

ПРИМЕНЕНИЕ АВМ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВС

При проектировании землеройно-транспортных машин (ЗТМ) большой грузоподъемности значительное распространение получили двухмоторные скреперы с шарнирно-сочлененными рамами и автономным приводом осей. Однако такая схема силового привода вносит значительные трудности в управление двигателями и согласование их работы.

Изучение условий работы двухмоторного скрепера позволяет сформулировать требования, предъявляемые к системе автоматического регулирования (САР) частотой вращения заднего двигателя.

Принципиальная схема САР приведена на рис. 1.

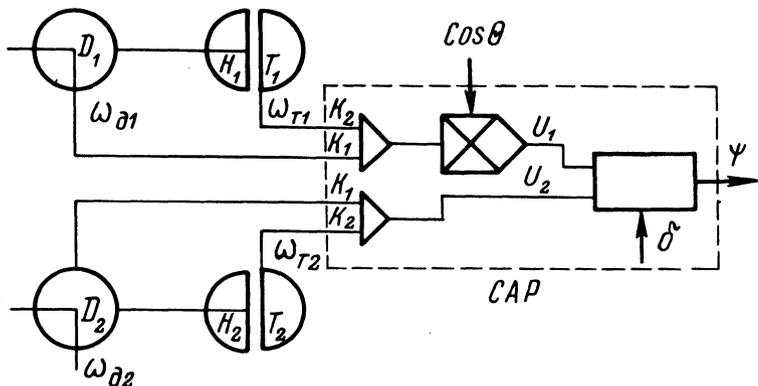


Рис. 1. Принципиальная схема системы автоматического управления дизелем.

Работа САР описывается уравнением

$$\left. \begin{aligned} 0 < (K_2 \omega_{д1} + K_2 \omega_{T1}) \cos \theta - (K_1 \omega_{д2} + K_2 \omega_{T2}) \leq \delta \\ \text{при } \theta \leq 60^\circ; \quad \omega_{д2} = \omega_{\text{хх}} \text{ при } \theta > 60^\circ, \end{aligned} \right\} (1)$$

где θ -- угол складывания; $\omega_{д1}, \omega_{T1}$ -- частоты вращения переднего двигателя и турбинного колеса передней ГМП; $\omega_{д2}, \omega_{T2}$ -- частоты вращения заднего двигателя и турбинного колеса задней ГМП; K_1, K_2 -- коэффициенты пропорциональности; δ -- допустимая степень рассогласования.

С целью сокращения времени и средств на обработку САР целесообразно исследовать работоспособность системы на АВМ, а окончательную доводку проводить в полевых условиях.

Для решения этой задачи представим машинный агрегат скрепера в виде колебательной системы (рис. 2), где I_1, I_4 -- приведенные моменты инерции турбинных колес гидротрансформаторов и частей соответственно передней и задней трансмиссий; I_2, I_5 -- приведенные моменты инерции колес и частей соответственно передней и задней трансмиссий; I_3 -- момент инерции заднего двигателя, насосного колеса гидротрансформатора и деталей, жестко с ними связанных; I_6 -- момент инерции массы машины, приведенной через колесо к турбинному валу гидротрансформатора; e_1, e_2 -- приведенная податливость валопровода соответственно передней и задней трансмиссий; e_3, e_4 -- тангенциальная податливость шин соответственно передней и задней оси.

