



Научная статья  
УДК 681.5.01524  
<https://doi.org/10.21285/1814-3520-2023-1-61-73>

## Гашение колебаний груза подъемно-транспортных механизмов

Н.В. Федорещенко<sup>1✉</sup>

<sup>1</sup>*Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск, Россия*

**Резюме.** Цель – повышение производительности различных подъемно-транспортных механизмов путем оптимизации цикла транспортировки, т.е. уменьшения времени разгона и торможения за счет гашения колебаний груза, повышения скорости установившегося движения и уменьшения времени пауз. Объектом моделирования является мостовой кран грузоподъемностью 15 т и высотой подъема до 15 м, имеющий 3 степени свободы. При разработке математической модели мостового крана использовались уравнения Лагранжа второго рода в виде нелинейной, неоднородной системы. Математический анализ процесса гашения выполнен методом составления энергетического баланса. Проведенные на модели исследования дали возможность получить оптимальную амплитуду и частоту гасящих импульсов для изменения длины подвеса в пределах 5%. Эти импульсы имеют максимальную частоту до 3 колебаний в секунду и подаются в противофазе колебаниям груза. Энергетические затраты на гашение колебаний груза, согласно расчетам, не превышают 3–4% от мощности двигателя подъема–спуска. Показано, каким образом реализуется гашение при ручном управлении и рассчитаны коэффициенты, определяющие амплитуду изменения длины подвеса груза или рабочего органа. Диапазоны изменения данных коэффициентов составляют 0,85–0,9 и 1,1–1,15 для настройки амплитуды и частоты гасящих импульсов при использовании автоматической системы. Таким образом, для мостового подъемного крана разработана система гашения колебаний груза при его перемещении. Предлагаются варианты реализации системы гашения: оператором или автоматической системой управления. Математическая модель крана пригодна для исследования различных видов механизмов. Рекомендуется использовать данный способ гашения, как при проектировании новой техники, так и при модернизации существующей, ввиду его высокой эффективности при относительно невысокой стоимости.

**Ключевые слова:** мостовой кран, способ гашения, изменение длины подвеса, алгоритм, варианты реализации

**Для цитирования:** Федорещенко Н.В. Гашение колебаний груза подъемно-транспортных механизмов // iPolytech Journal. 2023. Т. 27. № 1. С. 61–73. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2023-1-61-73>.

### MECHANICAL ENGINEERING

Original article

## Damping of oscillations of load lifted by handling equipment

Nikolay V. Fedoreshchenko<sup>1✉</sup>

<sup>1</sup>*Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia*

**Abstract.** This work is aimed at improving the performance of various handling equipment by optimizing the transportation cycle, e.g., decreasing the time of acceleration and deceleration by damping load oscillations, increasing the steady-state motion speed, and decreasing the time of pauses. The object of modeling is an overhead crane with a capacity of 15 ton, a stroke of 15 m, and three degrees of freedom. A Lagrange equation of the first kind as a non-linear heterogeneous system was used. A mathematical analysis of the damping process was carried out by energy balance modeling. As a result, the optimal amplitude and frequency of damping impulses required to change the suspension length within 5% were obtained. These impulses have a maximum frequency of three oscillations per second and are supplied in a reversed phase to load oscillations. According to calculations, energy costs for damping load oscillations are below 3–4% of the lifting motor power. It is shown how damping is implemented in manual control, and coefficients are calculated to define the amplitude of changes in the load and arm suspension length. The ranges of changes in these coefficients comprise 0.85–0.9 and 1.1–1.15 for setting the amplitude and frequency of damping impulses when using an automatic system. On

this basis, a load oscillation damping system for a moving overhead crane is developed. Options are proposed for the damping system: by an operator or an automatic control system. The mathematical model of a crane is suitable for studying various types of equipment. Due its high efficiency and relatively low cost, the proposed method of damping is recommended when designing new equipment or improving the existing equipment.

**Keywords:** overhead travelling crane, damping method, suspension length change, algorithm, implementation options

**For citation:** Fedoreshchenko N.V. Damping of oscillations of load lifted by handling equipment. *iPolytech Journal*. 2023;27(1):61-73. (In Russ.). <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2023-1-61-73>.

