

Интернет-журнал «Наукоедение» ISSN 2223-5167 <https://naukovedenie.ru/>

Том 9, №6 (2017) <https://naukovedenie.ru/vol9-6.php>

URL статьи: <https://naukovedenie.ru/PDF/98TVN617.pdf>

Статья опубликована 18.12.2017

Ссылка для цитирования этой статьи:

Шабо Камил Якуб Снижение динамических нагрузок с помощью задающей модели // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №6 (2017) <https://naukovedenie.ru/PDF/98TVN617.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

УДК 62-5

Шабо Камил Якуб¹

ФГАОУ ВПО «Северо-Восточный федеральный университет им. М. К. Аммосова»
Технический институт (филиал), Россия, Нерюнгри
Доцент кафедры «Электропривода и автоматизации производственных процессов»
Кандидат технических наук
E-mail: kamilshabo@rambler.ru

Снижение динамических нагрузок с помощью задающей модели

Аннотация. В сложных, в динамическом отношении, электромеханических системах (системы многодвигательного электропривода), которые включают в себя упругие звенья с малым коэффициентом жесткости, существенно ухудшают режим работы электромеханической установки. Одной из важнейших проблем является наличие низкочастотных колебаний, оказывающие негативное влияние на долговечность элементов системы и на надежность сцепления приводных барабанов с тяговым органом. Такую проблему можно решить с помощью системы управления и максимально снизить колебательные процессы.

Для описания процессов механических упругих звеньях с распределёнными параметрами наиболее простым и практически приемлемым является использование передаточных функций элементарных двухмассовых звеньев, полученных методом структурного моделирования с помощью граничных упругих связей. Преимущество такого подхода доказано сравнением с представлением упругого звена с распределёнными упругостью и массой цепной системой с большим числом сосредоточенных масс.

Для снижения влияния колебательных процессов на режимы управления рекомендуется использовать, в системе управления, двухступенчатое нарастание (уменьшение) тока, обеспечиваемое выходным сигналом модифицированной задающей модели второго порядка, который обеспечивает при многоканальном комбинированном управлении положением, скоростью, ускорением существенное уменьшение колебательных процессов практически без увеличения длительности периодов пуска (торможения).

Ключевые слова: электромеханическая система; упругие связи; система управления; задающая модель; колебательные процессы; колебания; системы многодвигательного электропривода

¹ 678960, г. Нерюнгри, Южно-Якутская 27/1, кв. 409

В электромеханических системах, которые включают в себя упругие звенья с малым коэффициентом жесткости, одной из важнейших проблем является наличие низкочастотных колебаний, оказывающих негативное влияние на долговечность элементов системы и на надежность сцепления приводных барабанов с тяговым органом. Такую проблему можно решить с помощью системы управления пуска многодвигательного электропривода для максимального снижения колебательных процессов. [1, 2]

Рассмотрим наиболее сложную в динамическом отношении трехдвигательную неуправляемую подъемную установку со шкивами трения. В качестве тягового органа могут использоваться стальные канаты или резино-тросовые ленты. Такая система впервые предложена в [3]. Один из вариантов представлен на рис. 1. Здесь 1, 2, 3, – шкивы трения, приводимые в движение отдельными двигателями (предлагается также применить шесть двигателей: по два на каждый приводной шкив), 4, 5, – отклоняющие шкивы, 6, 7 – концевые грузы, 8 – упруго-вязкий тяговый орган. Наиболее неблагоприятные режимы, при которых возникает большие динамические нагрузки, является начало периода разгона. При этом обычно учитывают только ветвь тягового органа L1 со стороны концевой груза, находящегося в нижнем крайнем положении, упругость остальных отрезков тягового органа считаются абсолютно жесткими и их массы, а также массу второго концевой груза присоединяют к приведенной массе звеньев, совершающих вращательное движение. Эту массу обозначим m_1 , а соответствующий ей момент инерции, приведенные к валу двигателя j_1 . Тогда всю механическую систему можно рассматривать как состоящую из трех звеньев (см. рис. 2), для которой справедливы зависимости динамических усилий F_{1y} и F_{2y} от движущего усилия $F_{ДВ} = F$. [4]

