

Поступила в редакцию 01.07.2014

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, проф., завідувач кафедрою двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua

Пильов Вячеслав Володимирович – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: vv3pylov@i.ua

ОСОБЕННОСТИ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ СТЕНКИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПОРШНЯ СО СЛОЕМ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ В ЗОНЕ НАЛИЧИЯ ТОПЛИВНОЙ ПЛЕНКИ

А. П. Марченко, В. В. Пылёв

В статье приведены результаты моделирования нестационарного высокочастотного температурного состояния теплоизолированной стенки камеры сгорания поршня автотракторного двигателя в зоне наличия на ее поверхности топливной пленки. Использована одномерная математическая модель, которая учитывает теплообмен пленки со стенкой и рабочим телом, перемешивание слоев топлива и процесс его испарения. Исследованы эффекты частично-динамической теплоизоляции, которые возникают при этом, и влияние на них режимных факторов, толщины и начальной температуры топливной пленки.

THE CHARACTER OF COATED PISTON COMBUSTION CHAMBER SURFACE TEMPERATURE STATE IN THE REGIONS OF PRESENCE OF THE FUEL FILM

A. P. Marchenko, V. V. Pylyov

The simulation results of the nonstationary high-frequency temperature state of the coated piston combustion chamber surface of the automotive diesel engine in the regions of the fuel film presence are discussed in the article. The one-dimensional mathematical model taking into account heat exchange among fuel, wall and gas as well as processes of mixing and vaporisation of the fuel in the film is applied. The revealed partially-dynamic heat insulation effects conjointly with influence on them from operation conditions and initial fuel film thickness and temperature are analyzed.

УДК 621.436

А.А. Прохоренко

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ КОМБИНИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ С АККУМУЛЯТОРНОЙ СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ КАК РЕГУЛИРУЕМОГО ОБЪЕКТА

В статье рассмотрен вывод системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику звеньев комбинированного дизеля с автономным турбонаддувом и аккумуляторной топливной системой. Показано, что эта система уравнений имеет третий порядок, или на порядок больше, чем у двигателя без наддува. Определен вектор независимых координат, влияющих на состояние системы. Полученная в результате математическая модель данного объекта регулирования может быть использована для синтеза его системы автоматического управления.

В современных дизелях широко применяется топливная аппаратура (ТА) аккумуляторного типа с электромагнитными (или пьезоэлектрическими) устройствами управления впрыскиванием – форсунками [1]. Регулирование величины цикловой подачи в такой ТА осуществляется изменением продолжительности управляющего электрического импульса, открывающего с помощью электропривода специальный запорный орган. Поэтому применение регуляторов с механическим чувствительным элементом для таких двигателей невозможно, так как сопряжено со значительными сложностями преобразования механических сигналов в электрические. Этот факт обосновывает необходимость применения для дизелей с аккумуляторной ТА

только электронных регуляторов, которые на основе показаний электрических чувствительных элементов (датчиков) вырабатывают электрический же сигнал управления.

Известно, что системой автоматического регулирования (САР) является функциональная совокупность объекта регулирования и регулятора [2]. Данная схема в полной мере распространяется и на САР дизелей с аккумуляторной ТА и электронным регулятором. Однако, функциональная схема дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи имеет одно существенное отличие от традиционной – наличие звена в виде топливного аккумулятора, обладающего собственными динамическими свойствами.

Для подбора параметров, настройки и оптимизации САР рационально иметь возможность численного моделирования ее динамических характеристик – переходных процессов, возникающих в результате появления различных возмущающих воздействий. В работе [3] подробно рассмотрен вывод системы дифференциальных уравнений динамики дизеля с аккумуляторной ТА и свободным впуском (без наддува). Введение в регулируемый объект инерционного звена в виде турбокомпрессора (ТК), естественно, окажет влияние на динамические свойства этого объекта и отразится на виде описывающих его поведение дифференциальных уравнений. В учебной и научной литературе достаточно широко представлены решения задач расчета переходных процессов двигателей с наддувом с использованием дифференциального уравнения динамики двигателя [2, 4 и др.]. Однако, все они относятся к двигателям, оснащенным гидромеханической ТА, в которой управление подачей осуществляется путем перемещения рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД).

Поэтому, целью настоящей статьи является математическое описание динамики комбинированного дизеля с аккумуляторной ТА, оснащенного системой автономного газотурбинного наддува.