Запишем уравнения движения этой системы

$$\begin{aligned}
 I_1 \dot{\omega}_1 &= M_{T1} - M_1; & M_{T2} &= k M_{H2}; \\
 e_1 \dot{M}_1 &= \omega_1 - \omega_2; & k &= f_2(i'); \\
 I_2 \dot{\omega}_2 &= M_1 - M_2; & I_4 \dot{\omega}_4 &= M_{T2} - M_3; \\
 e_2 \dot{M}_2 &= \omega_2 - \omega_6; & e_3 \dot{M}_3 &= \omega_4 - \omega_5; \\
 M_2 &\leq M_{\varphi 1}; & I_5 \dot{\omega}_5 &= M_3 - M_4; \\
 I_3 \dot{\omega}_3 &= M_{D2} - M_{H2}; & e_4 \dot{M}_4 &= \omega_5 - \omega_6; \\
 M_{H2} &= \gamma \lambda \cdot 10^{-4} (30/\pi)^2 D^5 \omega_3^2; & M_4 &\leq M_{\varphi 2}; \\
 \gamma \lambda \cdot 10^{-4} &= f_1(i'); & I_6 \dot{\omega}_6 &= M_2 + M_4 - M_c. \\
 i' &= \omega_4 / \omega_3;
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Зависимость крутящего момента дизеля от частоты вращения коленвала достаточно точно описывается многочленом второй степени [1], а частичные характеристики [2] примерно эквидистантны внешней эксплуатационной характеристике. Обозначим относительное положение рейки топливного насоса через

$$\epsilon = h/h_0; \quad M_D = (a\omega_3^2 + B\omega_3 + c)\epsilon, \tag{3}$$

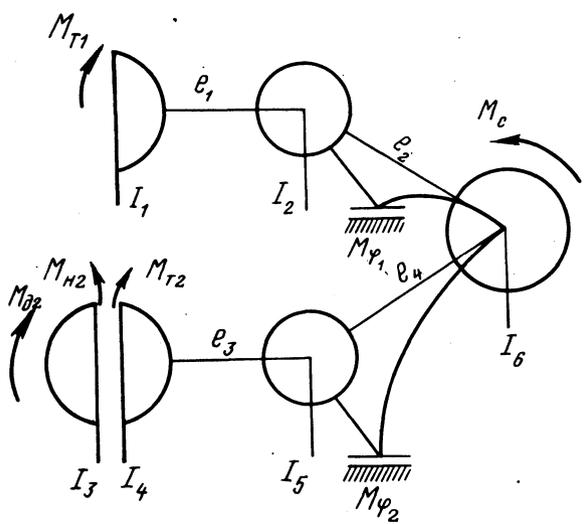


Рис. 2. Расчетная динамическая система машинного агрегата скрепера.

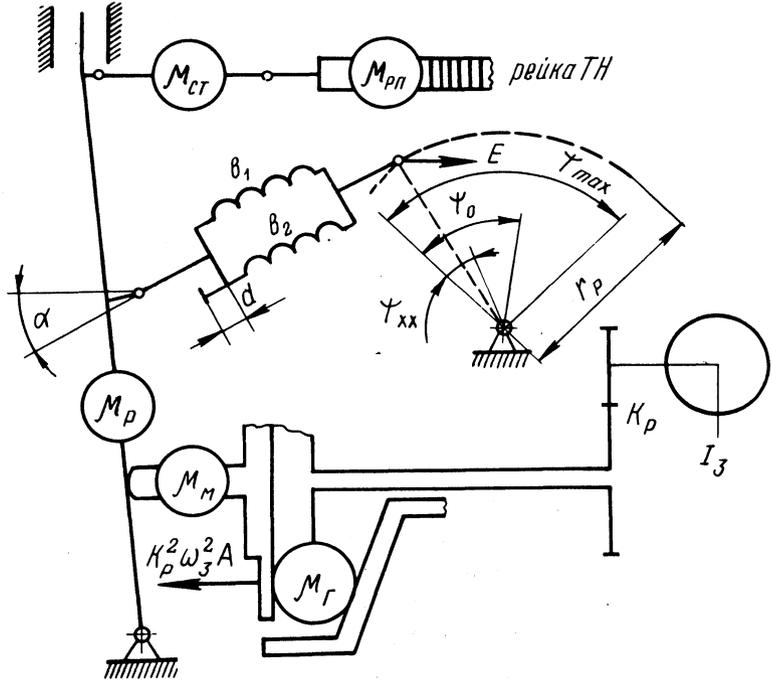


Рис. 3. Расчетная динамическая система всевозможного регулятора дизеля В-2.

где h -- текущее положение рейки топливного насоса; h_0 -- номинальный ход рейки топливного насоса; a, b, c -- коэффициенты.

