

## ОСОБЕННОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИМИ СИСТЕМАМИ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА

Механизмы поворота кранов характеризуются большим моментом инерции, т. е. для них большую часть цикла составляют переходные режимы. Поэтому для повышения их производительности необходимо уменьшать время переходных процессов. Однако быстродействие таких механизмов зависит от эффективности решения проблемы раскачивания грузов, подвешенных на гибкой нити [1]. Задача, следовательно, состоит в таком управлении электроприводом электромеханической системы (ЭМС), при котором закон изменения момента  $M$  двигателя обеспечивал бы минимальное время разгона и торможения при условии, что к концу переходного процесса нить с грузом располагается вертикально.

Воспользуемся (с некоторыми допущениями) законом изменения динамического момента, полученного с использованием принципа максимума для поступательного движения тележки с грузом [2]. Для этого случая был получен релейный закон изменения момента на трех этапах, характер которого приведен на рис.1. Для определения длительности этапов оптимального переходного процесса необходимо сначала найти время разгона (или торможения) до данной скорости  $\omega_{зад}$  жестко связанных поворотной платформы и груза при постоянстве действующего момента  $M_m = const$  по формуле  $T_p = \frac{\omega_{зад}(J_1 + J_2)}{M_m}$ , где  $J_1, J_2$  - моменты инерции

соответственно поворотной части и груза. Длительность всех трех этапов можно определить, решив уравнение  $\sin\Omega\left(t_2 + \frac{T_p}{2}\right) = 2\sin\frac{\Omega t_2}{2}$  [3], и учитывая, что  $t_1 = t_3$ ,  $t = t_1 + t_2 + t_3 = T_p + 2t_2$ ,

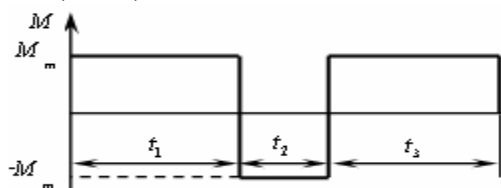


Рис.1. Диаграмма изменения момента

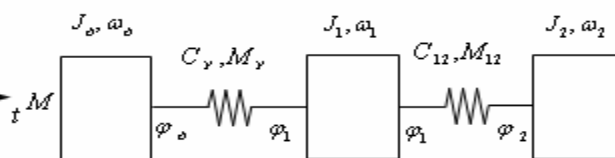


Рис.2. Расчетная схема трехмассовой ЭМС

Для учёта влияния скачкообразного изменения момента (рис.1) на нагрузки в звеньях кинематической передачи целесообразно проанализировать трёхмассовую электромеханическую систему (ЭМС), в которой упругая связь между двигателем и механизмом перемещения – валы механической передачи - обладает конечным значением жёсткости  $C_y$ . Расчётная схема такой ЭМС после приведения всех величин к валу двигателя показана на рис. 2. Здесь ротор двигателя с моментом инерции  $J_0$ , поворотная платформа с моментом инерции  $J_1$  и подвешенный груз массой  $m_2$ , приведенной к вращательному движению ( $J_2$ ),  $\omega_0, \omega_1, \omega_2$  – угловые скорости этих масс соответственно;  $C_{12} = \frac{m_2 g}{l} R_{np}^2$  – эквивалентная жёсткость, вызванная раскачиванием груза, где  $l$  - длина нити,  $R_{np}$  – радиус приведения,  $M_y = C_y (\varphi_0 - \varphi_1)$  – момент упругой деформации между двигателем и механизмом поворота.

Для оптимального управления механизмом, обеспечивающим быстрые переходные процессы и одновременно гашение колебаний подвешенного груза, требуются именно мгновенные приложения максимального момента (рис.1). Известно, что скачкообразное приложение момента к передаточным устройствам между двигателем и рабочим органом приводит к наибольшим динамическим нагрузкам в упругих элементах. Количественно динамические нагрузки отражает коэффициент динамичности  $K_0$ , являющийся важным показателем условий работы механического оборудования. В моменты переключения на очередной этап коэффициент существенно зависит от начальных условий, которые в общем случае носят случайный характер. Однако воспользовавшись выражениями для коэффициента динамичности, выведенными для двухмассовой механической части (при отсутствии раскачивания груза) в моменты переключения,

$$K_{02} = \left| \frac{2M_m J_1}{M_{ycp} J_0 + J_1} - 1 \right| + \sqrt{\left( \frac{M_{ynach1}}{M_{ycp}} + 1 \right)^2 + \left( \frac{C_y w_{01}}{\Omega_y M_{ycp}} \right)^2}, \quad K_{03} = 1 + \sqrt{\left( \frac{M_{ynach2}}{M_{ycp}} - 1 \right)^2 + \left( \frac{C_y w_{01}}{\Omega_y M_{ycp}} \right)^2}, \quad \text{где } M_{ycp} = \frac{M_m (J_1 + J_2)}{J_0 + J_1 + J_2},$$

можно представить экстремальные начальные условия при переключении на второй и третий этапы оптимального переходного процесса: 1.  $M_{ynach} = 2M_{ycp}$ ,  $\omega_{01} = \omega_{02} = 0$ ; 2.  $M_{ynach} = M_{ycp}$  и  $\omega_{01} = \omega_{02} = \frac{M_{ycp} \gamma}{\Omega J_1}$ ;

