DOI: 10.17117/na.2015.07.636

Поступило в редакцию: 19.07.2015

<http://ucom.ru/doc/na.2015.07.636.pdf>

До Ньы И, Нго Сян Кыонг Управление электромеханическими системами с упругими связями

Do Nii I, Ngo Syan Kiong
Management electro-mechanical systems with elastic constraints

Разработана математическая модель двухмассовой электромеханической системы с упругими связями. Выполнено исследование динамических характеристик робастного управления двухмассовой электромеханической системой

Ключевые слова: двухмассовая электромеханическая система, робастное управление, математическая модель

A mathematical model of two-mass electromechanical system with elastic constraints. The investigation of dynamic characteristics of robust control two-mass electromechanical system

Key words: two-mass electromechanical system, robust control, mathematical model

До Ньы И

Кандидат технических наук
Горно-геологический университет
г. Ханой, Вьетнам

Do Nii I

Candidate of Engineering Sciences
Mining and geology university
Hanoi, Vietnam

Нго Сян Кыонг

Кандидат технических наук
Гуэский университет
г. Гуэ, Вьетнам

Ngo Syan Kiong

Candidate of Engineering Sciences
Guesky university
Hue, Vietnam

Нагрузка электромеханических систем (ЭМС) с упругими элементами носит сложный динамический характер, колебания и автоколебания в ЭМС вызывают повышенные нагрузки в трансмиссии, что негативно отражается на надежности ЭМС. Следовательно, один из путей повышения надежности – гашение колебаний в системе [1, 2]

Динамика системы может быть снижена несколькими путями: выбором рациональной жесткости электродвигателя; применением автоматического регулирования нагрузки; использованием демпфирующих свойств самой ЭМС [2]

Обобщенная расчетная схема с упругими элементами вибрационного грохота изображена на рис. 1 [3].

Использованы следующие обозначения: Oxy , $O1x1y1$ – система координат; m – масса дебалансов; m_0 – масса корпуса; m_1 – масса груза; α – угол наклона корпуса; ψ – угол наклона пластины; φ_1 , φ_2 – угол отклонения дебалансов; a_1 , b_1 , a_2 , b_2 – координаты соответственно первого и второго вибровозбудителей;

r_1, r_2 – эксцентриситеты дебалансов; d – расстояние между центром корпуса и подшипниковой опорой; c, c_1 – жесткости пружин; l – расстояние между центром пластины и пружиной.

Рис. 1. Расчетная схема с упругими элементами вибрационного грохота

Подставив найденные выражения, получим уравнения для системы [3]:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= -\frac{c_{x1}}{m_1} x_1 + \frac{c_{x1}}{m_1} x; \ddot{y}_1 = -\frac{c_{y1}}{m_1} y_1 + \frac{c_{y1}}{m_1} y - g; \\ \ddot{x} &= -\frac{2c_x + c_{x1}}{M} x + \frac{c_{x1}}{M} x_1 + \frac{M_1}{M} (\ddot{\psi}^2 \cos \psi + \ddot{\psi} \sin \psi) - \frac{M_2}{M} (\ddot{\psi}^2 \sin \psi - \ddot{\psi} \cos \psi) + \\ &+ \frac{mr_1}{M} [\ddot{\varphi}_1^2 \sin(\varphi_1 + \alpha) - \ddot{\varphi}_1 \cos(\varphi_1 + \alpha)] + \frac{mr_2}{M} [\ddot{\varphi}_2^2 \sin(\varphi_2 + \alpha) - \ddot{\varphi}_2 \cos(\varphi_2 + \alpha)] - \\ &- \frac{2c_x d}{M} \sin \psi \\ \ddot{y} &= -\frac{2c_y + c_{y1}}{M} y + \frac{c_{y1}}{M} y_1 + \frac{M_1}{M} (\ddot{\psi}^2 \sin \psi - \ddot{\psi} \cos \psi) + \frac{M_2}{M} (\ddot{\psi}^2 \cos \psi + \ddot{\psi} \sin \psi) - \\ &- \frac{mr_1}{M} [\ddot{\varphi}_1^2 \cos(\varphi_1 + \alpha) + \ddot{\varphi}_1 \sin(\varphi_1 + \alpha)] - \frac{mr_2}{M} [\ddot{\varphi}_2^2 \cos(\varphi_2 + \alpha) + \ddot{\varphi}_2 \sin(\varphi_2 + \alpha)] + \\ &+ \frac{2c_y d}{M} \cos \psi - \frac{m_0}{M} g - \frac{2c_y d}{M} \\ \ddot{\psi} &= \frac{M_1}{I} (\ddot{x} \sin \psi - \ddot{y} \cos \psi) + \frac{M_2}{I} (\ddot{x} \cos \psi + \ddot{y} \sin \psi) - \frac{ma_1 r_1}{I} [\ddot{\varphi}_1^2 \cos[\psi - (\varphi_1 + \alpha)] - \\ &\ddot{\varphi}_1 \sin[\psi - (\varphi_1 + \alpha)]] + \frac{ma_2 r_2}{I} [\ddot{\varphi}_2^2 \cos[\psi - (\varphi_2 + \alpha)] - \ddot{\varphi}_2 \sin[\psi - (\varphi_2 + \alpha)]] + \\ &+ \frac{mb_1 r_1}{I} [\ddot{\varphi}_1^2 \sin[\psi - (\varphi_1 + \alpha)] + \ddot{\varphi}_1 \cos[\psi - (\varphi_1 + \alpha)]] + \frac{mb_2 r_2}{I} [\ddot{\varphi}_2^2 \sin[\psi - (\varphi_2 + \alpha)] + \\ &+ \ddot{\varphi}_2 \cos[\psi - (\varphi_2 + \alpha)]] + \frac{2(k_1 - k_2)}{I} \sin \psi \cos \psi - \frac{2k_1}{I} \sin \psi - \\ &- \frac{2d}{I} (c_x x \cos \psi + c_y y \sin \psi) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\ddot{\varphi}_1 &= \frac{M_{d1}}{I_1} - \frac{mr_1}{I_1} [\ddot{x} \cos(\varphi_1 + \alpha) + \ddot{y} \sin(\varphi_1 + \alpha)] + \frac{ma_1 r_1}{I_1} [\psi^2 \cos[\psi - (\varphi_1 + \alpha)] + \\ &+ \ddot{\psi} \sin[\psi - (\varphi_1 + \alpha)]] - \frac{mb_1 r_1}{I_1} [\psi^2 \sin[\psi - (\varphi_1 + \alpha)] - \ddot{\psi} \cos[\psi - (\varphi_1 + \alpha)]] - \\ &- \frac{mgr_1}{I_1} \sin(\varphi_1 + \alpha) - \frac{f\Delta m r_1}{I_1} \dot{\varphi}_1^2 - \frac{f\Delta m}{I_1} [\ddot{x} \sin(\varphi_1 + \alpha) - \ddot{y} \cos(\varphi_1 + \alpha)] + \\ &+ \frac{f\Delta m}{I_1} \ddot{\psi} [a_1 \cos(\varphi_1 + \alpha) + b_1 \sin(\varphi_1 + \alpha)] \\ \ddot{\varphi}_2 &= \frac{M_{d2}}{I_2} - \frac{mr_2}{I_2} [\ddot{x} \cos(\varphi_2 + \alpha) + \ddot{y} \sin(\varphi_2 + \alpha)] + \frac{ma_2 r_2}{I_2} [\psi^2 \cos[\psi - (\varphi_2 + \alpha)] + \\ &+ \ddot{\psi} \sin[\psi - (\varphi_2 + \alpha)]] - \frac{mb_2 r_2}{I_2} [\psi^2 \sin[\psi - (\varphi_2 + \alpha)] - \ddot{\psi} \cos[\psi - (\varphi_2 + \alpha)]] - \\ &- \frac{mgr_2}{I_2} \sin(\varphi_2 + \alpha) - \frac{f\Delta m r_2}{I_2} \dot{\varphi}_2^2 - \frac{f\Delta m}{I_2} [\ddot{x} \sin(\varphi_2 + \alpha) - \ddot{y} \cos(\varphi_2 + \alpha)] + \\ &+ \frac{f\Delta m}{I_2} \ddot{\psi} [a_2 \cos(\varphi_2 + \alpha) + b_2 \sin(\varphi_2 + \alpha)]\end{aligned}$$

