

Из диаграммы с результатами расчета, представленной на рис. 3, видно, что наименьшие значения динамического фактора получаются для пяти- и шестисателлитной колесной передачи при степени точности зубчатых передач 7. (Следует отметить некоторые сложности компоновочного характера, возникающие при разработке конструкции колесной передачи с 6-ти сателлитами).

Сравнивая значения  $K_d$  для более грубых степеней точности, можно видеть, что и для 8-й и для 9-й степеней точности значения параметра динамичности выше единицы даже для 5-ти и 6-ти сателлитной конструкции, что говорит о их недостаточной долговечности по сравнению выбранным вариантом (5 сателлитов при степени точности изготовления зубчатых колес 7).

УДК 629.113-585

Ю.М. Захарик, Ал.М. Захарик, Ан.М. Захарик,

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Минский автомобильный завод,  
МАЗ-Купава  
Минск, Беларусь*

При исследовании функционирования системы автоматического управления сцеплением для формирования характеристик двигателя в зависимости от задаваемого водителем положения педали управления разработан модуль двигателя внутреннего сгорания со всережимным регулятором. Типовой модуль двигателя представлен математической моделью и блоком исходных данных, определяющим параметры и характеристики дизельного двигателя. Представленный модуль открыт для дальнейших вложений с целью решения других задач моделирования переходных процессов, путем наращивания базовой структуры дополнительными связями, ограничениями и т.д.

При разгоне транспортного средства, водитель воздействует на педаль управления двигателем, что приводит к изменению силы предварительной затяжки пружины регулятора  $E(\alpha_d)$ , определяемой по формуле:

$$E(\alpha_d) = E_0 + b_a \alpha_d(t), \quad (1)$$

где  $b_a$  - коэффициент, определяемый жесткостью пружины регулятора.

Соответственно происходит изменение восстанавливающей силы  $E$  и поддерживающих  $P$  сил. Поддерживающая сила  $P$ , приведенная к муфте чувствительного элемента регулятора, является его выходным параметром и зависит от угловой скорости коленчатого вала двигателя  $\omega_d$  и положения муфты  $z_p$ , то есть  $P = f_1(\omega_d, z_p)$ . Восстанавливающая сила  $E$  препятствует перемещению муфты и является в общем случае нелинейной функцией двух переменных: положения муфты  $z_p$  и угла поворота рычага настройки регулятора  $\alpha_d$ , то есть  $E = f_2(\alpha_d, z_p)$

$$P(\omega_d, z_p) = A(z_p) \omega_d^2 u_p^2$$

$$E(\alpha_d, z_p) = E(\alpha_d) + c_p z_p$$

где  $A(z_p)$  - инерционный коэффициент, зависящий от положения муфты,

$$A(z_p) = n_{zp} m_{zp} r_1 (r_0 + r_1 z_p / r_2) / r_2,$$

$r_0, r_1, r_2$  - кинематические параметры регулятора;

$n_{zp}, m_{zp}$  - число и масса грузов;

$u_p$  - отношение угловых скоростей валика регулятора и коленчатого вала двигателя;

$E(\alpha_\delta)$  - приведенная к муфте сила предварительной затяжки пружины регулятора, зависящая от угла поворота рычага управления регулятором  $\alpha_\delta$ , то есть от настройки скоростного режима работы двигателя. При  $\alpha_\delta=0$   $E(\alpha_\delta) = E(0) = E_0$ -сила предварительного сжатия пружины, определяющая угловую скорость начала действия регулятора;  $c_p$ - приведенная жесткость пружин регулятора.

Расчетная схема приведенной динамической системы всережимного регулятора с переменной предварительной затяжкой пружины представлена на рисунке 1. Здесь  $m_p$  - приведенная масса регулятора, органов топливоподающей аппаратуры и соединительных элементов, связанных в своем движении с относительным движением муфты;  $c_k$  - приведенная жесткость пружины корректора;  $\mu_p$ - коэффициент жидкостного трения;  $F_p$  - сила сухого трения;  $z_k$ - перемещение муфты, соответствующее полному ходу штока корректора. Параметры динамической системы регулятора и действующие на массу  $m_p$  силы, приведены к оси муфты чувствительного регулятора.

Учитывая ограничения по предельному перемещению рычагов регулятора, обусловленные их кинематикой, и принимая в качестве обобщенной координаты  $z_p$  прямолинейное поступательное перемещение массы  $m_p$ , на основе принципа д'Аламбера получим уравнение движения с соответствующими граничными условиями:

$$1) \quad \text{при } z_k > z_p \geq 0 \\ m_p \ddot{z}_p = P(\omega_\delta, z_p) - E(\alpha_\delta, z_p) + c_k(z_k - z_p) - \mu_p \dot{z}_p - F_p \text{sign} \dot{z}_p, \quad (2)$$

$$2) \quad \text{при } z_p \text{ max} \geq z_p > z_k \\ m_p \ddot{z}_p = P(\omega_\delta, z_p) - E(\alpha_\delta, z_p) - \mu_p \dot{z}_p - F_p \text{sign} \dot{z}_p, \quad (3)$$

где  $\dot{z}_p, \ddot{z}_p$  - соответственно скорость и ускорение муфты чувствительного элемента регулятора.

Первый режим (выражение 2) соответствует работе регулятора на корректорной ветви характеристики, а второй (выражение 3) - на регуляторной. За нулевое положение обобщенной координаты  $z_p$  принимается положение приведенной массы регулятора при полной подаче топлива, а за максимальное положение  $z_p \text{ max}$  - положение, соответствующее работе двигателя на режиме холостого хода.

Дифференциальные уравнения (2) и (3) являются нелинейными. Нелинейности создаются возмущениями, которые представляются силами  $E(\alpha_\delta, z_p)$ ,  $P(\omega_\delta, z_p)$ . Кроме того, уравнения имеют существенные нелинейности, обусловленные ограничениями на перемещение приведенной массы и рычагов регулятора.

Для определения величины момента двигателя при его работе на частичных режимах необходимо установить связь между координатой муфты чувствительного элемента регулятора  $z_p$  и рейки топливного насоса  $h_p$ . Рейка насоса соединяется с муфтой регулятора передаточным механизмом, который спроектирован таким образом, что перемещение муфты устраняет причину, вызвавшую это перемещение. С увеличением подачи топлива возрастает крутящий момент двигателя. При избытке крутящего момента увеличивается угловая скорость коленчатого вала двигателя. Следовательно, результатом движения муфты является уменьшение величины подачи топлива, то есть уменьшение координаты рейки топлива насоса  $h_p$ . Поэтому уравнение связи имеет вид:

$$h_p = h_p \text{ max} - b_p z_p, \quad (4)$$

где  $b_p$ -коэффициент передачи ( $b_p = h_p \text{ max} / z_p \text{ max}$ )

Для большинства регуляторов данная связь нелинейна. Поэтому в общем случае уравнение связи является более сложным, чем уравнение (4).

Предполагая, что крутящий момент двигателя изменяется пропорционально относительному изменению координаты рейки топливного насоса  $h_p/h_{p \max}$ , в случае работы двигателя на частичных режимах, момент двигателя определяется из выражения:

$$M_d(\omega_d, h_p) = M_d(\omega_d) h_p/h_{p \max}, \quad (5)$$

где  $M_d(\omega_d)$  – текущее значение момента двигателя по внешней характеристике.

Таким образом, формирование крутящего момента двигателя (5) осуществляется с помощью уравнения (1), определяющего изменение силы предварительной затяжки пружины регулятора, вызванное воздействием водителя на педаль управления, уравнений движения муфты чувствительного элемента регулятора (2) и (3) и уравнения связи между перемещением муфты регулятора и органа подачи топлива (рейки топливного насоса) (4). Уравнение движения коленчатого вала двигателя составляется с допущением, что двигатель в каждое мгновение развивает крутящий момент, величина которого определяется положением рейки топливного насоса  $h_p$ , управляемой регулятором, и значением угловой скорости коленчатого вала двигателя.

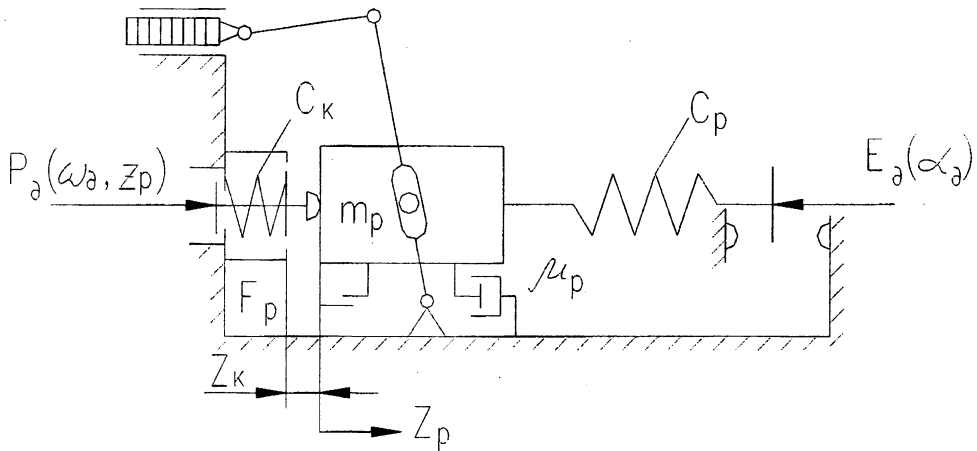


Рис.1. Расчетная схема динамической системы всережимного регулятора угловой скорости коленвала двигателя.

УДК 629.113-585

Ю.М. Захарик, Ал.М. Захарик, Ан.М. Захарик, С.Л. Николаёнок

### ФУНКЦИЯ ПРЕДИКАТ В ВОПРОСАХ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ РАБОТЫ СЦЕПЛЕНИЯ

Минский автомобильный завод,  
МАЗ-Купава  
Минск, Беларусь

При разгоне транспортного средства для динамической системы трансмиссии одним из возмущающих факторов является изменение момента трения сцепления. Для формирования момента трения сцепления по усилию на вилке сцепления, развиваемого