Вычислив коэффициенты многочлена для двигателя типа Д-12, получим уравнение, связывающее момент двигателя с частотой вращения коленвала при различном положении рейки топливного насоса.

$$M_D = \begin{cases} 0 & \text{при } \omega_3 \leq \omega_{xx}; \\ (-0,0055\omega_3^2 + 1,433\omega_3 + 156,5)\epsilon & \text{при } \omega_3 \geq \omega_{xx}, \end{cases}$$

где ω_{xx} -- частота вращения двигателя на холостом ходу.

Данное уравнение справедливо в диапазоне частот вращения коленвала от холостого хода до максимальных оборотов.

Относительное положение рейки при действии на нее рычага управления подачей определим по формуле

$$\epsilon_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } \psi < \psi_{xx}; \\ \psi / \psi_0 & \text{при } \psi_{xx} \leq \psi \leq \psi_0; \\ 1 & \text{при } \psi_0 < \psi < \psi_{\max}, \end{cases} \quad (4)$$

где ψ -- текущее положение рычага управления подачей относительно положения выключения подачи; ψ_0 -- номинальный ход рычага (рис. 3).

Аналогично при действии муфты регулятора

$$\epsilon_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } z \leq 0; \\ z / z_0 & \text{при } 0 < z < z_0; \\ 1 & \text{при } z_0 < z < z_{\max}, \end{cases} \quad (5)$$

где z -- положение муфты регулятора.

Относительное положение рейки определяется суммой подерживающей и восстанавливающей сил

$$\epsilon = \epsilon_1 - \epsilon_2. \quad (6)$$

Уравнение динамического равновесия чувствительного элемента регулятора в соответствии с принципом Даламбера можно записать так;

$$\mu \ddot{z} + \nu \dot{z} + E + f \text{sign} \dot{z} = \Pi, \quad (7)$$

где μ -- приведенная к оси муфты масса движущихся частей регулятора; γ -- фактор демпфирования; f -- усилие на перемещении рейки, определяемое силами трения; E, Π -- восстанавливающая и поддерживающая силы.

Значения γ и f приняты из литературы [2].

Восстанавливающую силу E определим по формуле

$$E = E_1 + E_2 + E_3, \quad (8)$$

где E_1 -- сила от действия первой пружины; E_2 -- сила от действия второй пружины; E_3 -- сила от действия упора.

$$E_1 = \begin{cases} k_{\text{п}}^2 b_1 z & \text{при } \psi \leq \psi_0; \\ k_{\text{п}}^2 b_1 z + k_{\text{п}} b_1 L & \text{при } \psi > \psi_0; \end{cases} \quad (9)$$

$$E_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } (L + z) \leq d; \\ k_{\text{п}}^2 b_2 z + k_{\text{п}} b_2 L - k_{\text{п}} b_2 d & \text{при } (L + z) > d; \end{cases} \quad (10)$$

$$E_3 = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq z \leq z_{\text{max}}; \\ b_3 z & \text{при } 0 > z > z_{\text{max}}; \end{cases} \quad (11)$$

$$L = (\psi - \psi_0) \cdot r_p \cdot \cos \alpha \cdot 2\pi / 360,$$

где $k_{\text{п}}$ -- передаточное отношение механизма, связывающего муфту регулятора с пружиной; b_1, b_2, b_3 -- жесткость пружин регулятора и системы рычаг регулятора -- упор; r_p -- длина рычага регулятора; α -- средний угол наклона пружин регулятора; d -- зазор, определяющий запаздывание включения второй пружины регулятора.

Поддерживающую силу определим по формуле

$$\Pi = k_p^2 \omega_3^2 A, \quad (12)$$

где k_p -- передаточное число привода вала регулятора; A -- инерционный коэффициент для регулятора типа РНК

$$k_p^2 A = 0,94 \cdot 10^{-2} + 0,74 \cdot 10^{-3} z \text{ Нс} \cdot \text{с}^2.$$

Моделирование процессов, описанных уравнениями (2)–(12), реализовано на АВМ МНБ-1М. Блок-схемы электронных моделей машинных агрегатов транспортных машин достаточно подробно описаны в литературе [3].

Блок-схема электронной модели всережимного регулятора приведена на рис. 4.