Дифференциальное уравнение динамики дизеля

Подробный вывод этого уравнения описан в работе [3]. Здесь же остановимся лишь на особенностях математического описания, которые появляются в результате введения в схему САР такого агрегата, как турбокомпрессор. При проведении дальнейшего анализа учтем (а это очевидно), что на работу аккумулятора топлива турбокомпрессор влияния не оказывает.

Исходим из того, что динамические свойства поршневой части двигателя описываются дифференциальным уравнением [2, 4]:

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} = \Delta M - \Delta M_c, \quad (1)$$

где J – момент инерции подвижных частей двигателя; ω – угловая скорость коленчатого вала; M – крутящий момент двигателя; M_c – момент сопротивления нагрузки; Δ – величины отклонения перчисленных факторов от установившегося значения в равновесном режиме.

В отличие от двигателя без наддува [3], крутящий момент M является функцией следующих параметров: продолжительности управляющего импульса на электромагнит форсунки τ , давления топлива в аккумуляторе p_m , угловой скорости коленчатого вала ω и величины давления наддува p_k , то есть $M = f(\tau, \omega, p_m, p_k)$. Функциональная зависимость момента сопротивления нагрузки $M_c = f(\omega, N, p_m)$ (здесь N – настройка потребите-

ля мощности) по сравнению с безнаддувным двигателем не изменится.

После линеаризации этих зависимостей методом замены конечных приращений на полные дифференциалы и подстановки их в уравнение (1) получим уравнение:

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} = \frac{\partial M}{\partial \tau} \Delta\tau - \left(\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M}{\partial \omega} \right) \Delta\omega + \left(\frac{\partial M}{\partial p_m} - \frac{\partial M_c}{\partial p_m} \right) \Delta p_m + \frac{\partial M}{\partial p_k} \Delta p_k - \frac{\partial M_c}{\partial N} \Delta N. \quad (2)$$

В дополнение к принятым в [3] безразмерным координатам: φ – относительное изменение угловой скорости коленчатого вала, x – относительное изменение продолжительности управляющего сигнала на электромагнит форсунки, ρ – относительное изменение давления топлива в аккумуляторе и α – относительное изменение нагрузки, введем координату $\pi = \Delta p_k / p_{k0}$ – относительное изменение давления наддува, и подставим их в уравнение (2), одновременно разделив его части на величину $\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0$:

$$\frac{J\omega_0}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\frac{\partial M}{\partial \tau} x \tau_0}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0} - \frac{\left(\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M}{\partial \omega} \right) \varphi \omega_0}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0} + \frac{\left(\frac{\partial M}{\partial p_m} - \frac{\partial M_c}{\partial p_m} \right) \rho p_{m0}}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0} + \frac{\frac{\partial M}{\partial p_k} \pi p_{k0}}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0} - \frac{\frac{\partial M_c}{\partial N} \alpha N_0}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0}. \quad (3)$$

В полученном выражении, кроме принятых в [3] обозначений постоянных коэффициентов: T_d – постоянная времени двигателя, k_d – коэффициент самовыравнивания, θ_p – коэффициент усиления по давлению топлива в аккумуляторе, θ_n – коэффициент усиления по нагрузке, введем обозначение для постоянного коэффициента $\frac{\partial M}{\partial p_k} p_{k0} / \frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0 = \theta_\pi$ – это коэффициент усиления по давлению наддува.

Тогда уравнение (3) примет вид:

$$T_d \frac{d\varphi}{dt} + k_d \varphi = x + \theta_p \rho + \theta_\pi \pi - \theta_n \alpha. \quad (4)$$

Это уравнение является дифференциальным уравнением движения поршневой части комбинированного дизеля с автономным турбонаддувом и аккумуляторной ТА. Следует заметить, что в отличие от дифференциального уравнения дизеля без наддува, в него входит слагаемое, отражающее влияние на динамику дизеля величины давления на впуске $\theta_\pi \pi$.

Уравнение объединенного узла «впускной

коллектор-турбокомпрессор-выпускной коллектор»

Турбокомпрессор. В учебнике [2] изложен подробный вывод уравнения динамики этого узла, который может быть применен и для описания турбокомпрессора в составе комбинированного дизеля с аккумуляторной ТА. Следует лишь обратить внимание на то, что величина подачи топлива в цилиндр зависит не от положения рейки ТНВД, как в традиционной системе топливоподачи, а от двух факторов – величины управляющего сигнала на электромагнит форсунки τ и давления топлива в аккумуляторе p_m . То есть в уравнении, описывающем динамические свойства ТК [2]:

$$J_{TK} \frac{d\omega_K}{dt} = M_T - M_K, \quad (5)$$

где J_{TK} – момент инерции подвижных частей ТК; ω_K – угловая скорость ротора ТК; M_K – момент сопротивления колеса компрессора; M_T – крутящий момент колеса турбины, имеет место функциональная зависимость $M_T = f_2(p_T, \tau, p_m, \omega_K)$. Здесь p_T – давление газов перед турбиной.

Применив классический подход с использованием малых приращений и линеаризации путем разложения в ряд Тейлора [2] уравнение (5) можно преобразовать к виду:

$$J_{TK} \frac{d\Delta\omega_K}{dt} = -\frac{\partial M_K}{\partial p_K} \Delta p_K + \frac{\partial M_T}{\partial p_T} \Delta p_T + \frac{\partial M_T}{\partial \tau} \Delta \tau + \frac{\partial M_T}{\partial p_m} \Delta p_m - \left(\frac{\partial M_K}{\partial \omega_K} - \frac{\partial M_T}{\partial \omega_K} \right) \Delta \omega_K. \quad (6)$$

Введём дополнительно безразмерные относительные координаты $\varphi_{TK} = \Delta\omega_K / \omega_{K0}$ – относительное изменение угловой скорости ротора ТК и $\xi = \Delta p_T / p_{T0}$ – относительное изменение давления газов перед турбиной, и подставим их в уравнение (6) с одновременным делением его частей на величину $\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}$. В результате получим:

$$\frac{J_{TK} \omega_{K0}}{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}} \frac{d\varphi_{TK}}{dt} = -\frac{\frac{\partial M_K}{\partial p_K} p_{K0}}{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}} \pi + \frac{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}}{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}} \xi + \frac{\frac{\partial M_T}{\partial \tau} \tau_0}{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}} x + \frac{\frac{\partial M_T}{\partial p_m} p_{m0}}{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}} \rho - \frac{\left(\frac{\partial M_K}{\partial \omega_K} - \frac{\partial M_T}{\partial \omega_K} \right) \omega_{K0}}{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}} \varphi_{TK}. \quad (7)$$

Постоянными коэффициентами в этом уравнении являются: $J_{TK} \omega_{K0} / \frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0} = T_{TK}$ – постоянная времени ТК, $\frac{\partial M_K}{\partial p_K} p_{K0} / \frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0} = \theta_K$ – коэффициент усиления по давлению наддува,

$\frac{\partial M_T}{\partial \tau} \tau_0 / \frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0} = \theta_x$ – коэффициент усиления по продолжительности управляющего сигнала на электромагнит форсунки, $\frac{\partial M_T}{\partial p_m} p_{m0} / \frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0} = \theta_\rho$ – коэффициент усиления по давлению топлива в аккумуляторе, $\left(\frac{\partial M_K}{\partial \omega_K} - \frac{\partial M_T}{\partial \omega_K} \right) \omega_{K0} / \frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0} = k_{TK}$ – коэффициент самовыравнивания.

С учетом этих обозначений уравнение (7) примет вид:

$$T_{TK} \frac{d\varphi_{TK}}{dt} + k_{TK} \varphi_{TK} = -\theta_K \pi + \xi + \theta_x x + \theta_\rho \rho. \quad (8)$$

Полученное уравнение связывает изменение скорости вращения вала ТК с изменением таких параметров работы дизеля и лопаточной машины, как давление наддува π , давление перед турбиной ξ и величина цикловой подачи топлива (x и ρ).

Впускной коллектор. С учетом общепринятых в теории САР ДВС допущений, связанными с невысокими давлениями наддува, малым изменением температуры воздуха во впускном коллекторе и его сравнительно малым объемом [2], уравнение впускного коллектора примет вид:

$$k_B \pi = \varphi_{TK} - \theta_B \varphi, \quad (9)$$

где k_B – его коэффициент самовыравнивания; θ_B – коэффициент усиления по угловой скорости колленчатого вала.

Именно в таком виде, без изменений, уравнение (9) может быть использовано и для описания динамических свойств впускного коллектора дизеля с аккумуляторной ТА. Как видно, это уравнение является алгебраическим, а само звено, которое оно описывает – безынерционным.