Однако исследования протекающих в них динамических процессов показывают, что во многих случаях расчетные схемы механических передач могут быть упрощены до двухмассовой системы [2, 3].

Рис. 2. Электромеханическая расчетная схема привода

Система уравнений динамики ЭМС имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_1 = (M - M_{1,2}) / J_1; \\ \dot{\omega}_2 = (M_{1,2} - M_c) / J_2; \\ \dot{M}_{1,2} = C_{1,2}(\omega_1 - \omega_2), \end{cases}$$

где $\omega_1, \omega_2, J_1, J_2$ – угловые скорости и моменты инерции первой и второй масс; M – момент сил, прикладываемый к системе (управляющее воздействие); $M_{1,2}$ – упругий момент; M_c – момент сопротивления (возмущающее воздействие); $C_{1,2}$ – коэффициент жесткости упругой связи.

На основании этой модели получен алгоритм:

$$M = M_{1,2} + \frac{J_1}{J_2} (M_{1,2} - M_c) - J_1 \left(\frac{1}{T_1} + \frac{1}{T_2} \right) (\omega_1 - \omega_2) - \frac{J_1}{T_1 T_2 C_{1,2}} (M_{1,2} - M_{1,2}^*)$$

где T_1, T_2 – постоянные времени, определяющие скорость приближения значения упругого момента к заданной величине $M_{1,2}^*$.

Модель системы управления включает в себя разработанные алгоритм градиентного управления электромагнитным моментом АД и алгоритм управления упругим моментом. Моменты инерции и коэффициенты жесткости, необходимые для реализации алгоритма управления упругим моментом, были получены путем приведения исходной десятимассовой системы к двухмассовой, на рис. 5 представлены результаты работы [4].

1- намагничивание двигателя; 2- разгон; 3- работа под нагрузкой

Рис. 3. Моменты в десятимассовой системе

1-намагничивание двигателя; 2-разгон; 3-работа под нагрузкой

Рис. 4. Электромагнитные переменные асинхронного двигателя в режимах

Анализ характера изменения электромагнитных переменных, показанных на рис. 4, свидетельствует, что потокосцепления поддерживаются на заданном уровне, а токи не превышают номинального значения. Таким образом, проверка работы алгоритмов подтвердила их эффективность для управления динамическим состоянием электроприводов горных машин.

Список литературы:

1. Ключев В.И. Ограничение динамических нагрузок электропривода. М.: Энергия, 1970. 320с.
2. Степанов В.М., До Ньы И., Исследования переходных в электромеханической системе вибрационных грохотов. Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 12. Ч. 3. Тула: ТулГУ, 2012. 299 с.
3. Степанов В.М., До Ньы И. Обобщенная математическая модель вибрационных грохотов // Известия ТулГУ. Технические науки. Тула: ТулГУ, 2011. Вып.6. Ч.1. С. 246-251.
4. Завьялов В.М., Управление динамическим состоянием асинхронных электроприводов горных машин. Дис. канд. техн. Наук, Кемерово, 2009.