

Управление колебаниями механической системы средствами микроконтроллера

Гурский Н.Н.; Пащенко А.В.; Щербаков А.В.; Иванченко В.В.
 Белорусский национальный технический университет,
 Минск, Республика Беларусь
 e-mail: gurski2010@gmail.com, sherbakovu@mail.ru

Аннотация—В работе приводится математическая модель локальной опоры мобильной машины (модель двухмассовой колебательной системы) с элементами активного поддрессоривания и результаты сравнительного анализа колебаний при использовании пассивной и активной схем поддрессоривания.

Ключевые слова: поддрессоривание; виброзащита;

I. ВВЕДЕНИЕ

Для снижения вибронгруженности узлов и агрегатов машин чаще всего используются различные схемы пассивной виброзащиты с использованием упругих и диссипативных элементов. Так, например, чтобы уменьшить вертикальные колебания ходовой части мобильной машины, кабины, сиденья водителя или иных узлов, можно воспользоваться ручным подбором параметров или применить алгоритмы оптимизации. Однако, в этом случае, требуемый эффект возможен только для определенных эксплуатационных условий объекта исследования. Чтобы удовлетворить разнообразным условиям движения мобильной машины, нужны элементы поддрессоривания с управляемыми параметрами (характеристиками), которые работают на основе электронных схем или контроллеров, реализующих выбор значений параметров по некоторому закону. Такие системы требуют оснащения подвески датчиками, контроллерами и исполнительными устройствами.

В качестве исполнительного механизма могут быть использованы гидропривод, электропривод постоянного или переменного тока.

Для изучения и разработки эффективных схем активного поддрессоривания мобильных машин необходимы математические и программные модели, поддерживающие различные этапы имитационного моделирования колебательных процессов мобильных машин.

II. СТРУКТУРНАЯ СХЕМА

Структурная схема локальной опоры, управляемой исполнительным устройством с электроприводом постоянного тока, приведена на рис. 1. Механически ротор двигателя соединяется муфтой через редуктор с исполнительным элементом, воздействующим на поддрессоренную массу.

На рисунке обозначены: 1 - усилитель мощности (k_c - коэффициент усиления, T_c - постоянная времени); 2 - электродвигатель (k_a - коэффициент усиления, T_a - постоянная времени, k_m - паспортный параметр электродвигателя); 3 - механическая часть двигателя; 4 - редуктор; 5 - локальная опора; 6 - датчик (k_s - коэффициент усиления, T_s - постоянная времени); 7 - PID-регулятор; 8 - элемент сравнения.

III. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Математическая модель вертикальных колебаний локальной опоры 5, подверженной кинематическим возмущениям q , имеет вид (1).

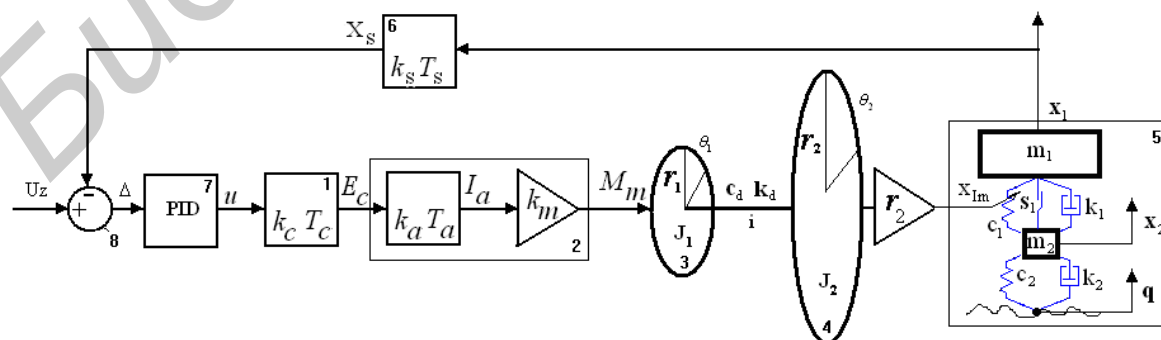


Рис. 1. Пример рисунка с двумя колонками

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = -[c_1(x_1 - x_2 + x_{im}) + k_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + s_1 \text{Sgn}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)], \\ m_2 \ddot{x}_2 = c_1(x_1 - x_2 + x_{im}) + k_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + s_1 \text{Sgn}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - [c_2(x_2 - q) + k_2(\dot{x}_2 - \dot{q})], \end{cases} \quad (1)$$