## ВВЕДЕНИЕ

Одной из основных функций электропривода (ЭП) является приведение в движение людей, грузов, механизмов, инструментов. Транспортные операции в этих механизмах предъявляют к ЭП широкий спектр самых разнообразных требований и характеристик, и практически невозможно разработать единую информационную и управляющую технологию, в полной мере удовлетворяющую все эти группы транспорта. Рассмотрим проблему гашения колебаний на примере крановых механизмов: мостовых кранах (МК), козловых, кран-балках и т.д. Это довольно большая группа подъемно-транспортных механизмов (ПТМ) с широким диапазоном технических характеристик и разнообразными видами конструктивного исполнения. До недавнего времени эти механизмы разработчики относили к вспомогательным устройствам, придавая им второстепенное значение, и по возможности стараясь обойтись без автоматизации кранов. Сегодня, когда краны становятся неотъемлемой частью системы логистики, отношение к их характеристикам и уровню автоматизации меняется [1].

Существенному повышению производительности МК препятствуют колебания груза при перемещениях. Это явление вносит неопределенность в управление краном и сводит к нулю эффект от автоматизации. Все попытки добиться повышения производительности кранов только увеличением их рабочих скоростей и ускорений заканчивались снижением средней производительности крана. Это происходит по следующим причинам:

- увеличивается время на точную остановку и успокоение колебаний груза;
- возрастает время простоев крана в результате повышения износа и отказов аппаратуры управления из-за увеличения числа включений, необходимых для гашения колебаний груза;

– повышаются напряженность труда и утомляемость оператора и стропальщика, ухудшаются условия его работы;

– повышается вероятность аварий и несчастных случаев по вине человека.

Таким образом, для увеличения производительности и надежности кранов с гибким подвесом груза необходимо исследовать явления, протекающие при раскачивании груза, и обеспечить его перемещение с малыми колебаниями. Решение этого вопроса позволит повысить производительность крановых механизмов и использовать их для работы в автоматическом цикле в составе гибких производственных систем [1–3].

## МЕТОДЫ ГАШЕНИЯ

Проблема разработки систем гашения колебаний груза (СГКГ) весьма актуальна, поэтому данная тема широко представлена в периодике. Имеется большое количество патентов и авторских свидетельств, статей в журналах различного уровня, докладов на конференциях на эту тему. Предложения по гашению колебаний груза ПТМ можно разделить на три большие группы:

- 1) ручное управление [4–23];
- 2) дополнительные механические устройства в виде специальных подвесок или направляющих, демпферов и гасителей, растяжек, вибраторов [22, 23];
- 3) специализированные автоматизированные системы регулирования перемещений механизмов передвижения МК [5–8, 15–17, 19–21].

Способы, основанные на ручном управлении, заключаются в том, что оператор (крановщик) определенным образом маневрирует механизмами крана. При ручном управлении система электропривода может быть сравнительно простой, однако работа оператора оказывается в этих случаях весьма интенсивной и напряженной, а сам он должен быть

достаточно опытным.

Механические способы ограничения расквашивания груза приводят к усложнению конструкции крепления груза, увеличивают инерционность и габаритные размеры систем, повышают сложность их настройки и эксплуатации.

В автоматических и автоматизированных СГКГ применяются сложные датчики отклонения (замкнутые системы) или формируются программные законы изменения ускорения механизма передвижения от времени (разомкнутые системы). К недостаткам этих систем следует отнести их высокую стоимость, сложность обслуживания, существенное запаздывание при обработке информации, зависимость от поставок зарубежных фирм.

Проанализируем более подробно СГКГ из третьей группы, т.к. за автоматическими системами будущее, они будут использоваться в автоматическом производстве, их стоимость и запаздывание будут снижаться [5, 17]. Немаловажно то, что способы этой группы базируются на достаточно точных и эффективных методах теории автоматического управления [2, 3, 18]. Так, например, классический вариант решения задачи оптимального управления по критерию «быстродействие» с использованием принципа максимума Л.С. Понтрягина [1–3]. Этот классический метод дает решение в виде многократного переключения между максимальным и минимальным значениями силы, действующей на точку подвеса груза. Для этого требуется точное измерение параметров системы: соотношение масс груза и механизма, постоянство длины подвеса и других параметров. Сочетание ошибок измерения и возможное появление случайных возмущений (ветер, препятствие, растяжение канатов, изменение трения) дает в итоге остаточные колебания груза до 15–30% от максимального отклонения каната при пуске и торможении [1, 2].