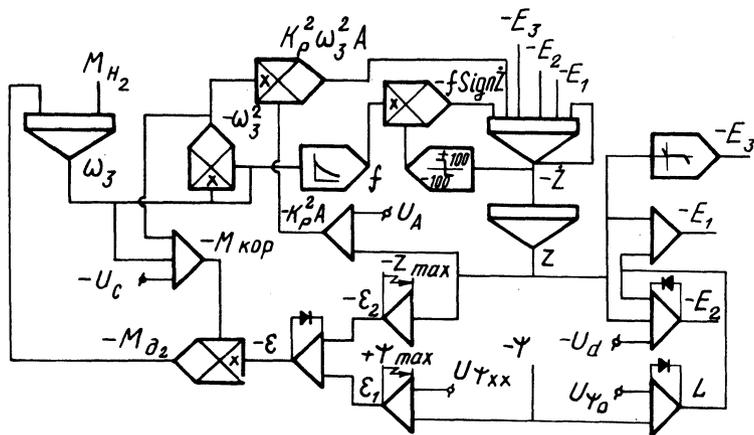


Рис. 4. Блок-схема электронной модели системы двигатель — всережимный регулятор.

Для отработки системы автоматического регулирования частоты вращения заднего двигателя ее лабораторный макет был состыкован с электронной моделью машинного агрегата скрепера.

На модели исследовалась работа системы при переменном моменте сопротивления движению скрепера, при изменении положения рейки топливного насоса переднего двигателя, а также при буксовании колес передней и задней осей.

Предварительные натурные испытания скрепера ДЗ-107, на котором установлена такая система автоматического регулирования, показывают хорошее совпадение результатов испытаний и результатов, полученных при моделировании.

Резюме 1. Разработана математическая и электронная модель всережимного регулятора дизеля. На модели исследована работа системы автоматического управления ДВС. Получены параметры импульсного воздействия исполнительного механизма САР на рейку топливного насоса управляемого дизеля (частота $\nu = 2\text{--}2,5$ Гц, скважность $t_c = 0,15\text{--}0,25$).

2. Предложенная модель дизельного силового привода позволяет исследовать динамические характеристики дизеля и всережимного регулятора, а также устойчивость работы дизеля.

3. Работа САР на опытном скрепере ДЗ-107 с достаточной для практики точностью подтверждает результаты моделирования.

Л и т е р а т у р а

1. Кисельников В.Б., Плоткин А.Г. Системы автоматизации силового дизельного привода. М., 1973. 2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М., 1968. 3. Цитович И.С. и др. Методы исследования транспортных машин на АВМ. Минск, 1973.

УДК 631 - 333-6

Нгуен Минь Дыонг, канд.техн.наук,
(Ханойский политехнический институт)

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ПОСЕВА РИСА С УЧЕТОМ ПОТЕРЬ УРОЖАЯ И ДЕФИЦИТА ТРУДОВОГО РЕСУРСА НА ПРИМЕРЕ ВЬЕТНАМА

Во Вьетнаме применяют два способа посадки риса -- рассадой и семенами. Рассадку выращивают сначала в специальных питомниках, затем высаживают вручную на залитых водой чеках. Этот способ хотя и дает повышенный урожай, однако требует больших затрат труда. Поэтому в настоящее время наблюдается тенденция перехода к более рациональному способу -- механизированному посеву семенами.

Известно, что производительность и экономичность тракторного агрегата зависят от его параметров, т.е. от мощности, скорости движения и ширины захвата, оптимальные значения которых в свою очередь зависят от условий эксплуатации (физико-механических характеристик почвы и размеров полей). В условиях Вьетнама, где рисовые чеки имеют, как правило, малые размеры, прогнозирование оптимальных параметров тракторного агрегата для посева риса крайне необходимо. В качестве оценочного критерия при этом принимаются минимальные приведенные затраты, необходимые для посева 1 га риса с учетом потерь урожая из-за продолжительности посева и дефицита трудового ресурса хозяйства.

Удельное сопротивление сеялки и коэффициент сопротивления движению агрегата являются функциями от скорости движения [1]: