

ЭЛЕКТРОПРИВОД ДЛЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ
КРАНОВОГО ГРУЗА

Известно, что эффективность грузовых работ, которые выполняются в основном кранами стрелового типа с гибким подвесом груза на канатах, определяется, прежде всего, увеличением номинальных скоростей рабочих движений. Однако, при этом приходится много времени тратить на ручное демпфирование колебаний груза. Одновременно возрастают простои кранов из-за повышенного износа и отказов аппаратуры управления, так как значительно увеличивается число включений, необходимых для такого гашения колебаний.

Крановщики, которым приходится в ручном режиме успокаивать раскачивание груза в сложных производственных условиях, испытывают большие психологические нагрузки, а это приводит к уменьшению их производительности труда.

Попытки автоматизировать работу грузовых кранов в направлении ликвидации раскачивания груза привели к значительному прогрессу в этой области [1, 4, 5, 8, 9]. В то же время простых и надежных автоматизированных электроприводов, которые не только бы гасили колебания груза, но и были бы при этом в состоянии надежно обеспечить максимальные скорости работы крановых механизмов, таких как поворот стрелового крана или механизм передвижения мостового крана, при любых погодных и других отрицательных факторах, пока нет [2, 3, 6].

Стремление получить универсальную формулу движения груза и ввести ее в контур управления электроприводом пока не дает достаточно надежных результатов [1, 7].

Вместе с тем, одним из способов демпфирования раскачивания груза при работе мостовых и стреловых кранов может быть предлагаемое в данной статье устройство, которое состоит из автоматизированного асинхронного электропривода, работающего в одном из тормозных режимов и соединенного тонкой гибкой оттяжкой l_d с грузом в точке c_1 , как это показано на рис. 1.

Если точка подвеса груза начинает двигаться из точки a в положение точки b , то груз в силу инерционности сначала отклоняется на некоторый угол φ , а затем начинает следовать за перемещением точки подвеса. Назовем это прямым стартом. Обратным стартом будем называть движение точки подвеса груза из точки e в направлении точки b и далее.

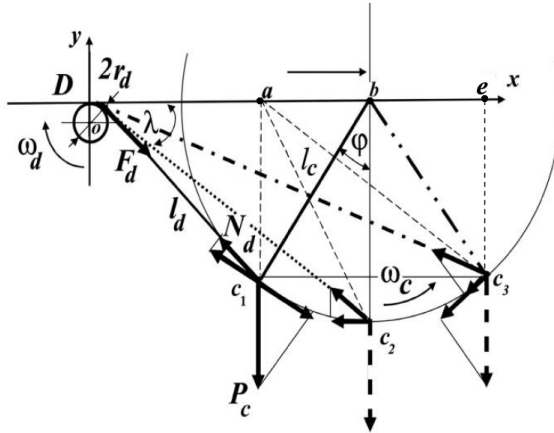


Рис. 1. Схема взаимодействия элементов устройства демпфирования раскачивания груза

Пусть угол демпфирующего каната в положении c_2 (см. рис. 1) равен λ , а длина подвеса груза l_c и вес груза P_c . Тогда двигатель D развивает тормозной момент M_d , который препятствует движению груза P_c с некоторой силой N_d . Барабан лебедки имеет диаметр $2r_d$ и вращается с угловой скоростью ω_d . Угловая скорость груза по отношению к точке b при этом равна ω_c .

В работе использован метод исследований, включающий разработку и исследование математической модели демпфирующего устройства для колеблющегося на гибком канате груза.

Известно, что приложенный к барабану лебедки устройства демпфирования тормозящий момент асинхронного электродвигателя пропорционален скорости вращения ротора. На рис. 2 показаны возможные в этом случае механические характеристики электромеханической системы (ЭМС).

Пусть коэффициент пропорциональности равен β . Физически этот коэффициент означает тангенс угла наклона механической характеристики электродвигателя.

Рассмотрим скорость тел системы через обобщенную угловую скорость

$$\omega_c = \frac{d\varphi}{dt}; \quad \omega_d = \omega_c \cdot \frac{l}{r_d}.$$

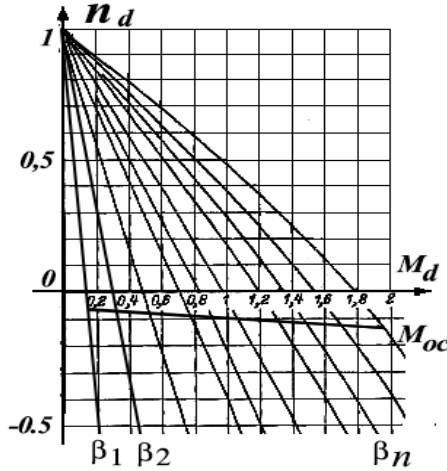


Рис. 2. Механические характеристики ЭМС при демпфировании:
 n_d – относительная скорость асинхронного электродвигателя; M_d – относительный момент двигателя

Тогда, учитывая что пусковой момент, развиваемый двигателем, равен M_0 , а двигатель работает в тормозном режиме, получим:

$$M_d = \left(M_0 - \beta \frac{d\varphi_d}{dt} \right) = \left(M_0 - \beta \frac{l_c}{r_d} \frac{d\varphi}{dt} \right). \quad (1)$$

Кинетическая энергия системы состоит из кинетической энергии груза и кинетической энергии барабана лебедки.

Энергия груза

$$T_c = J_c \frac{\omega_c^2}{2} = \frac{1}{2} m_c l_c^2 \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2. \quad (2)$$

Энергия барабана лебедки с учетом нерастяжимости каната

$$T_d = J_d \frac{\omega_d^2}{2} = \frac{m_d r_d^2}{4} \cdot \left(\frac{d\varphi_d}{dt} \right)^2 = \frac{m_d r_d^2 l_c^2}{4 r_d^2} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = \frac{m_d l_c^2}{4} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2. \quad (3)$$

Из (2) и (3) следует, что суммарная кинетическая энергия системы демпфирования

$$T = T_c + T_d = \frac{1}{2} m_c l_c^2 \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \frac{m_d l_c^2}{4} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = \frac{1}{4} m_c l_c^2 (2 + k) \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2, \quad (4)$$

где $k = m_d / m_c$.

Для упрощения в выражении (4) считаем, что

$$\frac{1}{2}S = \frac{1}{4}m_c l_c^2(2+k).$$

В этом случае частные производные:

$$\frac{\delta T}{\delta \varphi'} = S \frac{d\varphi}{dt}; \quad \frac{\delta T}{\delta \varphi} = 0.$$

Уравнение Лагранжа 2-го рода для системы запишем в виде:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \varphi'} \right) - \frac{\delta T}{\delta \varphi} = Q_\varphi, \quad (5)$$

где Q_φ – обобщенная сила.

При малых изменениях угла φ к рассматриваемой ЭМС можно применить принцип независимости действия сил. Следовательно, перемещения отдельных точек будут прямо пропорциональны вызывающей их нагрузке.

Для нахождения Q_φ вычислим сумму элементарных работ всех заданных сил для возможных перемещений точек системы, соответствующих обобщенному возможному перемещению $\delta\varphi$.

Известно, что работа груза

$$\delta A_c = P_c \sin\varphi \delta\varphi = m_c g \sin\varphi \delta\varphi. \quad (6)$$

В тоже время работа тормозного момента двигателя

$$\begin{aligned} \delta A &= -\frac{M_d}{r_d} \cos(\lambda - \varphi) \delta\varphi_d = -\frac{M_d}{r_d} (\cos\lambda \cos\varphi + \sin\lambda \sin\varphi) \delta\varphi_d = \\ &= -\frac{M_d}{r_d} (\cos\lambda + \varphi \sin\lambda) \delta\varphi_d. \end{aligned} \quad (7)$$

Тогда суммарная работа внешних сил с учетом (6) и (7), а также с учетом того, что при малых углах отклонения $\sin\varphi \approx \varphi$ и $\cos\varphi \approx 1$,

$$\begin{aligned} \delta A &= -m_c g \sin\varphi \delta\varphi - \frac{M_d}{r_d} (\cos\lambda + \varphi \sin\lambda) \delta\varphi_d = \\ &= -\left[m_c g \varphi + \frac{M_d l_c}{r_d^2} (\cos\lambda + \varphi \sin\lambda) \right] \delta\varphi. \end{aligned} \quad (8)$$

С учетом (1) обобщенная сила, которая является коэффициентом в выражении суммы элементарных работ (8),

$$Q_\varphi = -\left[m_c g \varphi + \frac{M_d l_c}{r_d^2} (\cos\lambda + \varphi \sin\lambda) - r_d l_c \beta (\cos\lambda + \varphi \sin\lambda) \cdot \frac{d\varphi}{dt} \right]. \quad (9)$$

Подставляя выражение (9) в уравнение (5), получим:

$$S \frac{d^2\varphi}{dt^2} = - \left(m_c g \varphi + \frac{M_0 l_c}{r_d^2} \cdot (\cos\lambda + \varphi \sin\lambda) \right) - \\ - r_d l_c \beta (\cos\lambda + \varphi \sin\lambda) \cdot \frac{d\varphi}{dt}. \quad (10)$$

Поскольку в выражении (10) произведение $\varphi \sin\lambda$ является величиной второго порядка малости, опустим его и тогда дифференциальное уравнение движения груза можно представить в виде:

$$S \frac{d^2\varphi}{dt^2} + r_d l_c \beta \cos\lambda \frac{d\varphi}{dt} + \left(m_c g \varphi - \frac{M_0 l_c}{r_d^2} \cos\lambda \right) = 0. \quad (11)$$

Выражение (11) действительно и при старте груза в обратном направлении, когда электродвигатель сначала выберет слабину демпфирующего троса, а затем груз будет снова двигаться в соответствии с этим же дифференциальным уравнением, но при других начальных условиях.

Найдем характеристическое уравнение для дифференциального уравнения (11):

$$p^2 + \frac{1}{S} r_d l_c \beta \cos\lambda p + \frac{1}{S} \left(m_c g - \frac{M_0 l_c}{r_d^2} \cos\lambda \right) = 0. \quad (12)$$

Из уравнения (12) получим его корни:

$$p_{1,2} = - \left(\frac{1}{2S} r_d l_c \beta \cos\lambda \right) \pm \sqrt{\left(\frac{r_d l_c \beta \cos\lambda}{2S} \right)^2 - \frac{1}{S} \left(m_c g - \frac{M_0 l_c}{r_d^2} \cos\lambda \right)}. \quad (13)$$

При таких корнях возможны различные формы протекания процесса демпфирования груза. Анализ этих корней показывает следующее.

1. Если подкоренное выражение в (13) имеет вид:

$$\left(\frac{r_d l_c \beta \cos\lambda}{2S} \right)^2 - \frac{1}{S} \left(m_c g - \frac{M_0 l_c}{r_d^2} \cos\lambda \right) > 0,$$

то в этом случае оба корня вещественны, колебания в системе отсутствуют, затухание процесса происходит аperiодически по сумме двух экспонент.

Общее решение дифференциального уравнения в этом случае будет:

$$\varphi(t) = C_1 e^{p_1 t} + C_2 e^{p_2 t}. \quad (14)$$

В (14) коэффициенты C_1 и C_2 есть постоянные интегрирования, которые определяются исходя из начальных условий старта.

2. Если

$$\left(\frac{r_d l_c \beta \cos \lambda}{2S}\right)^2 - \frac{1}{S} \left(m_c g - \frac{M_0 l_c}{r_d^2} \cos \lambda\right) = 0,$$

то система имеет два одинаковых вещественных корня и затухает по экспоненте. Общее решение дифференциального уравнения в этом случае будет:

$$\varphi(t) = (C_1 t + C_2) e^{\rho t}. \quad (15)$$

3. Если

$$\left(\frac{r_d l_c \beta \cos \lambda}{2S}\right)^2 - \frac{1}{S} \left(m_c g - \frac{M_0 l_c}{r_d^2} \cos \lambda\right) < 0,$$

то система имеет два комплексно сопряженных корня и тоже затухает, но слабо и имеет колебательность. Общее решение дифференциального уравнения (11) в этом случае будет:

$$\varphi(t) = e^{-\gamma \omega_0 t} (C_1 \cos \omega_c t + C_2 \sin \omega_c t). \quad (16)$$

В (16) коэффициенты:

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{1}{2S} r_d l_c \beta \cos \lambda_c; \\ \omega_0 &= \sqrt{\frac{2}{(2+k)} \cdot \left(\frac{g}{l_c^2} - \frac{M_0 \cos \lambda}{m_c r_d^2 l_c}\right)}; \\ \omega_c &= \omega_0 \sqrt{1 - \gamma^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \left(\frac{2r_d \beta \cos \lambda_c}{m_c l_c (2+k)}\right)^2}. \end{aligned}$$

Из полученного ясно, что наиболее удобными вариантами для оптимизации процесса демпфирования, позволяющими изменять в некотором диапазоне параметры устройства и получать демпфирование груза, являются первый и второй вариант корней. В этом случае движение груза описывается формулами (14) и (15).

Из (14) следует что,

$$\left(m_c g - \frac{M_0 l_c}{r_d^2} \cos \lambda\right) \leq 0.$$

После преобразования этого выражения получим условие бесколебательности демпфируемой ЭМС:

$$\frac{M_0 l_c}{r_d^2} \cos \lambda \geq m_c g. \quad (17)$$

При этом $\cos \lambda$, r_d , l_c , M_0 выбираются при конструировании при-

вода демпфирования колебаний груза исходя из конструкции грузо-подъемного крана.

Из этого следует также, что значение M_0 , (учитывая изменяющийся в зависимости от местоположения точки старта угол λ) необходимо определять при его максимальном значении, когда $\cos \lambda = 1$:

$$M_0 \geq \frac{m_c g r_d^2}{l_c \frac{l_c}{l_d}} = m_c g r_d^2 l_d.$$

В этом случае демпфирование раскачивающегося груза будет осуществляться во всем диапазоне угла λ .

Из (17) также видно, что при создании конструкции ЭМС параметр λ нужно выбирать по возможности малым. Это позволит снизить мощность электродвигателя и сократить потери на демпфирование.

Вместе с тем из выражения (15), когда дискриминант уравнения (13) равен нулю, получим соотношение:

$$\left(\frac{r_d l_c \beta \cos \lambda}{2S} \right)^2 = \frac{1}{S} \left(m_c g - \frac{M_0 l_c}{r_d^2} \cos \lambda \right).$$

Из него следует, что в этом случае коэффициент

$$\beta = \sqrt{\frac{4S}{(r_d l_c \cos \lambda)^2} \left(m_c g - \frac{M_0 l_c}{r_d^2} \cos \lambda \right)}. \quad (18)$$

Поскольку наклон механической характеристики электродвигателя β можно изменять при необходимости известными способами в процессе регулирования, диапазон такого изменения при различном весе груза необходимо проверять на бесколебательность с учетом (18).

Вместе с тем понятно, что изменяя коэффициент β в замкнутой системе ЭМС с обратной связью по скорости или моменту, можно обеспечить требуемую эффективность работы устройства демпфирования во всем диапазоне поднимаемых грузов.

В связи с тем, что теперь известен закон движения груза (12), можно определить зависимость от времени динамического момента системы $M_d(t)$, действующего на асинхронный двигатель D .

Момент $M_d(t)$ находится путем определения закона изменения ускорения при помощи двойного дифференцирования уравнения движения (12).

Тогда искомый момент

$$M_d(t) = m_c l_c \frac{d^2 \varphi}{dt^2}.$$

Подставляя значение угла $\varphi = f(t)$, имеем:

$$M_d(t) = m_c l_c \frac{d^2}{dt^2} (C_1 e^{p_1 t} + C_2 e^{p_2 t}) = m_c l_c (1+t)^2 (p_1^2 C_1 e^{p_1 t} + p_2^2 C_2 e^{p_2 t}). \quad (19)$$

В (19) постоянные интегрирования C_1 и C_2 также определяются по начальным условиям старта.

