

4. M. Yamada, Y Ehara, T Ito, NOx removal by using saw tooth-shaped electrodes. – Papers of Techn. Meet. Electr. Disch. Japan. IEE, 1999. – V. Ed.-99. – No. 94-108. – P. 1-6.

5. Чаплинский Р.Ю., Кузьмичёв А.И., Вольпян О.Д., Лещишин А.В., Веремейченко Г.Н. Применение плазменной электроники и фотоники для улучшения экологии дизельных двигателей // Электроника и связь. 3 тематический выпуск «Электроника и нанотехнологии». – 2010. - С.96-100.

6. Бойко Н.И., Борцов А.В., Евдошенко Л.С., Иванов В.М и др. Импульсный коронный разряд с расширенной зоной ионизации: физические основы получения и перспективные области применения // Електротехніка і електромеханіка. – 2004. - № 3. – С. 98-104.

ОБ УЧЁТЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЦЕССА ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ В ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Авдеев К.А., Агуреев И.Е., Хмелёв Р.Н. (Тульский государственный университет);

Особенностью процесса сгорания в дизельных двигателях, в отличие от бензиновых, является наличие двух максимумов скорости тепловыделения [1]. Поэтому при моделировании рабочего процесса дизельного двигателя внутреннего сгорания (ДВС) применяют известную феноменологическую модель Вибе [2]. При этом кривая тепловыделения разбивается на два участка, для каждого из которых подбираются соответствующие коэффициенты Вибе. Использование подобного подхода позволяет рассчитывать характеристики тепловыделения с удовлетворительной точностью. Однако модель Вибе не позволяет установить в явном виде связь параметров системы топливоподачи с характеристикой тепловыделения и выходными характеристиками двигателя, что ограничивает возможность её практического применения для расчётов рабочего процесса двигателя при его проектировании.

Из изложенного следует целесообразность учёта особенностей процесса тепловыделения в динамической модели дизельного ДВС, что позволит применять её для проведения расчётов рабочего процесса, например, на этапе эскизного проектирования.

Динамическая модель, позволяющая учесть особенности тепловыделения в дизельном двигателе, включает уравнения [3, 4]:

- термодинамической подсистемы:

$$\frac{du_n}{dt} = f_n(u_n, r_n, j_n, w_n, G_{nik}, x); \quad (1)$$

$$\frac{dr_n}{dt} = f_n(u_n, r_n, j_n, w_n, G_{nik}, x); \quad (2)$$

- механической подсистемы:

$$\frac{dw_n}{dt} = f_n(r_n, j_n, w_n, M_n, x); \quad (3)$$

$$\frac{dj_n}{dt} = f_n(r_n, j_n, w_n, M_n, x); \quad (4)$$

- функциональных подмоделей процессов рабочего цикла:

$$G_{nik} = f_{nik}(u_n, r_n, j_n, w_n, G_{nik}, x); \quad (5)$$

где n – номер узла (цилиндр, коленвал и т.п.); i – номер звена n -го узла (впускной клапан, выпускной клапан и т.п.); k – номер процесса рабочего цикла (наполнение, выпуск, горение и т.п.); t – время; u – внутренняя энергия; ρ – плотность; ω – угловая скорость коленвала; φ – угол поворота коленвала; M_n – момент нагрузки на двигатель; G – коэффициенты или компоненты подмодели процесса рабочего цикла; x – параметры двигателя. Для определения скорости тепловыделения в (5), предлагается использовать феноменологическую модель Разлейцев [1,5]:

$$G_{nik} = H_u \times m_{fn} \times \frac{dx_n}{dt}; \quad (6)$$

$$\frac{dx_n}{dt} = \begin{cases} \dot{y}_{0n} P_0^n + y_{1n} P_{1n} + P_{2n}; & \text{на участке топливоподачи} \\ \dot{A}_{3n} \alpha_{Tn} (1 - D_{Tn} - x_n) x_n; & \text{на участке развитого горения} \end{cases}; \quad (7)$$

где n – номер цилиндра; i – номер звена n -го цилиндра ($i = 0$); k – номер процесса рабочего цикла ($i = 3$); H_u – низшая теплота сгорания топлива; m_f – цикловая подача топлива; x – доля выгоревшего топлива; ψ_0, ψ_1 – коэффициенты полноты выгорания топлива; P_0, P_1, P_2 – функции выгорания паров топлива (образовавшихся за период задержки воспламенения), испаряющегося топлива и догорания топлива соответственно; A_3 – коэффициент пропорциональности; α_T – текущее значение коэффициента избытка воздуха; Δ_T – доля цикловой подачи топлива, не сгоревшая к моменту открытия выпускных клапанов.