В большинстве СГКГ этой группы используется формирование закона изменения ускорения тележки МК во времени [5, 7, 8, 14, 16, 17]. Для синтеза сигнала управления применяются системы с нечетким (приближенным) управлением – фаззирегулятор [11, 20], шейпинг-фильтры [20, 21], которые основаны на

перераспределении во времени силового воздействия на объект управления при сохранении неизменной величины суммарного воздействия. Применяются также пропорционально-дифференцирующие (ПД), пропорционально-интегрирующие (ПИ) и пропорционально-интегрально-дифференцирующие (ПИД) регуляторы [21], наблюдатели, модальные регуляторы и другие устройства и методы современной теории автоматического управления [18].

Зарубежные фирмы, например, «Siemens» (преобразователь частоты), «Schneider Electric» (крановая карта) предлагают СГКГ на базе микропроцессоров с программным обеспечением, с датчиками ориентации, ускорения. Это оборудование с хорошими характеристиками гашения колебаний, но имеет существенное запаздывание, высокую стоимость и ряд других недостатков, и поэтому в массовом порядке не устанавливается [5, 16].

В работе [19] предлагается для подавления аналогичных колебаний в течение одного полного периода использовать вибратор на закрепленном конце троса МК. Параметры этого вибратора, т.е. коэффициенты, определяющие величину изменения длины подвеса, рассчитываются по формуле:

$$h = \frac{l(1 - \cos 10^\circ)}{6} = \frac{0.08}{6} = 0.013l,$$

где  $h$  – изменение длины подвеса, м;  $l$  – длина подвеса, м.

На рис. 1 показано [19], что колебания подвешенного груза имеют низкую частоту, составляющую 0,3 колебаний в секунду [24–26]. Амплитуда колебаний гасящих импульсов (АГ), создаваемых приводом подъема–спуска, составляет АГ = 5% от длины подвеса груза.

После быстрого затухания наблюдаются лишь вертикальные вынужденные колебания с частотой вибратора. Частота вибраций взята произвольно – 1,5 колебаний в секунду. В итоге в системе точка подвеса–канат–груз получены слабозатухающие негармонические колебания.

Анализ существующих методов гашения колебаний МК позволяет сделать следующие выводы:

1) не существует универсального метода гашения колебаний, который позволил бы решить эту проблему для всех ПТМ;

2) проблема весьма актуальна, СГКГ – востребованы, в разных странах (Германия, США, Китай) работают над ее решением;

3) решение проблемы должно содержать компромисс между гашением колебаний, быстродействием и стоимостью системы управления;

4) максимальную эффективность будут иметь СГКГ, которые помогают оператору реализовывать 3-этапную диаграмму перемещения груза (рис. 2) по всем координатам перемещения с гашением колебаний при разгоне и торможении;

5) при разработке СГКГ следует проводить исследование и проектирование для конкретного устройства МК с его характеристиками, параметрами, условиями эксплуатации и требованиями к его работе;

6) предлагаемый в статье метод гашения колебаний [4] близок по принципу действия к [19], но имеет ряд преимуществ, которые изложены ниже.

## ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМЕ ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗА

Для МК с тремя степенями подвижности (подъем–спуск, перемещение тележки, перемещение моста) необходимо разработать СГКГ. Исполнительный ЭП системы гашения – привод подъема (спуска) МК. Цель – повысить производительность транспортировки МК грузоподъемностью 10 т [23]. Система

гашения должна:

– строиться на принципах параметрического управления гашением без непосредственного измерения датчиками;

– иметь минимальное время выработки управляющего воздействия;

– просто сопрягаться с системами управления тележки и моста;

– минимально загружать оператора при разгоне и торможении;

– работать при 3-этапной диаграмме перемещения груза в горизонтальной плоскости.

На рис. 2 показана такая диаграмма перемещения груза с помощью приводов тележки и моста (отдельно или совместно).

На рис. 2:  $v_{уст.}$ ,  $v_0$  – линейные скорости движения груза в установившемся режиме и в режиме дотягивания (позиционирования), м/с; 1–9 – характерные точки типового цикла перемещения груза [23].

