

УДК 629.113-585

Ю. М. ЗАХАРИК, О. С. РУКТЕШЕЛЬ

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
МАШИННОГО АГРЕГАТА АВТОМОБИЛЯ
В ОТНОШЕНИИ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ УПРАВЛЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЕМ**

Белорусский национальный технический университет

(Поступила в редакцию 22.07.2002)

Имитационная модель для исследования режимов управления сцеплением включает функциональные подсистемы «двигатель и привод», «сцепление и привод», «автомобиль», а также блоки задания режима движения и оценки работы системы. Управляющий модуль выделен в отдельную подпрограмму и представлен блоком формирования закона управления.

Представим математическое описание формирования крутящего момента двигателя. Перемещение педали управления двигателем (рычага настройки регулятора) α_d в каждый момент времени определяется выражением:

$$\alpha_d(t) = \alpha_d^{\max} [1 - \exp(-K_d^{\text{вк}} t)], \quad (1)$$

где α_d и α_d^{\max} — текущее и максимальное положения педали управления двигателем; $K_d^{\text{вк}}$ — коэффициент, характеризующий темп перемещения рычага настройки регулятора при увеличении скоростного режима двигателя.

Сила предварительной затяжки пружины регулятора $E_d(\alpha_d)$, поддерживающая (P_d) и восстанавливающая (E_d) силы определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} E_d(\alpha_d) &= E_0 + b_\alpha \alpha_d(t), \\ P_d(\omega_d, z_p) &= A(z_p) \omega_d^2 U_p^2, \end{aligned} \quad (2)$$

$$E_d(\alpha_d, z_p) = E_d(\alpha_d) + C_p z_p,$$

где $\alpha_d(t)$ — текущее положение педали управления двигателем. При $\alpha_d = 0$ $E_d(\alpha_d) = E_d(0) = E_0$ — сила предварительного сжатия пружины, определяющая угловую скорость начала действия регулятора; b_α — коэффициент, определяемый жесткостью пружины регулятора; $A(z_p)$ — инерционный коэффициент, зависящий от положения муфты; U_p — отношение угловых скоростей валика регулятора и коленчатого вала двигателя; C_p — приведенная жесткость пружины регулятора; ω_d — угловая скорость коленвала двигателя.

Уравнение движения муфты чувствительного элемента регулятора имеет вид

$$m_p \ddot{z}_p = P_d(\omega_d, z_p) - E_d(\alpha_d, z_p) + LC_k(z_k - z_p) - \mu_p \dot{z}_p - F_p \text{sign } \dot{z}_p, \quad (3)$$

где \ddot{z}_p , \dot{z}_p — соответственно скорость и ускорение муфты чувствительного элемента регулятора; m_p — приведенная масса регулятора, органов топливоподающей аппаратуры; C_k — приведенная жесткость пружины корректора; μ_p — коэффициент жидкостного трения; F_p — сила сухого трения; z_k — перемещение муфты, соответствующее полному ходу штока корректора; L — функция предикат:

$$L = \begin{cases} 0, & \text{если } z_{p \max} \geq z_p \geq z_k, \\ 1, & \text{если } z_k > z_p \geq 0. \end{cases} \quad (4)$$

Связь между координатой муфты чувствительного элемента регулятора z_p и рейки топливного насоса h_p определяется зависимостью:

$$h_p = h_{p \max} - b_p z_p, \quad (5)$$

где b_p — коэффициент передачи ($b_p = h_{p \max} / z_{p \max}$).