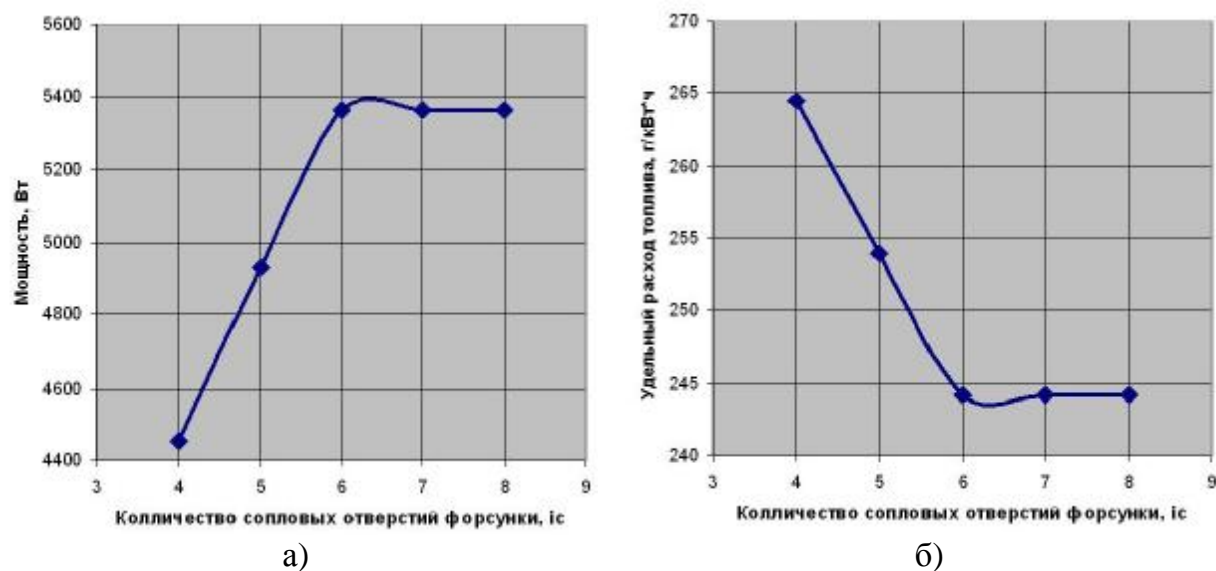


Рис. 1 Влияние числа сопловых отверстий форсунки: а – на максимальную мощность; б – на удельный эффективный расход топлива ($\varphi_{впр}=\text{const}$, $\varphi_{VOB}=\text{const}$)

Возможности динамической модели дизельного ДВС (1)-(7) проиллюстрированы серией расчётов характеристик двигателя ТМЗ-450Д, а именно: максимальной мощности (N_{max}), среднего эффективного давления (p_e), удельного эффективного расхода топлива (g_e) и эффективного КПД (η_e). В расчётах варьировались следующие параметры системы топливоподачи: число сопловых отверстий форсунки (i_c), продолжительность топливоподачи ($\varphi_{впр}$), угол опережения впрыска (φ_{VOB}). Некоторые результаты расчётов представлены на нижеследующих рисунках.

Приведённые результаты (рис. 1 – рис. 3) свидетельствуют о возможности применения предложенной динамической модели (1)-(7), учитывающей особенности тепловыделения в дизельном двигателе, для исследования влияния основных

параметров системы топливоподачи на показатели эффективности функционирования дизельного двигателя, например, на этапе эскизного проектирования.

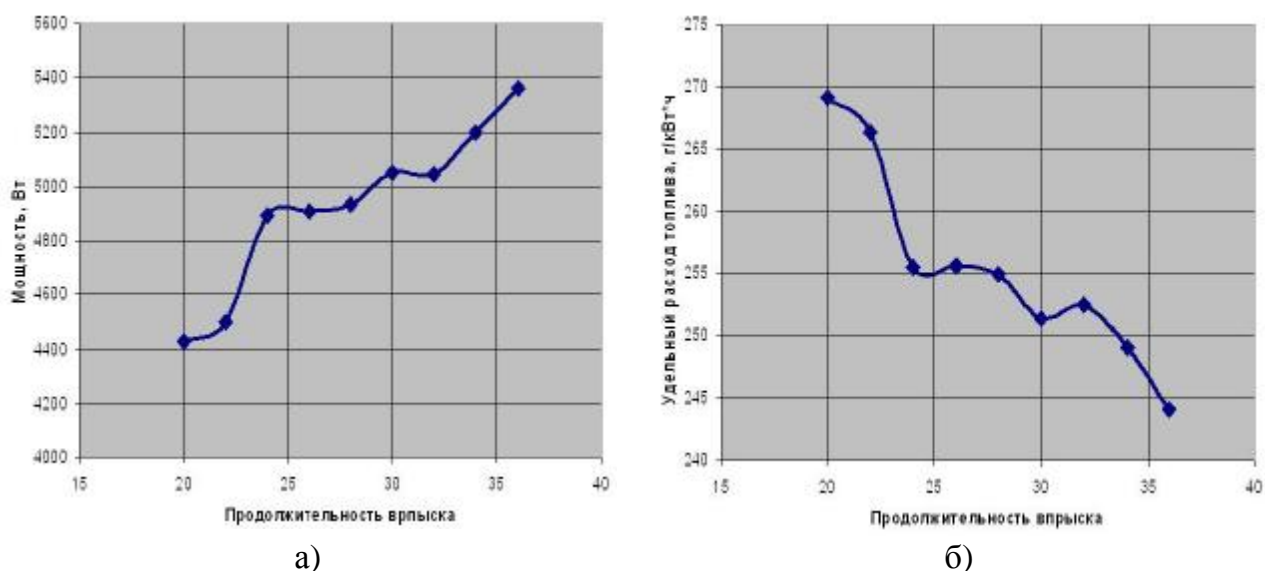


Рис. 2 Влияние продолжительности впрыска топлива: а – на максимальную мощность; б – на удельный эффективный расход топлива ($i_c = \text{const}$, $\varphi_{\text{УОВ}} = \text{const}$)

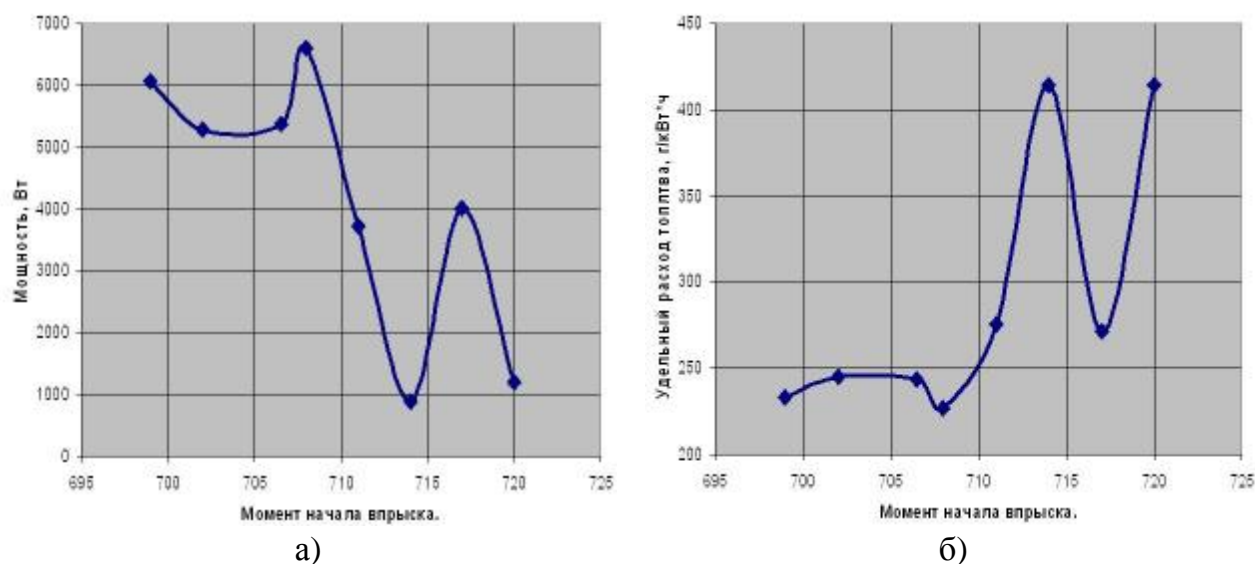


Рис. 3 Влияние угла опережения впрыска топлива: а – на максимальную мощность; б – на удельный эффективный расход топлива ($i_c = \text{const}$, $\varphi_{\text{впр}} = \text{const}$)

Работа выполнена в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 год, государственный контракт № П615 от 18.05.2010 г.

Литература:

1. Разлейцев Н.Ф., Филипковский А. И. Математическая модель процесса сгорания в дизеле со струйным смесеобразованием.// Двигателестроение, №7, 1990, – С. 90–95.
2. Вибе И. Н. Новое о рабочем цикле двигателей. М.: МАШГИЗ, 1962. – 268 с.
3. Авдеев К.А., Маливанов М. В. Моделирование типовых фрагментов тестовых режимов функционирования ДВС.// Материалы МНПС "Использование дина-

мических характеристик рабочих процессов тепловых двигателей для проектирования, эксплуатации, диагностики и ремонта", – Казань: КГСХА.

4. Авдеев К.А., Богатырёв М. Ю. Структурно–инвариантный подход к моделированию многоцилиндрового двигателя внутреннего сгорания // Известия ТулГУ/Серия "Автомобильный транспорт". Вып. 6, – Тула: ТулГУ, 2002 г. – С. 93–102.

5. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРЕХМЕРНЫХ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕНОСА И ТУРБУЛЕНТНОГО СГОРАНИЯ В ЦИЛИНДРАХ ДИЗЕЛЯ И ГАЗОЖИДКОСТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Зеленцов А.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

1. Введение

Топливо–энергетическая и экологическая ситуация, складывающаяся в мире, свидетельствует о том, что природный газ является реальной альтернативой жидким углеводородным топливам. В связи с переходом на альтернативное топливо особенно актуальным становится вопрос о работоспособности конструктивных элементов двигателя в новых условиях, обусловленных изменившимися тепловыми нагрузками со стороны рабочего тела [1]. В работе проводились численные исследования процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре газожидкостного двигателя с целью определения граничных условий III-его рода на поверхности камеры сгорания для дальнейшей оценки теплонапряженного состояния этих поверхностей. По результатам исследования дается заключение о целесообразности конвертирования дизеля в газожидкостный двигатель.

Объектами исследования являлись дизель ЯМЗ-236 с двухклапанной головкой цилиндра и смещенной (относительно оси цилиндра) камерой сгорания в поршне и газожидкостная модификация двигателя на его базе. Исследования проводились на двух основных режимах работы: номинальной мощности и максимального крутящего момента. Форма камеры сгорания была модифицирована для снижения тепловой нагрузки на вытеснитель (рис.1).

2. Математическая модель

Решение предусматривает определение локальных параметров газа во всей расчетной области, которые представляются в виде суммы осредненной и пульсационной составляющей. Такое представление параметров приводит к тому, что система уравнений Навье–Стокса [2] преобразуется в незамкнутую систему уравнений Рейнольдса, для замыкания которой требуется введение дополнительных математических соотношений, называемых моделями турбулентности.

В данном исследовании использовалась AVL HTM (Hybrid Turbulence Model), являющаяся модификацией k - ε модели (k – кинетическая энергия турбулентности, ε – скорость ее диссипации). Отличие заключается в определении одной из констант, c_μ [3]:

$$c_\mu = \left(-\overline{W_i W_j} \frac{\partial W_i}{\partial x_j} \right) / \left(\frac{k}{\varepsilon} S^2 \right), S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (1)$$

где S_{ij} – средняя величина деформации элементарного объема жидкости в единицу времени.