Полученное выражение момента на валу двигателя (19) позволяет математически моделировать работу ЭМС.

На рис. 3 в относительных единицах показаны демпфирующий момент ЭМС $M_c(t)$ и угол отклонения кранового груза φ в градусах при старте точки подвеса груза вперед.

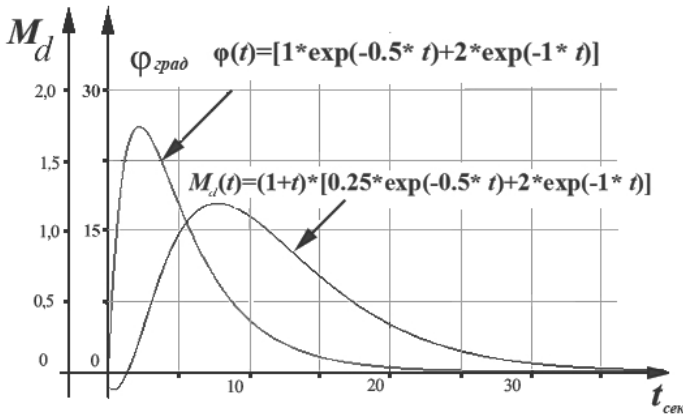


Рис. 3. Переходный процесс в ЭМС

При этом были приняты следующие условия:

$$\beta = 5, \quad l_c = 5 \text{ м}, \quad r = 0,2 \text{ м}, \quad m = 5000 \text{ кг}, \quad g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2},$$

$$\cos \lambda = 0,3, \quad k = 9, \quad M_0 = 1600 \text{ кгм}.$$

Из переходного процесса (см. рис. 3) видно, что после начала движения точки подвеса груза, демпфирующий двигатель выбирает слабинку каната, а затем переходит в тормозной режим, обеспечивая плавное гашение угла отклонения груза.

Таким образом:

предложена и научно обоснована возможность применения системы электропривода для демпфирования кранового груза, обеспечивающей надежное гашение колебаний независимо от массы и скорости перемещения этого груза;

найдено уравнение движения груза при демпфировании и предло-

жен метод расчета элементов демпфирующего устройства;
найдена зависимость момента ЭМС, позволяющая демпфировать груз;
определено основное условие бесколебательной работы демпфирующего устройства и даны рекомендации по расчету и выбору его элементов;
показано, что предложенная система электропривода позволяет обеспечить эффективность работы грузоподъемного крана в сложных производственных условиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Герасимьяк Р.П., Лещев В.А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. – Одесса: СМІЛ, 2008. – 192 с.
2. Герасимьяк Р.П. Динамика электромеханических систем механизмов циклического действия. – Одесса: Астропринт, 1996. – 48 с.
3. Ерофеев Н.И. Способ уменьшения раскачивания груза, перемещаемого на гибком подвесе // Вестник машиностроения. – 1972. – №8. – С. 20 – 21.
4. Лещев В.А. Динамическая стабилизация подвешенного на гибкой нити груза. // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – 2011. – № 3(79). – С. 172 - 174.
5. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. – М.: Машиностроение, 1987. – 156 с.
6. Орлов А.Н. Семенов В.П. Уменьшение раскачивания груза на гибком подвесе при работе грузоподъемных кранов // Подъемно-транспортное оборудование: реферативный сборник № 6-80-18. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1980 – С. 1 – 4.
7. А.С. СССР №1669851. Устройство для управления механизмом передвижения тележки с гибкой подвеской груза. А.И. Пабат, А.М. Кабаков, А.Н. Орлов, Н.В. Сергиенко, В.И. – Бюл. №30, 1991.
8. Терехов А.М. Теоретическая модель успокоения раскачивания груза на гибкой подвеске порталных кранов. // 24-я научно-практическая конференция. – М.: МГАВТ, 2002. – С. 20 – 22.
9. Lin C-J. Dynamic load models in power systems using the measurement approach. // IEEE Trans. Power Systems. –1993. – Vol. 8. – No 1. – P. 309 – 315.