Текущее значение момента двигателя по внешней характеристике определяется следующим образом:

$$M_d(\omega_d, h_p) = M_d(\omega_d) h_p / h_{p \max}. \quad (6)$$

Математическое описание процессов, происходящих в сцеплении при его выключении-включении, осуществляется с помощью гибридных функций и имеет следующий вид:

$$\ddot{x}_i = \frac{[\lambda_1 L_{i-1} F_{i-1} - L_i F_i - F_{Ti} \operatorname{sign} \dot{x}_i + (1 - \lambda_1)(C_0(x_{\max} - x_i) - L_{pp} F_{pp})]}{m_i}, \quad (7)$$

$$\text{где } L_{pp} = \begin{cases} 0, & \text{если } y > x_1 U_{pp}, \\ 1, & \text{если } y \leq x_1 U_{pp}; \end{cases} \quad L_i = \begin{cases} 0, & \text{если } (x_i \leq \Delta_i) \cup [x_{i+1} \geq (x_i - \Delta_i) \lambda_2], \\ 1, & \text{если } (x_i > \Delta_i) \cap [x_{i+1} < (x_i - \Delta_i) \lambda_2]; \end{cases} \quad (8)$$

U_{pp} — передаточное число привода сцепления, $U_{pp} = (ae) / (bf)$; a, b, e, f — длины плеч отжимных рычагов и вилки сцепления; F_{pp} — усилие, развиваемое приводом на вилке сцепления; x_{\max} — преднатяг нажимных пружин при полностью выключенном сцеплении; λ_1, λ_2 — переключатели: $\lambda_1 = \operatorname{sign}(i - 1)$, $\lambda_2 = \operatorname{sign}(n - i)$; n — число поверхностей трения; i — поверхность трения, на которую в данный момент действует нажимное усилие, $i = 1-4$; m_i — массы дисков: нажимного ($i = 1$), первого ведомого ($i = 2$), промежуточного ($i = 3$), второго ведомого ($i = 4$); C_{pp}, C_0 — приведенные жесткости механической части привода и нажимных пружин; C_{13}, C_{30} — жесткости отжимных пружин, обеспечивающих равные зазоры между дисками сцепления при его выключении; F_{Ti} и F_i — силы сухого трения в шлицевых соединениях дисков и усилия между поверхностями трения дисков сцепления; Δ_i — зазоры между поверхностями трения при полностью выключенном сцеплении; x_i — координаты линейного перемещения соответствующих масс.

Усилие, развиваемое приводом на вилке сцепления, определяется следующим образом:

$$F_{pp} = C_{pp}(y - U_{pp} x_1) U_{pp}. \quad (9)$$

Зависимость для сил упругости ведомых дисков имеет вид

$$F_i = D_0 + \sum_{k=1}^9 D_k \Delta x_i^k, \quad (10)$$

где D_k — коэффициенты аппроксимации упругой характеристики ведомых дисков; $\Delta x_i = x_i - \Delta_i - \lambda_2 x_{i+1}$.

Передаваемый момент трения сцепления M_c определяется из зависимости:

$$M_c = R_\mu \mu \sum_{i=1}^4 F_i, \quad (11)$$

где R_μ — средний радиус фрикционных накладок; для накладок с наружным радиусом R и внутренним радиусом r $R_\mu = 2(R^3 - r^3) / [3(R^2 - r^2)]$; μ — коэффициент трения материала фрикционных накладок.

Математическое описание движения масс динамической системы силового агрегата автомобиля применительно к расчетной схеме имеет вид:

$$\begin{aligned} \omega_d &= (M_d(\omega_d, h_p) - |L_1 - 1| M_c \operatorname{sign}(\omega_d - \omega_1) - L_1 M_1) / (J_d + L_1 J_1), \\ \omega_1 &= (L_1 M_d(\omega_d, h_p) + |L_1 - 1| M_c \operatorname{sign}(\omega_d - \omega_1) - M_1) / (J_1 + L_1 J_d), \end{aligned} \quad (12)$$

$$\dot{M}_1 = (\omega_1 - L_2 \omega_2) / e_1,$$

$$\dot{\omega}_2 = L_2(M_1 - |L_3 - 1| M_2 - L_3 M_\phi \operatorname{sign}(\omega_2 - \omega_3) - M_{\psi a}) / J_2,$$

$$\dot{M}_2 = L_2(\omega_2 - L_4 \omega_3) / e_2,$$

$$\dot{\omega}_3 = L_4(|L_3 - 1| M_2 + L_3 M_\phi \operatorname{sign}(\omega_2 - \omega_3) - M_{\psi n}) / J_3,$$