Выпускной коллектор. В учебной литературе [2] приведен подробный вывод уравнения выпускного коллектора, которое может быть применено и для выпускного коллектора в составе комбинированного дизеля с аккумуляторной ТА. Следует лишь обратить внимание на то, что величина подачи топлива зависит не от положения рейки ТНВД, как в традиционной системе топливоподачи, а от двух факторов – величины управляющего сигнала на электромагнит форсунки τ и давления топлива в аккумуляторе p_m . То есть в уравнении, описывающем динамику выпускного коллектора [2]

$$\frac{V_r \rho_r}{n_r p_T} \frac{d\Delta p_T}{dt} = \Delta G_r - \Delta G_T, \quad (10)$$

где V_r – объем выпускного коллектора; ρ_r – плотность отработавших газов; n_r – показатель политропы расширения отработавших газов; G_r – масса отработавших газов, поступающая из цилиндров двигателя; G_T – расход газа через турбину,

имеет место функциональная зависимость $G_T = f(p_T, \tau, p_m)$.

Применим классический подход с использованием малых приращений и линеаризации путем использования полного дифференциала [2] и преобразуем уравнение (10) к виду:

$$\frac{V_r \rho_r}{n_r p_T} \frac{d\Delta p_T}{dt} = \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial G_T}{\partial p_K} \Delta p_K + \frac{\partial G_T}{\partial p_r} \Delta p_r - \frac{\partial G_T}{\partial p_T} \Delta p_T - \frac{\partial G_T}{\partial \tau} \Delta \tau - \frac{\partial G_T}{\partial p_m} \Delta p_m. \quad (11)$$

После перехода к относительным координатам и деления всех составляющих уравнения на коэффициент $\frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0$, оно примет вид:

$$\frac{\frac{V_r \rho_r}{n_r p_T} p_{T0}}{\frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0} \frac{d\xi}{dt} = \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0 \varphi + \frac{\partial G_T}{\partial p_K} p_{K0} \pi - \left(\frac{\partial G_T}{\partial p_r} - \frac{\partial G_T}{\partial p_T} \right) p_{T0} \xi - \frac{\partial G_T}{\partial \tau} \tau_0 x - \frac{\partial G_T}{\partial p_m} p_{m0} \rho. \quad (12)$$

Коэффициенты в этом уравнении:

$\frac{V_r \rho_r}{n_r p_T} p_{T0} / \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0 = T_r$ – постоянная времени впускного коллектора,

$\frac{\partial G_T}{\partial p_K} p_{K0} / \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0 = \theta_r$ – коэффициент усиления по давлению наддува,

$\left(\frac{\partial G_T}{\partial p_r} - \frac{\partial G_T}{\partial p_T} \right) p_{T0} / \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0 = k_r$ – коэффициент самовыравнивания,

$\frac{\partial G_T}{\partial \tau} \tau_0 / \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0 = \theta_{xr}$ – коэффициент усиления по продолжительности управляющего сигнала на электромагнит форсунки,

$\frac{\partial G_T}{\partial p_m} p_{m0} / \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0 = \theta_{pr}$ – коэффициент усиления по давлению топлива в аккумуляторе. Все эти величины являются постоянными.

С учетом новых обозначений уравнение (12) запишется следующим образом:

$$T_r \frac{d\xi}{dt} + k_r \xi = \varphi + \theta_r \pi - \theta_{xr} x - \theta_{pr} \rho. \quad (13)$$

Принято считать, что объем выпускного коллектора достаточно мал, поэтому $T_r \approx 0$ [2], и тогда уравнение (13) упрощается до вида

$$k_r \xi = \varphi + \theta_r \pi - \theta_{xr} x - \theta_{pr} \rho. \quad (14)$$

Уравнение (14) является алгебраическим, следовательно, звено, которое оно описывает – безынерционным.

Поскольку впускной и выпускной коллекторы, как показано выше, являются безынерционными

звеньями, то они не оказывают влияния на динамику звена «турбокомпрессор» и потому, при математическом описании, могут быть объединены с последним. Для этого уравнение (8) запишем в операторной форме и подставим в него значения внутренних координат φ_{TK} и ξ , выраженные из уравнений (9) и (14):

$$(T_{TK} p + k_{TK})(k_B \pi + \theta_B \varphi) = \left(\frac{\theta_r}{k_r} - \theta_K \right) \pi + \frac{1}{k_r} \varphi + \left(\theta_x - \frac{\theta_{xr}}{k_r} \right) x + \left(\theta_p - \frac{\theta_{pr}}{k_r} \right) \rho. \quad (15)$$

Здесь p – оператор Лапласа. После последовательных преобразований и перегруппировки слагаемых получим уравнение:

$$\left(T_{TK} k_B p + \left(k_{TK} k_B - \frac{\theta_r}{k_r} + \theta_K \right) \right) \pi = - (T_{TK} \theta_B p + k_{TK} \theta_B - \frac{1}{k_r}) \varphi + \left(\theta_x - \frac{\theta_{xr}}{k_r} \right) x + \left(\theta_p - \frac{\theta_{pr}}{k_r} \right) \rho. \quad (16)$$

Введем новые обозначения для констант: $T_{TK} k_B = T_\pi$ – постоянная времени объединенного узла, $k_{TK} k_B - \theta_r / k_r + \theta_K = k_\pi$ – коэффициент самовыравнивания объединенного узла, $T_{TK} \theta_B = T_\varphi$ – постоянная времени по влиянию угловой скорости коленчатого вала, $k_{TK} \theta_B - 1 / k_r = \theta_\varphi$ – коэффициент усиления по угловой скорости коленчатого вала, $\theta_x - \theta_{xr} / k_r = \theta_{x1}$ – коэффициент усиления по продолжительности управляющего сигнала на электромагнит форсунки, $\theta_p - \theta_{pr} / k_r = \theta_{p1}$ – коэффициент усиления по давлению топлива в аккумуляторе.

Тогда уравнение (16) примет вид:

$$(T_\pi p + k_\pi) \pi = - (T_\varphi p + \theta_\varphi) \varphi + \theta_{x1} x + \theta_{p1} \rho. \quad (17)$$

Полученное уравнение характеризует динамические свойства объединенного узла автономного ТК, впускного и выпускного коллекторов. Видно, что модель этого узла имеет четыре внешних координаты: φ , ρ , π , x , и шесть перечисленных выше констант. Уравнение (17) дополняет систему уравнений динамики дизеля без наддува [3] с учетом изменения вида уравнения поршневой части двигателя (4):

$$\left. \begin{aligned} T_d \frac{d\varphi}{dt} &= -k_d \varphi + \theta_p \rho + \theta_\pi \pi + x - \theta_n \alpha, \\ T_{AK} \frac{d\rho}{dt} &= k_\varphi \varphi - k_p \rho - x - \theta_f f, \\ T_\pi \frac{d\pi}{dt} &= -T_\varphi \frac{d\varphi}{dt} - \theta_\varphi \varphi + \theta_{p1} \rho - k_\pi \pi + \theta_{x1} x. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Полученная система дифференциальных уравнений описывает динамические свойства комбинированного дизеля с автономным турбонадду-

вом и аккумуляторной ТА.

Проведем анализ и преобразования системы уравнений для выявления передаточных функций элементов и построения функциональной схемы САР (развернутой и свернутой).

Совместная работа агрегатов комбинированного двигателя

При переходе к операторной форме, система уравнений (18) может быть записана следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} (T_d p + k_d) \varphi &= x + \theta_p \rho + \theta_\pi \pi - \theta_n \alpha, \\ (T_{AK} p + k_p) \rho &= k_\varphi \varphi - x - \theta_f f, \\ (T_\pi p + k_\pi) \pi &= \theta_{x1} x - (T_\varphi p + \theta_\varphi) \varphi + \theta_{\rho 1} \rho. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Разделив уравнения этой системы на собственные операторы двигателя $(T_d p + k_d)$, аккумулятора $(T_{AK} p + k_p)$ и системы воздухообеспечения $(T_\pi p + k_\pi)$, преобразуем их правые части в суммы передаточных функций:

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{x}{T_d p + k_d} + \frac{\theta_p \rho}{T_d p + k_d} + \frac{\theta_\pi \pi}{T_d p + k_d} - \frac{\theta_n \alpha}{T_d p + k_d}, \\ \rho &= \frac{k_\varphi \varphi}{T_d p + k_d} - \frac{x}{T_d p + k_d} - \frac{\theta_f f}{T_d p + k_d}, \\ \pi &= \frac{\theta_{x1} x}{T_\pi p + k_\pi} - \frac{(T_\varphi p + \theta_\varphi) \varphi}{T_\pi p + k_\pi} + \frac{\theta_{\rho 1} \rho}{T_\pi p + k_\pi}, \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

или, соответственно,

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= Y_\delta^x + Y_\delta^\rho + Y_\delta^\pi - Y_\delta^\alpha, \\ \rho &= Y_{ak}^\varphi - Y_{ak}^x - Y_{ak}^f, \\ \pi &= Y_\pi^x - Y_\pi^\varphi + Y_\pi^\rho. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Здесь $Y_\delta^x, Y_\delta^\rho, Y_\delta^\pi, Y_\delta^\alpha, Y_{ak}^\varphi, Y_{ak}^x, Y_{ak}^f, Y_\pi^x, Y_\pi^\varphi, Y_\pi^\rho$ – передаточные функции, последовательно, двигателя (по управляющему импульсу на форсунку, по давлению топлива, по давлению наддува, по нагрузке), аккумулятора (по частоте вращения коленчатого вала, по управляющему импульсу на форсунку, по сигналу ШИМ на электромагнит аккумулятора) и системы воздухообеспечения (по управляющему импульсу на форсунку, по частоте вращения коленчатого вала, по давлению топлива). Система уравнений (21) позволяет синтезировать развернутую функциональную схему дизеля с автономным турбонаддувом и аккумуляторной ТА, которая приведена на рис. 1.

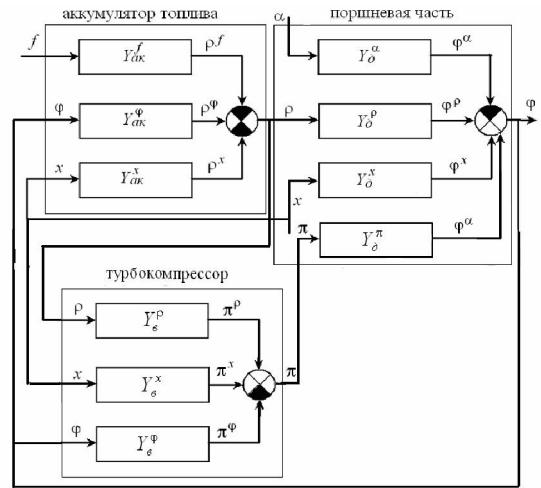


Рис. 1. Развернутая функциональная схема дизеля с аккумуляторной ТА

Для получения общего уравнения САР выразим из второго уравнения системы (19) внутреннюю координату ρ , а из третьего уравнения – внутреннюю координату π :

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \frac{k_\varphi \varphi - x - \theta_f f}{T_{AK} p + k_p}, \\ \pi &= \frac{\theta_{x1} x - (T_\varphi p + \theta_\varphi) \varphi + \theta_{\rho 1} \rho}{T_\pi p + k_\pi}, \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

и подставим их в первое уравнение этой же системы. После несложных преобразований получим дифференциальное уравнение третьего порядка в операторной форме следующего вида:

$$\left[A_3 p^3 + A_2 p^2 + A_1 p + A_0 \right] \varphi = \left[B_2 p^2 + B_1 p + B_0 \right] x - \left[C_2 p^2 + C_1 p + C_0 \right] \alpha - \left[D_1 p + D_0 \right] f, \quad (23)$$

где использованы такие обозначения констант: $A_3 = T_\pi T_{AK} T_d, A_2 = T_\pi (k_p T_d + k_d T_{AK}) + T_{AK} (k_p T_d + \theta_\pi T_\varphi), A_1 = T_\pi (k_p k_d - \theta_p k_\varphi) + k_\pi (k_p T_d + k_d T_{AK}) + \theta_\pi (\theta_\varphi T_{AK} + k_p T_\varphi), A_0 = k_\pi (k_p k_d - \theta_p k_\varphi) + \theta_\pi (k_p \theta_\varphi - \theta_{\rho 1} k_\varphi), B_2 = T_\pi T_{AK}, B_1 = T_\pi (k_p - \theta_p) + T_{AK} (k_\pi + \theta_\pi \theta_{x1}), B_0 = k_\pi (k_p - \theta_p) + \theta_\pi (k_p \theta_{x1} - \theta_{\rho 1}), C_2 = T_\pi T_{AK} \theta_n, C_1 = (T_\pi k_p + k_\pi T_{AK}) \theta_n, C_0 = k_\pi k_p \theta_n, D_1 = T_\pi \theta_p, D_0 = k_\pi \theta_f + \theta_\pi \theta_{\rho 1}.$

Уравнение (23) является линейным дифференциальным 3-го порядка и описывает динамические свойства комбинированного дизеля с автономным турбонаддувом и аккумуляторной топливной системой. Это уравнение можно преобразовать к виду суммы передаточных функций соответственно по управляющему импульсу на форсунку, по нагрузке и по сигналу ШИМ на электромагнит аккумулятора

$$\varphi = \frac{B_2 p^2 + B_1 p + B_0}{A_3 p^3 + A_2 p^2 + A_1 p + A_0} x - \frac{C_2 p^2 + C_1 p + C_0}{A_3 p^3 + A_2 p^2 + A_1 p + A_0} \alpha - \frac{D_1 p + D_0}{A_3 p^3 + A_2 p^2 + A_1 p + A_0} f = Y_{ак\delta}^x + Y_{ак\delta}^\alpha + Y_{ак\delta}^f. \quad (24)$$

В этом случае исключаются внутренние координаты ρ и π , и можно перейти к свернутой функциональной схеме, изображенной на рис. 2.

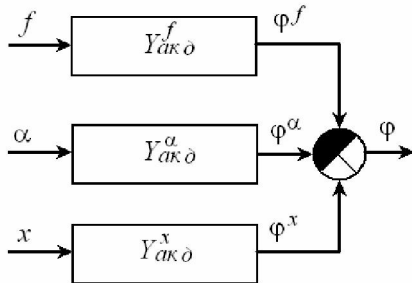


Рис.2. Свернутая функциональная схема дизеля с аккумуляторной ТА

Как следует из результатов проведенного исследования, на состояние объекта регулирования (комбинированный дизель с автономным турбонаддувом и аккумуляторной ТА) оказывают влияние те же факторы, что и на описанный ранее дизель без наддува [3], а именно: продолжительность управляющего сигнала на электромагнит форсунки x , мощность, снимаемая потребителем α и относительная продолжительность сигнала ШИМ на электромагнитный клапан аккумулятора f . Само же состояние системы может быть охарактеризовано двумя параметрами: угловой скоростью коленчатого вала двигателя φ и давлением топлива в аккумуляторе p . Необходимо заметить, что первый параметр – угловая скорость коленчатого вала двигателя – непосредственно определяет режим работы двигателя, а второй – давление топлива в аккумуляторе – опосредованно, через влияние на процесс распыливания и сгорания топлива в цилиндре дизеля и, следовательно, его индикаторные показате-

ли.

Выводы

На основании изложенного в статье материала можно сделать общий вывод о том, что получили дальнейшее развитие научные методы теории САР ДВС в области математического описания динамических свойств дизеля, оснащенного электрогидравлической аккумуляторной топливной аппаратурой как объекта регулирования, на основании которых:

1. Получено линейное дифференциальное уравнение 3-го порядка, описывающее динамические свойства комбинированного дизеля с автономным нерегулируемым ТК и аккумуляторной ТА. Это уравнение может быть использовано для моделирования переходных процессов САР, вызванных внешними возмущениями, а также для анализа ее устойчивости и оптимизации быстродействия.

2. Синтезированы функциональные схемы дизеля с аккумуляторной ТА и турбонаддувом, как объекта регулирования.

Список литературы:

1. Dieselmotor-Management. Auflage: Robert Bosch GmbH, 2002. – P. 443. 2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания / В.И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с. 3. Прохоренко А.А. Дифференциальное уравнение динамики дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи как объекта регулирования /А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 81-86. 4. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей /Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.

Bibliography (transliterated):

1. Dieselmotor-Management. Auflage: Robert Bosch GmbH, 2002. – P. 443. 2. Automatic regulation and control of internal combustion engines / V.I. Krutov – M.: Mashinostroenie, 1989. – 416 p. 3. Prohorenko A.A. Differential equation of the dynamics of diesel engine with common rail system as an object of regulation /A.A. Prohorenko //Dvigateli vnutrennego sgoranja. – 2011. – №2. – P. 81-86. 4. Grehov L. V. Fuel equipment and control systems of diesel engines / L.V. Grehov, N.A. Ivaschenko, V.A. Markov – M.: Legion-Avtodata, 2004. – 344 p.

