При нагрузке 75 % выбросы ВС при работе на топливе 0,5 % S были почти такими же, как и при работе на топливах 0,1 % S и Вio30. Это свидетельствует о том, что при повышенной температуре обеспечивается более полное сгорание тяжелых органических соединений под влиянием окислов металлов. Выбросы ВС при работе на топливах 0,1 % S и Вio30 были значительно ниже, чем при работе на тяжелых топливах, поскольку дистилляты, как правило, состоят из более легких, по сравнению с обычными морскими топливами, соединений. Самые низкие выбросы ВС наблюдались при работе на топливе Вio30, вероятно, из-за высокого содержания в нем кислорода. Выявленные зависимости выбросов ВС от нагрузки и вида топлива характерны для опытного двигателя, оборудованного механической системой впрыска, тогда как современные двигатели чаще всего имеют систему common rail, которая по своей природе менее чувствительна к свойствам топлива.

Можно отметить достаточно хорошее соответствие между значениями ВС, полученными с помощью дымометров (AVL 415S, AVL 415SE), AVL MSS (PAS), аэталометров (AE42, AE33) и прибора МААР 5012. Столь же хорошо совпадают результаты измерений ЕС и ВС по методике ИСО 8178 РМ и по пробам газов из выпускной трубы. В этом случае влияние вида топлива и нагрузки двигателя на выбросы ВС, полученные по данным различных приборов, выглядят одинаково, несмотря на различие принципов измерения. Одним из наиболее чувствительных моментов с точки зрения достоверности измерений оказались параметры и конфигурация измерительного оборудования. МААР и аэталометры предназначены для проведения измерений в атмосферном

воздухе, следовательно, при больших значениях ВС степень разбавления должна быть достаточно высокой. Диапазон измерений прибором МААР достаточно узок, поэтому для некоторых сочетаний видов топлива и нагрузки метод МААР приводит к занижению концентрации ВС при степени разбавления пробы менее 200. В расчетах ВС по результатам измерений степень разбавления является множителем, следовательно погрешность DR непосредственным образом сказывается на точности результатов. Для настройки, определения и верификации высоких значений степени разбавления использовались достаточно сложные приборы и методики. При DR менее 200 погрешность оставалась в разумных пределах, но при DR более 600 заметно возрастала. Тип разбавителя (с пористой трубкой или эжектором), судя по всему, не оказал влияния на результаты. При работе с высокосернистыми топливами возникает опасность засорения разбавителя без подогрева, а также вероятность коррозии. Многих проблем, касающихся измерения ВС в судовых дизелях, можно было бы избежать, если бы удалось создать приборы, способные работать при малых степенях разбавления или совсем без разбавления. Предварительные результаты показали, что расхождение между значениями ВС, измеренных различными методами, можно было бы уменьшить за счет использования CS и TC, однако любая предварительная обработка усложняет аппаратное обеспечение испытаний.

Среднеквадратичное отклонение измеренных значений ВС для каждого из приборов обычно не превышает 0,5 мг/Нм³ при нагрузке 75 %, и менее 1 мг/Нм³ при нагрузке 25 %.

Прибор PPS-M нормально работал при использовании всех видов топлива, включая 0,5 % S и 2,5 % S, а результаты хорошо совпадали со значениями РМ, полученными методом отбора проб из выпускной трубы. При разбавлении пробы засорения каналов не наблюдалось. Прибор PPS-M изначально не предназначался для измерения ВС, но может быть использован для этой цели при условии предварительной калибровки применительно к каждому виду топлива.

Проведенное исследование позволило установить зависимости выбросов ВС от вида топлива и нагрузки, характерные для судового двигателя, а также влияние метода измерения выбросов ВС на результат. Например, снижение содержания серы в топливе приводило к заметному снижению выбросов РМ, но не обязательно выбросов ВС. Рейтинг выбросов ВС, измеренных разными приборами, был примерно одинаков, несмотря на различие принципов измерения.