На участках 0–3, 4–7 и 8–9 привод ускоряется или тормозится, поэтому возможны колебания груза. Кроме этого, возможны колебания, которые появляются случайным образом на любом участке данной диаграммы (ветер, столкновение с препятствием и т.п.). Эти колебания затягивают процесс транспортировки, создают условия для повышенного износа оборудования и аварий, а также для травматизма людей и поломки груза [23].

Для гашения этих колебаний, а также колебаний от столкновений с препятствиями и ветровой нагрузки (при работе крана вне помещения) предлагается использовать способ, сущность которого показана на рис. 3 [3, 4].

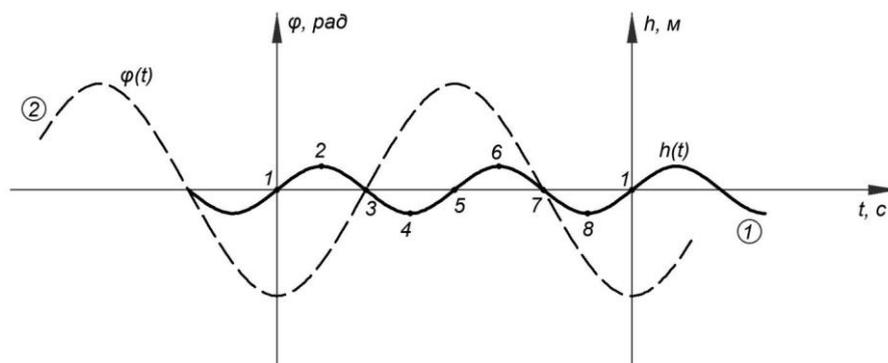


Рис. 1. Осциллограммы при вертикальных вибрациях и частоте устойчивости  $\omega_{уст}$   
(1 – колебания вибратора, 2 – колебания груза)

Fig. 1. Oscillograms under vertical oscillations and stability frequency  $\omega_{уст}$   
(1 – vibrator oscillations, 2 – load oscillations)

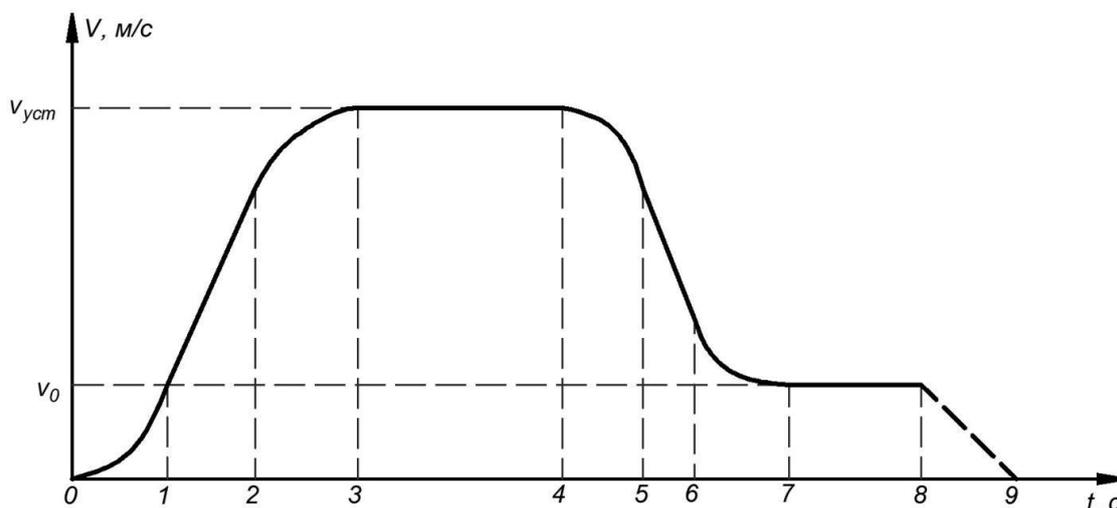


Рис. 2. Диаграмма работы приводов перемещения мостовых кранов  
 Fig. 2. Operation diagram of overhead travelling crane drives

На рис. 3:  $mg = F$  – сила, действующая на груз, кг;  $N$  – сила натяжения каната, Н. Величина  $\Delta l = h$  представляет собой удвоенную амплитуду параметрических колебаний каната подвеса длиной  $L$ . Обозначения:

$v_1, v_2$  – скорости груза в верхнем и нижнем положении его движения, м/с;

$\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – начальный и конечный (на данном полупериоде) углы отклонения груза, рад.