Поступила в редакцию 17.03.2014

Прохоренко Андрей Алексеевич – доктор техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина, e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua

МАТЕМАТИЧНИЙ ОПИС КОМБІНОВАНОГО ДИЗЕЛЯ З АКУМУЛЯТОРНОЮ СИСТЕМОЮ ПАЛИВОПОДАЧІ ЯК РЕГУЛЬОВАНОГО ОБ'ЄКТУ

А.О. Прохоренко

У статті розглянуто виведення системи диференціальних рівнянь, що описують динаміку ланок комбінованого дизеля з автономним турбонаддувом і акумуляторною паливною системою. Показано, що ця система рівнянь має третій порядок, або на порядок більше, ніж у двигуна без наддуву. Визначено вектор незалежних координат, що впливають на стан системи. Отримана в результаті математична модель даного об'єкта регулювання може бути використана для синтезу його системи автоматичного управління.

MATHEMATICAL DESCRIPTION OF COMBINED DIESEL ENGINE WITH COMMON RAIL SYSTEM AS THE CONTROLLED OBJECT

A. Prokhorenko

The article describes the derivation of the differential equations system describing the dynamics of the combined diesel units with turbocharged and common rail system. It is shown that this system of equations has the third order, or an order of magnitude greater than that of the engine without supercharger. Defined vector of independent coordinates affecting the condition of the system. Obtained as a result of mathematical model of the controlled object can be used for the synthesis of its automatic control system.

УДК 621.431

Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ ГАЗОТУРБИННОГО НАДДУВА ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СКОРОСТНЫХ ГЛИССИРУЮЩИХ СУДОВ

Предложена система управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува с первой регистровой ступенью сжатия воздуха для дизельных двигателей скоростных глиссирующих судов. Первая ступень сжатия воздуха представляет собой два турбокомпрессора, работающие параллельно, последовательно которым подключён турбокомпрессор высокого давления с малым значением момента инерции ротора. На основании расчётного моделирования стационарных и динамических внешних скоростных характеристик двигателя Volvo Penta D6 (6ЧН 10,3/11) показано, что применение предлагаемой системы наддува позволяет добиться увеличения коэффициентов запаса двигателя по крутящему моменту и оборотам, повысить значение коэффициента избытка воздуха в период разгона двигателя и снизить общее время разгона судна.

Постановка проблемы

Условия работы главных двигателей в составе энергетических установок быстроходных судов, крейсерская скорость которых $V_{\text{суд}} = 35 \dots 50$ узлов, являются чрезвычайно сложными. Значительную часть времени эксплуатации двигателя составляют режимы динамической внешней скоростной характеристики (ВСХ), то есть при максимально возможной подаче топлива, что связано с необходимостью преодоления повышенного сопротивления воды при переходе судна с водоизмещающего на глиссирующий режим плавания, а также с совершенствованием работы по увеличению кинетической энергии двигателя и судна в целом при его разгоне. В качестве движителя таких судов используются суперкавитирующие гребные винты, работающие с частотой вращения до $2500 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$, которые приводятся двигателем через одноступенчатый редуктор, и выполняются исключительно в виде винтов фиксированного шага. Как следствие, двигатель работает с максимальной нагрузкой в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала ($800 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$, при крейсерской частоте вращения коленчатого вала $3000 \dots 3500 \text{ мин}^{-1}$), что является нетипичным не только для судовых двигателей, но и для дизельных двигателей наземных транспортных средств и вызывает существенные трудности при проектировании двигателя и его основных систем [7].

Основной тенденцией форсирования высокооборотных дизельных двигателей является повы-

шение среднего эффективного давления p_e , как правило связанное с увеличением давления наддувочного воздуха p_k до $0,3 \dots 0,4$ МПа. Повышение давления наддувочного воздуха ведет к существенному усложнению эффективного согласования характеристик лопаточных машин агрегатов наддува и поршневой части двигателя, что заключается в сложности обеспечения высокого значения общего КПД турбокомпрессора η_{TK} в широком диапазоне режимов, так как необходимо применять высоконапорные турбокомпрессоры, которые имеют более узкие диапазоны эффективной работы по расходу воздуха. Кроме этого, повышение давления наддувочного воздуха обостряет проблему инерционности системы наддува, которая проявляется в несоответствии величины p_k при работе двигателя на неустановившихся режимах работы по сравнению с соответствующими стационарными режимами [8]. Это обусловлено тем, что высоконапорные турбокомпрессоры работают при большем значении частоты вращения ротора при прочих равных условиях.

Таким образом, задача совершенствования систем газотурбинного наддува дизельных двигателей скоростных глиссирующих судов при их дальнейшем форсировании по среднему эффективному давлению p_e является актуальной.

Обзор публикаций

Задача уменьшения указанных недостатков газотурбинного наддува на современных двигателях решается следующими путями: применением раз-