где

$$L_1 = \begin{cases} 0, & \text{если } \omega_d \neq \omega_1, \\ 1, & \text{если } \omega_d = \omega_1; \end{cases} \quad L_2 = \begin{cases} 0, & \text{если } M_1 < M_{\psi a} + J_2 \dot{\omega}_2, \\ 1, & \text{если } M_1 \geq M_{\psi a} + J_2 \dot{\omega}_2; \end{cases}$$

$$L_3 = \begin{cases} 0, & \text{если } M_2 < M_\phi, \\ 1, & \text{если } M_2 \geq M_\phi; \end{cases} \quad L_4 = \begin{cases} 0, & \text{если } M_2 < M_{\psi n} + J_3 \dot{\omega}_3, \\ 1, & \text{если } M_2 \geq M_{\psi n} + J_3 \dot{\omega}_3; \end{cases}$$

$\omega_i, \dot{\omega}_i$ — соответственно угловые скорость и ускорение массы с моментом инерции J_i ($i = 1-3$);

M_j, \dot{M}_j — соответственно упругий момент и скорость изменения упругого момента в звене с податливостью e_j ($j = 1-2$); M_d, M_c — крутящий момент двигателя и момент трения сцепления; $M_{\psi a}, M_{\psi n}, M_\phi$ — соответственно моменты суммарного дорожного сопротивления движению автомобиля и прицепа, момент сцепления шин ведущих колес автомобиля с поверхностью дорожного покрытия, приведенные к коленчатому валу двигателя; моменты инерции: J_d — подвижных деталей двигателя, маховика и ведущей части сцепления, J_1 — ведомой части сцепления и части деталей трансмиссии, J_2 — оставшейся части деталей трансмиссии и ведущих колес, J_3 — маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля и ведомых колес; приведенные податливости: e_1 — деталей трансмиссии, e_2 — шин ведущих колес; элементы, расчленяющие динамическую систему: C_1 — механизм сцепления; C_2 — сцепление в контакте шин ведущих колес с поверхностью дорожного покрытия.

Взаимодействие подсистем и блоков осуществляется следующим образом. Блок задания режима движения формирует входное воздействие по зависимости (1). После поступления указанного входного воздействия в соответствии с заданным перемещением рычага настройки регулятора определяется изменение силы предварительной затяжки пружины регулятора, определяемой по выражению (2). Формирование крутящего момента двигателя осуществляется с помощью уравнений (3)—(6).

Блок формирования закона управления генерирует зависимость

$$M_c = f(\alpha_d, \dot{\alpha}_d, \omega_d, \dot{\omega}_d).$$

Результирующий момент сцепления образуется в подсистеме «сцепление и привод» посредством системы дифференциальных уравнений (7)—(11). В дальнейшем полученный момент сцепления в качестве входного параметра передается в подсистему «автомобиль». Переходный процесс в силовом агрегате автопоезда описывается с помощью дифференциальных уравнений движения масс элементов трансмиссии (12).

Эффективность функционирования системы автоматического управления сцеплением определяется оценочным блоком, представленным группой энергетических показателей, показателей нагруженности силового агрегата, а также показателями плавности протекания переходных процессов.

Сравнение результатов имитационного моделирования, полученных в соответствии с разработанной математической моделью, и результатов экспериментальных исследований, полученных в ходе дорожных испытаний автомобилей категории N_3 , позволило сделать вывод о приемлемой погрешности моделирования (не более 7%). Следовательно, нет необходимости в увеличении количества инерционных масс расчетной схемы динамической системы машинного агрегата автомобиля при исследовании режимов включения-выключения сцепления на переходных процессах трогания автомобиля с места и переключения передач.

Yu. M. ZAKHARIK, O. S. RUKTESHEL

THE FOUNDATION OF DYNAMIC SYSTEM PARAMETERS OF AUTOMOBILE MACHINE POWER UNIT RELATED TO THE RESEARCH OF CLUTCH CONTROL MODES

Summary

The requirements to automobile machine power unit dynamic system were founded.