Цифрами 1–8 показаны характерные точки движения груза при раскачивании. При рассмотрении и расчетах не учитывались силы сопротивления воздуха и другие силы трения, которые дополнительно только увеличивали бы разницу между углами. При начальном отклонении груза на угол  $\varphi_1$  длина его подвеса, отсчитываемая от точки 0 на рис. 3,  $l$  (для точек 2, 6 и т.д.), а груз под действием внешней силы перейдет из положения 1 в положение 2. Такое колебание осуществимо, если подтягивать и опускать грузовой канат в точке 0 с помощью привода подъема–спуска МК, т.е. прикладывать внешнюю силу к грузу. Тогда центр масс при колебательном движении в точке 3 ( $\varphi = 0$ ) получит скорость  $v_1$ , которую можно рассчитать при помощи формул из [19], выведенных с учетом равенства кинетической энергии в точке 3 и потенциальной в точке 2 на рис. 3.

Из уравнения

$$\frac{mv_1^2}{2} = mgl(1 - \cos j_1) \quad (1)$$

определяем значение скорости

$$v_1 = \sqrt{2gl(1 - \cos j_1)}. \quad (2)$$

При опускании груза из точки 3 в точку 4 на высоту  $h$  его скорость (закон сохранения импульса) уменьшится до значения  $v_2$ . Определим эту скорость из формулы:

$$mv_1 l = mv_2 (l + h), \quad (3)$$

откуда получим соотношение

$$v_2 = v_1 \frac{l}{l+h}. \quad (4)$$

Как видно из формулы (4), скорость  $v_2$  меньше  $v_1$ , поэтому теперь кинетической энергии груза будет недостаточно для достижения грузом наивысшего положения, которое соответствовало бы следующему условию:  $\varphi_2 = \varphi_1$ . При этом выполняется неравенство  $\varphi_2 < \varphi_1$ , а это означает, что уменьшилась амплитуда колебаний груза. Эти потери (колебания) механической энергии в системе точка подвеса–канат–груз вносятся извне работой внешних сил (привод подъема–спуска), действующих по определенному закону изменения во времени.

Анализ колебаний в системе точка подвеса–канат–груз позволяет сформулировать характер изменения работы привода подъема–спуска. Закон управления длиной каната