3.  $M_{y \text{ нач}} = 0$  и  $\omega_{01} = \omega_{02} = 0$ , где  $\gamma = \frac{J_0 + J_1 + J_2}{J_0}$ ,  $w_{01}$  - разности скоростей в моменты переключения  $t = t_1$  и  $t = t_1 + t_2$ . Результаты расчетов по формулам и моделирования двух и трехмассовой механической части (МЧ) для первого и третьего условий при  $\gamma = 14,68$  приведены в табл.1, где  $K_0 = \frac{M_{y \text{ max}}}{M_{y \text{ ср}}}$ ,  $M_{y \text{ max}}$  - максимальное

Таблица 1

Коэффициент динамичности на этапах	$\Omega t_1 = \Omega_y t_2 = (2n+1)\pi$		$\Omega_y t_1 = \Omega_y t_2 = 2\pi n$	
	Расчет и моделирование двухмассовой МЧ	Моделирование трехмассовой МЧ	Расчет и моделирование двухмассовой МЧ	Моделирование трехмассовой МЧ
$K_{01}$	2,00	1,99	2,00	1,99
$K_{02}$	4,00	3,47	2,00	1,65
$K_{03}$	6,00	5,65	2,00	1,99

значение момента упругой деформации в моменты переключения.

Осциллограммы переходных процессов трехмассовой МЧ, если  $M_c = 0$  и  $\gamma = 14,68$  представлены на рис.4. Расчеты и моделирование свидетельствуют, что наибольшая нагрузка оказывается в момент переключения при максимальном начальном значении момента упругости  $M_y$ , т.е. при  $\Omega_y t_1 = \Omega_y t_2 = (2n+1)\pi$ , а наименьшая – при минимальном начальном значении момента

упругости, т.е. при  $\Omega_y t_1 = 2\pi n$  для второго этапа и  $\Omega_y t_2 = 2\pi n$  для третьего;  $\Omega_y = \sqrt{\frac{C_y (J_0 + J_1 + J_2)}{J_0 (J_1 + J_2)}}$ . Как показало

моделирование, наличие третьей массы (раскачивание груза) способствует снижению динамических нагрузок на втором этапе на 10% – 18% в зависимости от начальных условий переключения.

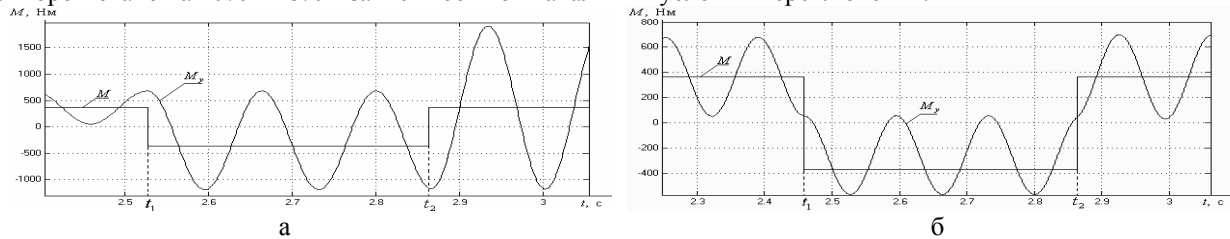


Рис.4. Переходный процесс момента упругой деформации при переключениях в трехмассовой ЭМС, когда  $\Omega_y t_1 = (2n+1)\pi$ ,  $\Omega_y t_2 = (2n+1)\pi$  (а) и  $\Omega_y t_1 = 2\pi n$ ,  $\Omega_y t_2 = 2\pi n$  (б)

Таблица 2

Максимальное значение момента упругой деформации (Нм) и коэффициенты динамичности при  $\Omega_y t_1 = \Omega_y t_2 = 2\pi n$  и различных  $\gamma$

$\gamma$	двухмассовая МЧ		трехмассовая МЧ	
	$M_{y \text{ max 1}}$	$K_{01}$	$M_{y \text{ max 2}}$	$K_{02}$
14,68	684,87	1,96	701,05	2,00
21,18	623,63	1,78	566,45	1,62
14,68	684,97	1,96	701,60	2,00
21,18	634,91	1,82	679,75	1,94

Таким образом, можно утверждать, что выбором уточненного времени этапов, кратным периоду собственных колебаний двухмассовой механической

части  $T_0 = \frac{2\pi}{\Omega_y}$ , достигается существенное снижение

нагрузок в кинематических передачах при незначительных изменениях показателей качества работы ЭМС.

Коэффициент динамичности зависит также от соотношения моментов инерции, причем чем больше  $J_2(\gamma)$ , тем выше  $K_0$ . Влияние соотношения моментов инерции ( $\gamma$ ) на  $M_{y \text{ max}}$  и  $K_0$  в моменты переключения  $\Omega_y t_1 = \Omega_y t_2 = 2\pi n$  показано в табл.2. Среднее значение момента рассчитано для максимального значения  $J_2$

$M_{y \text{ ср}} = 349,56$  Нм. Таким образом, расчеты подтверждают, что уменьшение  $\gamma$  (снижение  $J_2$ , например, при уменьшении вылета стрелы или массы груза) приводит к снижению нагрузок в кинематических звеньях.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ключев В.И., Терехов В.М. Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов. – М.: Энергия, 1980. – 360 с.
2. Герасимьяк Р.П. Оптимальное управление крановым механизмом передвижения. / Герасимьяк Р.П., Мельникова Л.В. //Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – 1999.– №1. – С. 87 – 94.
3. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. / Герасимьяк Р.П., Лещев В.А. – Одесса, СМІЛ, 2008. – 192 с.