$$t \geq t_0 : \quad x_1(t_0) = x_{01}, \quad \dot{x}_1(t_0) = \dot{x}_{01},$$

$$x_2(t_0) = x_{02}, \quad \dot{x}_2(t_0) = \dot{x}_{02},$$

где m_1 – поддрессоренная масса, приходящаяся на локальную опору; m_2 – неподдрессоренная масса (масса колеса); c_1 – жесткость подвески; c_2 – жесткость шины; k_1 – коэффициент сопротивления амортизатора; k_2 – коэффициент вязкого сопротивления шины; s_1 – сухое трение в подвеске; x_1 и x_2 – вертикальные перемещения масс m_1 и m_2 относительно положения статического равновесия; q – высота неровности опорной поверхности; x_{im} – перемещение от исполнительного механизма, $x_{01}, \dot{x}_{01}, x_{02}, \dot{x}_{02}$ – начальные условия. В случае пассивной системы поддрессирования $x_{im} = 0$.

Как видно из рис.1., для активной виброзащиты поддрессоренной массы m_1 используется схема с обратной связью. В этом случае, математическая модель (1) локальной опоры мобильной машины, учитывающая формирование управляющего сигнала исполнительного механизма $x_{im} = \theta_2 r_2$ дополняется уравнениями:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\theta}_1 + (B_1 \dot{\theta}_1 + \bar{M}_{31} \text{sgn} \dot{\theta}_1) + [c_d(\theta_1 - i\theta_2) + k_d(\dot{\theta}_1 - i\dot{\theta}_2)] = M_m, \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + (B_2 \dot{\theta}_2 + \bar{M}_{32} \text{sgn} \dot{\theta}_2) - [c_d(\theta_1 - i\theta_2) + k_d(\dot{\theta}_1 - i\dot{\theta}_2)] = M_c, \\ T_c \dot{E}_c + E_c - k_c u = 0, \\ T_a \dot{I}_a + I_a - k_a E_c = 0, \\ M_m = k_m I_a, \\ M_c = r_2 [c_1(x_1 - x_2) + k_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + s_1 \text{Sgn}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)], \\ T_s \dot{X}_s + X_s - k_s x_1 = 0, \\ \Delta = U_z - X_s, \end{cases}$$

Здесь: J_1 – момент инерции якоря электродвигателя с присоединенными массами; J_2 – момент инерции

колеса редуктора; θ_1 – угол поворота двигателя; θ_2 – угол поворота редуктора; M_m – крутящий момент двигателя; M_c – момент сопротивления двигателя; c_d – угловая жесткость упругой муфты, соединяющей электродвигатель и редуктор; k_d – коэффициент диссипации энергии в соединительной муфте; i – передаточное отношение редуктора; \bar{M}_{31} – сухое трение в опорах двигателя в статическом положении; \bar{M}_{32} – сухое трение в опорах редуктора в статическом положении; r_1 – радиус ротора двигателя; r_2 – радиус колеса редуктора; I_a – ток якоря электродвигателя; E_c – напряжение на выходе тиристорного преобразователя; U_z – заданное (желаемое) значение наблюдаемой переменной x_1 ; u – выходной сигнал регулятора, который в общем случае имеет вид:

$$u(t) = k_p \Delta(t) + k_i \int_0^t \Delta(t) d\tau + k_d \frac{d\Delta(t)}{dt}, \quad \text{где } k_p, k_i, k_d$$

соответственно коэффициенты усиления пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих регулятора.

IV. РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

На Рис.2 приведены результаты моделирования динамических процессов локальной опоры с активной и пассивной системами поддрессирования при кинематическом возмущении типа ступеньки.

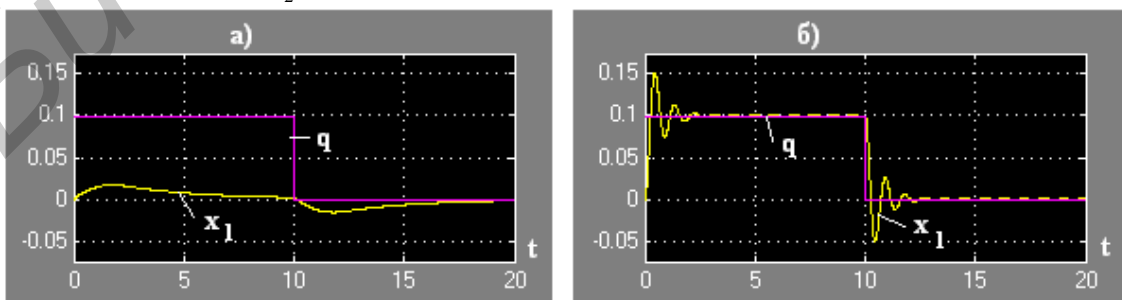


Рис. 2 – Результаты имитационного моделирования локальной опоры (а – активная схема, б – пассивная схема)