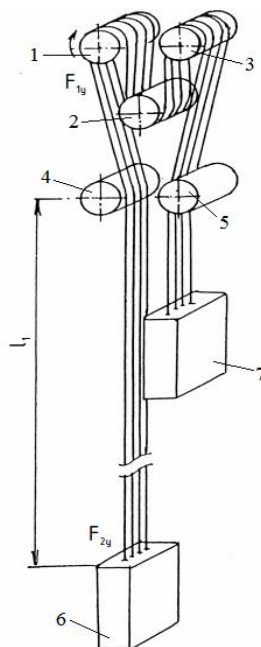


Рисунок 1. Схема трехприводной подъемной установки

Представляем механическую часть упругой системой, передаточной функцией которой является $1/(F_0p)$. Эту часть схемы нужно представить упругой системой, которой соответствуют передаточные функции (1) и (2), как показано на рис. 3а.

$$W_{1y}(p) = \frac{F_{1y}(p)}{F(p)} = \frac{a_{11} \left[\left(I + a_{12} + \frac{\pi^2}{4} \right) p^2 + (I + a_{12})(\mu_K p + I) b_K^2 \right]}{\Delta_K (p^2 + \mu_K \omega_K^2 p + \omega_K^2)}, \quad (1)$$

$$W_{2y}(p) = \frac{F_{2y}(p)}{F(p)} = \frac{a_{11} \left[\left(I - \frac{\pi^2}{4} \right) p^2 + (I + a_{12})(\mu_K p + I) b_K^2 \right]}{\Delta_K (p^2 + \mu_K \omega_K^2 p + \omega_K^2)}, \quad (2)$$

Где: $a_{11} = m_K/m_1$; $a_{12} = m_K/m_2$;

$$\Delta_K = a_{11} + a_{11}a_{12} + \pi^2(4 + a_{11} + a_{12})/4;$$

$$a_K = \frac{2}{m_K}; b_K = \pi a_K/l_1;$$

$$\omega_K = \frac{b_K}{1 + \sqrt{\frac{1+a_{11}+a_{12}}{a_{11}+a_{11}a_{12}+a_{12}} \pi^2}};$$

μ_K – коэффициент сопротивления;

m_K – масса ветви тягового органа длиной L_1 .

Из рисунка следует, что передаточная функция $W_{1y}(p)$ входит в замкнутый контур по частоте вращения двигателя ω_d и поэтому ее влияние на колебательные процессы канатоведущих шкивов существенно не сказывается. Вторая передаточная функция не входит в замкнутый контур и поэтому без принятия специальных мер гашения колебаний конечного груз, массу которого обозначим m_2 , под действием силы F_{2y} в переходных режимах, особенно в заключительной части рабочего цикла может продолжительное время колебаться с большой амплитудой относительно точки остановки. [5, 6]

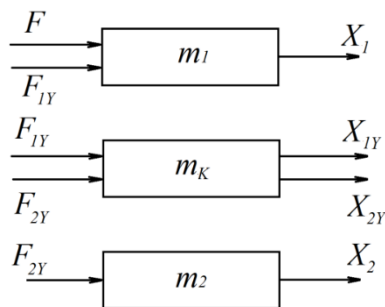


Рисунок 2. Декомпозиция двух массовой упругой системы

где: F_{1y} , F_{2y} – усилия, действующие со стороны тягового органа на сосредоточенные массы.

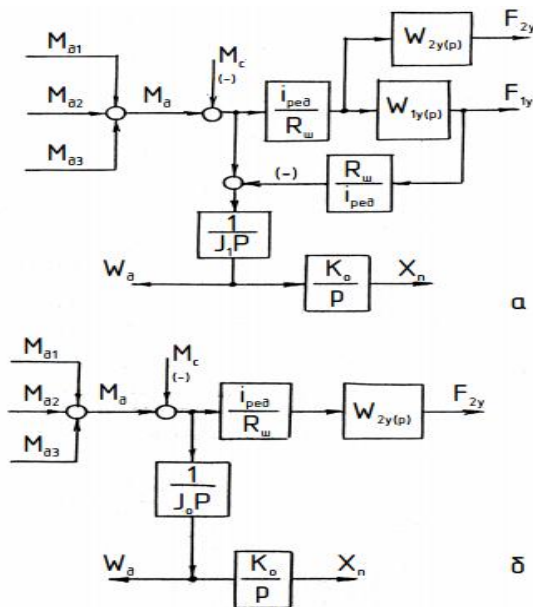


Рисунок 3. Структурные схемы механической части электропривода с учетом упругости тягового органа

На практике благодаря влиянию контуров подчиненного регулирования и демпфирующим свойством самого двигателя колебания канатоведущих шкивов отсутствуют. Поэтому можно считать, что процессы, определяемые передаточной функцией, быстро гаснут. Тогда положив в $W_{1y}(p)$ $p = 0$ получим, что

$$W_{1y}(p) = \frac{m_2+m_K}{m_1+m_2+m_K},$$

Такое допущение дает возможность упростить часть схемы с входным воздействием, равным M_d-M_c , и входной переменной ω_d и представить ее зависимость:

$$\frac{\omega_d(p)}{M_d(p)-M_c} = \frac{I}{J_1 p} \cdot \left(I - \frac{m_2+m_K}{m_1+m_2+m_K} \right) = \frac{I}{J_1 p} \cdot \frac{m_2+m_K}{m_1+m_2+m_K} = \frac{I}{J_0 p},$$

где: J_0 – приведенный к валу двигателя суммарный момент инерции всей системы.

В результате такого преобразования структурная схема (рис. 3а) принимает иной вид (рис. 3б). Для снижения до минимума амплитуда механических колебаний усилия F_{2y} использован метод двухступенчатого приложения (снятия) движущих моментов в период пуска (торможения). Поскольку применение задающей модели, формирующей оптимальные входные воздействия, одновременно подаваемый на все регуляторы, практически оптимизирует систему по переходным процессам, т. е. выходные переменные ток якоря, скорость и перемещения с высокой точностью воспроизводит входные воздействия, то следует управляющий сигнал, пропорциональный ускорению (току) формировать двухступенчатым. [7]

Это достигается дополнение схемы ЗМ второго порядка специальным логическим устройством (ЛУ) и блоком переключения режима (БПР), благодаря чему сигнал ускорения U_{a1} будет увеличиваться (уменьшаться) в две степени (рис. 4). На этой схеме $U_{П.м}$, $U_{С.м}$, $U_{a.м}$ – сигналы, пропорциональные, соответственно, заданному перемещению $X_{П.м}$, максимальной ограничиваемой скорости V_m и максимальному ускорению a_m , а сигналы $U_{П}$, $U_{С}$ и U_{a1} , пропорциональные текущим значениям этих переменных, подаются на соответствующие регуляторы.

Логическое устройство в период разгона функционирует согласно алгоритму

$$U_{a1} = \begin{cases} 0,5U_a & \text{при } U_{c1} > U_c > U_{c.m} - U_{c1}; \\ U_a & \text{при } U_{c1} \leq U_c \leq U_{c.m} - U_{c1}, \end{cases}$$

где: $U_{c1} = 0,5 \cdot U_{a.m} \cdot K_1 t_1$ – сигнал, пропорциональный граничной скорости V_1 ; t_1 – время, равное или кратное половине периода собственных колебаний системы;

$$U_a = \begin{cases} U_{a.m} & \text{при } \Delta U \geq 0; \\ -U_{a.m} & \text{при } \Delta U < 0. \end{cases}$$

Переключающий сигнал $U_{пер}$ формирует в БПР в зависимости от значения U_c и ограничиваемых величин:

$$U_{пер} = \begin{cases} U_{m2} - K_2 \cdot (U_{c.m}^2 - U_c^2) / (K_1 \cdot U_{a.m}) & \text{при } U_c > U_{c.m} - U_{c1} \\ U_{m2} & \text{при } U_{c.m} - U_{c1} \geq U_c \geq U_c \\ K_2 \cdot U_c^2 / (K_1 \cdot U_{a.m}) & \text{при } U_c < U_{c1} \end{cases}$$

где: $U_{m2} = 0,5 \cdot K_2 \cdot U_{c.m} \cdot (U_{c.m} + 2U_{c1}) / (K_1 \cdot U_{a.m})$.

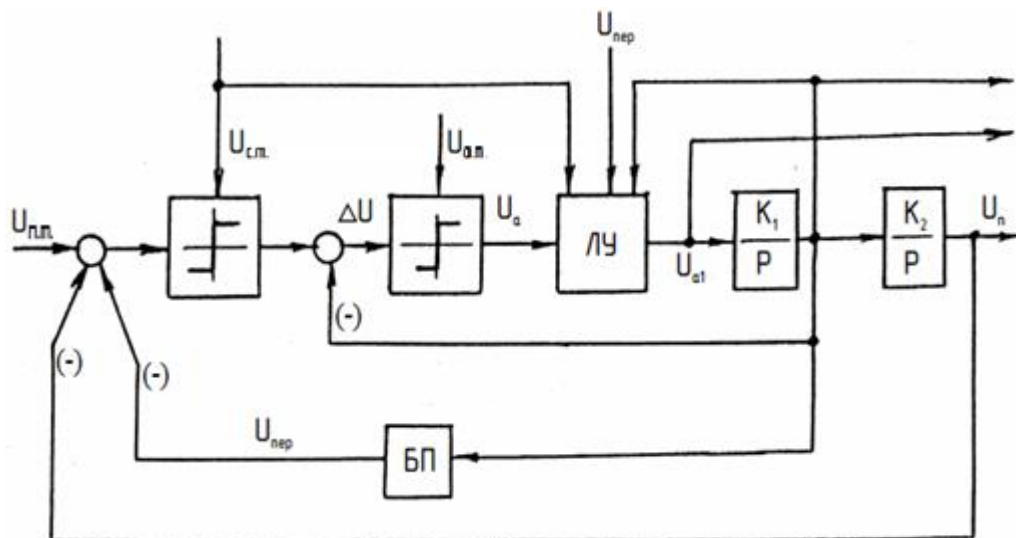


Рисунок 4. Задающая модель второго порядка с ЛУ

На рис. 5 приведены диаграммы скорости $V(t)$ и ускорения $a_1(t)$, соответствующие управляющим сигналами U_c и U_{a1} . Коэффициент демпфирования принят равным нулю (не учитывается затухание колебания), т. е. согласно $a_M = e^{a_1 t_1} / (1 + e^{a_1 t_1})$, где a_1 коэффициент демпфирования собственных колебаний, тогда $a_M = 0,5$.

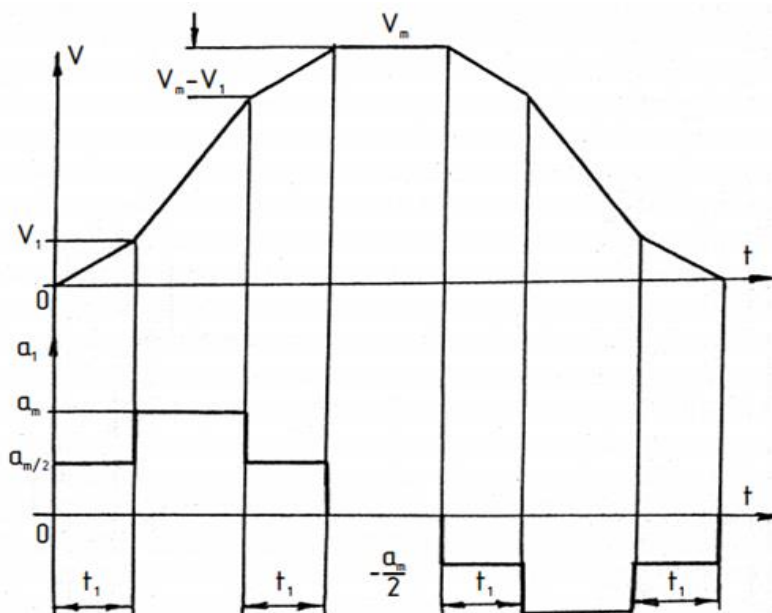


Рисунок 5. Диаграммы скорости и ускорения

По проведенным зависимостям, составлены программы и исследованы на ЭВМ диаграммы скорости ω_d , сигнала ускорения U_{a1} и динамического усилия F_{2y} при трех значениях t_1 (рис. 6): а – $t_1 = 0$; б – t_1 равно половине периода собственных колебаний системы; в – t_1 больше половины периода собственных колебаний системы. Из диаграмм следует, что наименьшие нагрузки получаются в случае (б).

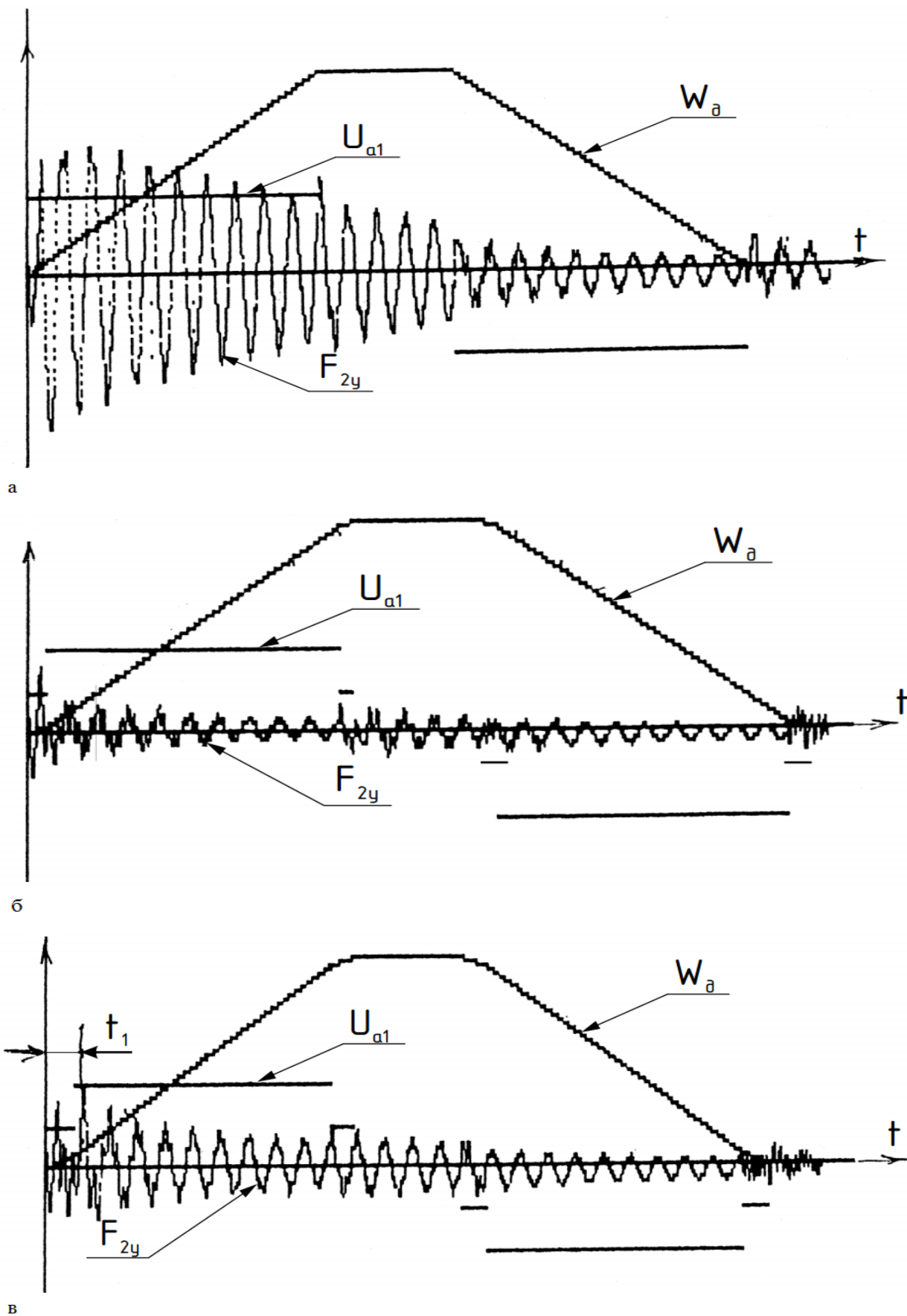


Рисунок 6. Графики скорости сигнала ускорения и динамического усилия

Таким образом, низкочастотные колебания возможно максимально снизить с помощью системы управления, используя двухступенчатое нарастание (уменьшение) тока, обеспечиваемое выходным сигналом задающей модели.

Предложенная модификация ЗМ второго порядка обеспечивает при многоканальном комбинированном управлении положением, скоростью, ускорением существенное уменьшение колебательных процессов практически без увеличения длительности периодов пуска (торможения).

ЛИТЕРАТУРА

1. Рекус Г. Г. Электрооборудование производств: Справочное пособие: учебное пособие / Г. Г. Рекус. – М.: Директ-Медиа, 2014. – 710 с.
2. Вульфсон И. И., Шарапин И. А., Преображенская М. В. Расчет колебаний привода машины: учеб. пособие для вузов. / И. И. Вульфсон, И. А. Шарапин, М. В. Преображенская. – 2-е изд., испр. и доп. – СПб.: ФГБОУ ВПО «СПГУТД», 2013. – 180 с.
3. Чермалых Т. В., Шабо Камил, система автоматического управления технологически взаимосвязанными электроприводами // тез. докл. 2-й Украинской конференции по автоматическому управлению. Львов, 1995. – С. 95-96.
4. Мурашова И. Б. Основы инженерных расчетов электрохимических систем с распределенными параметрами: учебно-методическое пособие / И. Б. Мурашова. – Издательство Уральского университета, 2014. – 97с.
5. Киричок Ю. Г., Чермалых В. М. Привод шахтных подъемных установок большой мощности. – М.: Недра, 1972. – 336 с.
6. Никитенко Г. В. Электропривод производственных механизмов. [Электронный ресурс] – Электрон. дан. – СПб.: Лань, 2013. – 208 с.
7. Шабо К. Я. Система оптимального управления позиционным тиристорным электроприводом с многоканальной задающей моделью: учебно-методическое пособие / К. Я. Шабо. – изд., ТИ (Ф) ФГАОУ ВО СВФУ г. Нерюнгри, 2015. – 55 с.

Chabo Kamil Yakoub

North-Eastern federal university named after M.K. Ammosov
Technical institute (branch), Russia, Neryungri
E-mail: kamilshabo@rambler.ru

Reduction of dynamic loads using the sets model

Abstract. In a complex, dynamic relation, electromechanical systems, which include elastic links with a small stiffness coefficient, significantly impairs the mode of operation of electromechanical installation. One of the major problems is the presence of low frequency oscillations that have a negative impact on the longevity of the system components and on the reliability of the clutch driving drums with traction on. Such a problem can be solved with the help of the control system and to minimize oscillatory processes.

To describe the processes of mechanical elastic links with distributed parameters the most simple and practically acceptable is the use of the transfer functions of the elementary two-mass units, obtained by the method of structural modeling using boundary elastic ties. The advantage of this approach is proved by comparison with the representation of the elastic component with distributed elasticity and mass chain system with a large number of lumped masses.

To reduce the impact of oscillatory processes in the control modes, it is recommended to use a two-stage increase (decrease) current provided by an output signal specifying a modified model of the second order which provides for multichannel combined control of position, speed, acceleration, a significant decrease of oscillatory processes with virtually no increase in the duration of periods of start-up (braking).

Keywords: electromechanical system; an elastic connection; the control system that specifies the model of oscillatory processes; oscillations; systems of multimotor electric drive