Выбросы газообразных веществ, РМ и ВС, измеренных методом FSN

	Нарп. 75% 0,1%S 31,8	0,5% S 4,9	2,5% S 10,9	Bio30 15,9	0,1%S 21,9
NO _x , г/кВт·ч	10,8	11,1	10,9	11,3	11,2
HC, г/кВт·ч	0,52	0,31	0,38	0,46	0,48
CO, г/кВт·ч	0,33	0,46	0,66	0,30	0,31
CO ₂ , г/кВт·ч	643	650	686	633	641
PM по ИСО 8178 (DR = 8), г/кВт·ч	0,11	0,24	0,85	0,10	0,11
PM в трубе по EN 13284, г/кВт·ч	0,05	0,09	0,56	0,04	0,05
BC (FSN), г/кВт·ч	0,012	0,013	0,032	0,008	0,010
Расход топлива, кг/кВт·ч	0,201	0,203	0,216	0,207	0,200
NO _x , г/кг _{топл.}	53,1	54,2	52,3	56,0	55,0
HC, г/кг _{топл.}	2,6	1,5	1,8	2,3	2,4
CO, г/кг _{топл.}	1,6	2,3	3,2	1,5	1,5
CO ₂ , кг/кг _{топл.}	3,15	3,18	3,30	3,14	3,15
PM по ИСО 8178 (DR=8), г/кг _{топл.}	0,54	1,17	4,10	0,48	0,56
PM в трубе по EN 13284, г/кг _{топл.}	0,26	0,43	2,71	0,19	0,26
BC (FSN) г/кг _{топл.}	0,056	0,065	0,155	0,037	0,050
NO _x , г/Нм ³ (влажн.)	2,0	2,0	1,9	2,1	2,0
HC, г/Нм ³ (влажн.)	0,10	0,06	0,07	0,08	0,09
CO, г/Нм ³ (влажн.)	0,06	0,08	0,12	0,06	0,06
CO ₂ , г/Нм ³ (влажн.)	118	118	123	118	117
PM по ИСО 8178 (DR = 8), мг/Нм ³ (влажн.)	20	44	153	18	21
PM в трубе по EN 13284, мг/Нм ³ (влажн.)	9,7	16,0	101	7,0	9,5
BC (FSN), мг/Нм ³ (влажн.)	2,1	2,4	5,8	1,4	1,5
Расход топлива, мг/Нм ³ (влажн.)	36,9	37,0	38,8	38,5	36,6

	Нарп. 25%0,1 %S 2,9	0,5%S 7,9	25%S 11,9	Bio30 16,9	0,1%S 22,9
NO _x , г/кВт·ч	9,2	6,5	8,9	9,5	9,6
HC, г/кВт·ч	1,37	0,81	0,87	1,04	1,22
CO, г/кВт·ч	1,01	1,49	1,89	0,93	1,02
CO ₂ , г/кВт·ч	750	766	798	730	739
PM по ИСО 8178 (DR = 8), г/кВт·ч	0,47	0,81	1,03	0,39	0,50
PM в трубе по EN 13284, г/кВт·ч	0,20	0,44	1,04	0,11	0,19
BC (FSN), г/кВт·ч	0,098	0,204	0,104	0,048	0,089
Расход топлива, кг/кВт·ч	0,234	0,240	0,252	0,239	0,231
NO _x , г/кг _{топл.}	38,7	35,3	36,7	40,8	41,0
HC, г/кг _{топл.}	5,7	3,4	3,6	4,5	5,2
CO, г/кг _{топл.}	4,2	6,2	7,6	4,0	4,4
CO ₂ , кг/кг _{топл.}	3,15	3,18	3,30	3,14	3,15
PM по ИСО 8178 (DR=8), г/кг _{топл.}	1,99	3,35	4,24	1,70	2,13
PM в трубе по EN 13284, г/кг _{топл.}	0,84	1,84	4,30	0,49	0,83
BC (FSN) г/кг _{топл.}	0,411	0,847	0,430	0,208	0,380
NO _x , г/Нм ³ (влажн.)	1,2	1,1	1,2	1,5	1,3
HC, г/Нм ³ (влажн.)	0,18	0,10	0,11	0,14	0,16
CO, г/Нм ³ (влажн.)	0,13	0,19	0,25	0,12	0,13
CO ₂ , г/Нм ³ (влажн.)	98	97	104	97	97
PM по ИСО 8178 (DR = 8), мг/Нм ³ (влажн.)	62	103	134	52	65
PM в трубе по EN 13284, мг/Нм ³ (влажн.)	26,0	56,5	136	15,0	25,5
BC (FSN), мг/Нм ³ (влажн.)	12,7	25,9	13,6	6,4	11,6
Расход топлива, мг/Нм ³ (влажн.)	30,5	30,5	32,9	31,8	30,2

Литература

1. *Suominen A.* «Emission control and fuels for marine sector» Future fuels for engine power plants seminar, Helsinki, 22 November 2011.
2. AMAP «The Impact of Black Carbon on Arctic Climate» By: P.K. Quinn et al. Arctic Monitoring and Assessment Programme (AMAP), Oslo, 2011, pp. 72.
3. *Winther M. et al.* «Emission inventories for ships in the arctic based on satellite sampled AIS data» Atmospheric Environment 91, 2014, 1–14.
4. *Bond T.C. et al.* «Bounding the role of black carbon in the climate system: A scientific assessment» J. Geophysical Research: Atmospheres, 118, 2013, pp. 5380–5552.
5. *Lim S. et al.* «Absorption and scattering properties of organic carbon versus sulfate dominant aerosols at Gosan climate observatory in Northeast Asia» Atmos. Chem. Phys., 14, 2014, pp. 7781–7793.

6. *Collaud Coen et al.* «Minimizing light absorption measurement artifacts of the Aethalometer: evaluation of five correction algorithms» Atmos. Meas. Tech., 3, 2010, pp. 457–474.
7. *Yang M. et al.* «Attribution of aerosol light absorption to black carbon, brown carbon, and dust in China - interpretations of atmospheric measurements during EAST-AIRE» J. Atmos. Chem. Phys., 9, 2009, pp. 2035–2050.
8. *Andreae M.O., Gelencser A.* «Black carbon or brown carbon? The nature of light-absorbing carbonaceous aerosols» Atmospheric Chemistry and Physics, 6, 2006, 3131–3148.
9. *Kanaya et al.* «Mass concentrations of black carbon measured by four instruments in the middle of Central East China in June 2006» Atmos. Chem. Phys., 8, 2008, pp. 7637–7649.
10. *Lack A. et al.* «Characterizing elemental, equivalent black, and refractory black carbon aerosol particles: a

review of techniques, their limitations and uncertainties» *Analytical and Bioanalytical Chemistry*, 406(1), 2014, pp. 99–122.

11. *Hyvarinen A.-P. et al.* «Correction for a measurement artifact of the Multi-Angle Absorption Photometer (MAAP) at high black carbon mass concentration levels» *Atmos. Meas. Tech.*, 6, 2013, pp. 81–90.

12. *Petzold A. et al.* «Recommendations for reporting "black carbon" measurements» *Atmos. Meas. Tech.*, 13, 2013, pp. 8365–8379.

13. *Drinovec L. et al.* «The "dual-spot" Aethalometer: an improved measurement of aerosol black carbon with real-time loading compensation» *Atmos. Meas. Tech.*, 8, 2015, pp. 1965–1979.

14. *Amanatidis S. et al.* «Evaluation of an oxidation catalyst ("catalytic stripper") in eliminating volatile material from combustion aerosol» *J. Aerosol Science*, 57, 2013, pp. 144–155.

15. *Ronkko T., Arffman A., Karjalainen P., Lahde T., Heikkilä J., Pirjola L., Rothe D., Keskinen J.* «Diesel Exhaust Nanoparticle Volatility Studies by a New Thermogravimetric with Low Solid Nanoparticle Losses» Abstracts in the 15th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles, 26–29 June, 2011, Zurich, Switzerland.

16. *Kang E., Toohey D.W., Brune W.H.* «Dependence of BOA oxidation on organic aerosol mass concentration and OH exposure: experimental MPA chamber studies» *Atmospheric Chemistry and Physics*, 11(4), 2011, pp. 1837–1852, doi:10.5194/acp-11-1837-2011.

17. *Ortega A.M. et al.* «Secondary organic aerosol formation and primary organic aerosol oxidation from biomass burning smoke in a flow reactor during FLAME-3» *Atmospheric Chemistry and Physics Discussions*, 13(5), 2013, pp. 13799–13851, doi:10.5194/acpd-13-13799-2013.

18. *Arnott et al.* «Towards Aerosol Light-Absorption Measurements with a 7-Wavelength Aethalometer: Evaluation with a Photoacoustic Instrument and 3-Wavelength Nephelometer» *Aerosol Science and Technology*, 39, 2015, pp. 17–29.

19. *Cavalli F. et al.* «Toward a standardised thermal-optical protocol for measuring atmospheric organic and elemental carbon: the EUSAAR protocol» *Atmos. Meas. Tech.*, 3, 2010, pp. 79–89.

20. *Panteliadis et al.* «ECOC comparison exercise with identical thermal protocols after temperature offset correction — instrument diagnostics by in-depth evaluation of operational parameters» *Atmos. Meas. Tech.*, 8, 2015, pp. 779–792.

21. *Jung J. et al.* «The effects of accumulated refractory particles and the peak inert mode temperature on semi-continuous organic carbon and elemental carbon measurements during the CARE Beijing 2006 campaign» *Atmospheric Environment* 45, 2011, pp. 7192–7200.

22. *Petzold A., Kramer H., Scollin M.* «Continuous Measurement of Atmospheric Black Carbon Using a Multi-Angle Absorption Photometer» *Environ. Sci. & Pollut. Res.*, 4, 2002, pp. 78–82.

23. *Hansen A.D.A., Rosen H., Novakov T.* «The aethalometer—an instrument for the real-time measurement of optical absorption by aerosol particles» *Sci. Total Environ.*, 36, 1984, pp. 191.

24. *Onasch T.B., Trimborn A., Fortner E.C., Jayne J.T., Kok G.L., Williams L.R., Davidovits P., Worsnop D.R.* «Soot Particle Aerosol Mass Spectrometer: Development, Validation, and Initial Application» *Aerosol Science and Technology*, 46, 2012, pp. 804–817.

25. *Rostedt A. et al.* «Characterization and response model of the PPS-M aerosol sensor» *Aerosol Science & Technology*, 48 (10), 2014, pp. 1022–1030.

26. *Bauer J. et al.* «Characterization of the Sunset Semi-Continuous Carbon Aerosol Analyzer» *Journal of the Air & Waste Management Association*, 59:7, 2009, pp. 826–833.

27. *Karanasiou A.* «On the quantification of atmospheric carbonate carbon by thermal/optical analysis protocols» *Atmos. Meas. Tech.*, 4, 2011, pp. 2409–2419.

28. *Murtonen T., Aakko-Saksa P., Kuronen M., Mikkonen S., Lehtoranta K.* «Emissions with Heavy-duty Diesel Engines and Vehicles using FAME, HVO and GTL Fuels with and without DOC+POC» *Aftertreatment. SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 2, 2010, pp. 147–166.

29. *Aakko-Saksa P., Brink A., Happonen M., Heikkilä J., Hultkonen T., Imperato M., Kaario O., Koponen P., Larmi M., Lehto K., Murtonen T., Sarjovaara T., Tilli A., Vaisanen E.* «Future combustion Technology for Synthetic and Renewable fuels in Compression ignition Engines (REFUEL)» Final Report Aalto University publication series, Science + Technology 21/2012.

30. *McGill R., Storey J., Wagner R., Irick D., Aakko P., Westerholm M., Nylund N.-O., Lappi M.* «Emission Performance of Selected Biodiesel Fuels» *SAE Technical Paper 2003-01-1866*, 2003.

31. *Nylund N.-O., Aakko P., Mikkonen S., Niemi A.* «Effects of Physical and Chemical Properties of Diesel Fuels on NOx Emissions of Heavy-Duty Diesel Engines» *SAE Technical Paper 972997*, 1997.

32. *Ristimäki J., Hellen G., Lappi M.* 2010. «Chemical and physical characterization of particulate matter from a marine medium speed diesel engine» 2010 CIMAC Congress, 14. - 17.6.2010. Bergen, Norway.

33. *Sippula O. et al.* «Particle Emissions from a Marine Engine: Chemical Composition and Aromatic Emission Profiles under Various Operating Conditions» *Environ. Sci. Technol.*, 48 (19), 2014, pp. 11721–11729.

34. *Lipsky E.M., Robinson, A.L.* «Effects of Dilution on Fine Particle Mass and Partitioning of Semivolatile Organics in Diesel Exhaust and Wood Smoke» *Environ. Sci. Technol.* 2006, 40 (1), 2006, pp. 155–162.

Условные обозначения и сокращения

E	Аэталометр (Aethalometer)
BC	Черный углерод (Black carbon)
CI	Самовоспламенение от сжатия (в дизеле) — Compression Ignition (Diesel)
CO ₂	Двуокись углерода (Carbon dioxide)
CO	Оксид углерода (Carbon monoxide)
CPC	Конденсационный счетчик частиц (Condensation Particle Counter)
CS	Каталитический десорбер (Catalytic stripper)
D _p	Диаметр частицы (Particle diameter)
DR	Степень разбавления (Dilution ratio)
eBC	Эквивалентный черный углеводород (Equivalent black carbon)
EC	Элементарный углерод (Elemental carbon)
ELPI	Электрический импактор низкого давления (Electric Low Pressure Impactor)
FID	Пламенно-ионизационный детектор (Flame ionization detector)
FSN	Дымовое число фильтра (Filter Smoke Number)
FTIR	Фурье-ИК спектрометр (Fourier transformation infrared)
H/C	Отношение содержаний водорода и углерода (Hydrogen to carbon ratio)
HC	Углеводороды (Hydrocarbons)
HCLD	Хемилюминесценция с подогревом (Heated Chemiluminescence)
HFID	Пламенно-ионизационный детектор с подогревом (Heated Flame Ionisation Detector)
ICP-MS	Inductively coupled plasma mass spectrometry
ИМО	Международная Морская Организация (International Maritime Organisation)
IR	Инфракрасный (Infrared)
kg _{oe}	Эквивалентная масса нефтепродукта (kg _{oe}), энергия которой приблизительно равна энергии, содержащейся в одном килограмме нефтепродукта с низшей теплотворной способностью 41868 кДж/кг
LAC	Светопоглощающий углерод (Light absorbing carbon)

LII	Лазерно-индуцированная инкаандесценция (Laser Induced Incandescence)
Lpm	Литров в минуту (Liters per minute)
MAAP	Многоугольная абсорбционная фотометрия (Multiangle Absorption Photometry)
MSS	Датчик микрочастиц сажи (Micro Soot Sensor)
NDIR	Недисперсионный инфракрасный (Nondispersive Infrared)
Нм ³	Расход, приведенный к нормальным условиям (температура 273.15 К и давление 101325 Па)
NO _x	Оксиды азота - Nitrogen oxides (NO and NO ₂)
OC	Органический углерод (Organic carbon)
o.d.	Наружный диаметр (Outer diameter)
PAH	Полиароматические углеводороды (Polyaromatic hydrocarbons)
PAM	Камера массы потенциальных аэрозолей (Potential Aerosol Mass chamber)
PAS	Фотоакустическая спектроскопия (Photoacoustic Spectroscopy)
PM	Твердые частицы (Particulate matter)
PN	Число частиц (Particle number)
PPS-M	Датчик частиц Pegasor (Pegasor Particle Sensor)
PTD	Разбавитель с пористой трубкой (Porous tube diluter)
rBC	Отражающий черный углерод (Refractory black carbon)
RH	Относительная влажность (Relative humidity)
SMPS	Сканирующий классификатор мобильных частиц (Scanning Mobility Particle Sizer)
SOA	Вторичные органические аэрозоли (Secondary organic aerosols)
SS	Неполнопоточная система пробоотбора частиц для анализа PM по ИСО 8178 (AVL SmartSampler)
TD	Термосепаратор (Thermodenuder)
UV	Ультрафиолет (Ultraviolet)