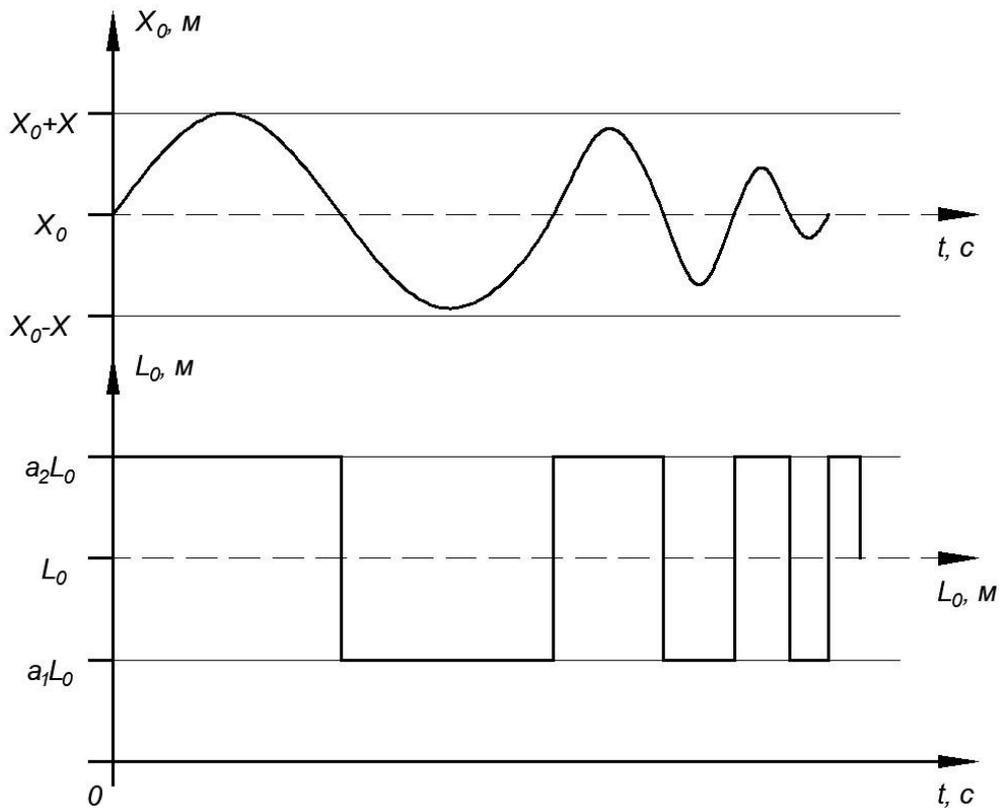


Рис. 4. Графики угла отклонения груза при колебаниях  $x(t)$  и амплитуды изменения длины его подвеса  $l(t)$   
 Fig. 4. Graphs of the load deflection angle under  $x(t)$  oscillations and  $l(t)$  amplitude of its suspension length variation

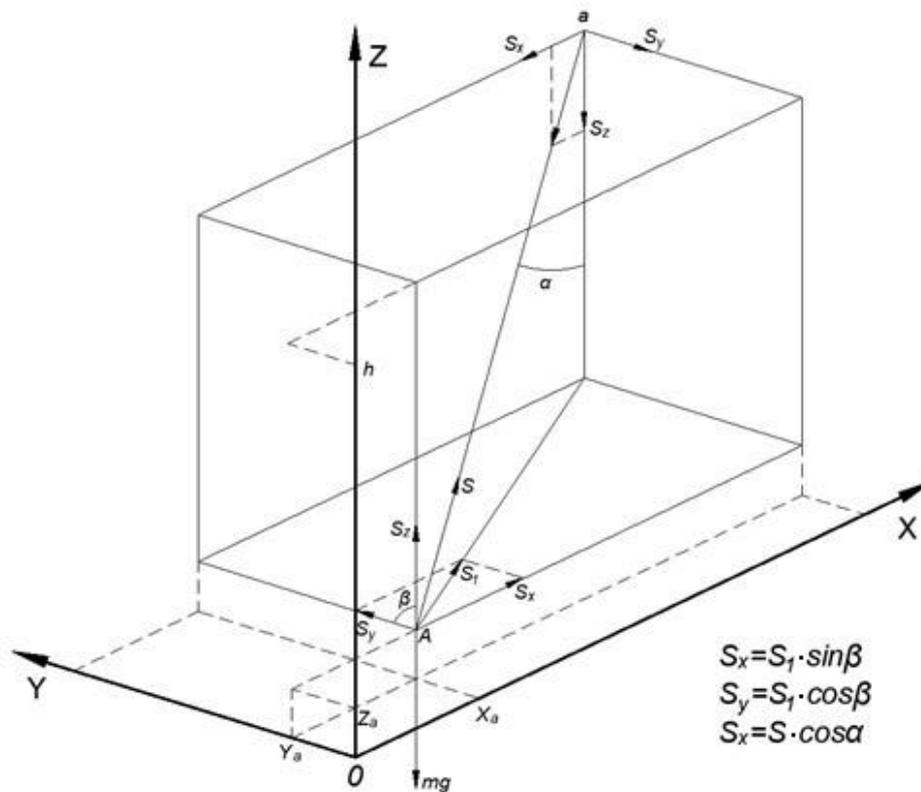


Рис. 5. Расчетная схема крановой установки  
 Fig. 5. Design model of the crane installation

$$\begin{aligned}
 x'' + \frac{S}{m_1} \cdot \frac{x - x_\alpha}{l} &= \frac{1}{m_1} (P_x - W_x); \\
 y'' + \frac{S}{m_2} \cdot \frac{y - e_a}{l} &= \frac{1}{m_2} (P_y - W_y); \\
 x_\alpha'' - \frac{S}{m} \cdot \frac{x - x_\alpha}{l} &= 0; \\
 z_\alpha'' - \frac{1}{m_n n^2 + m} (n \cdot P_l - mg); & \quad (5) \\
 y_\alpha'' - \frac{S}{m} \cdot \frac{y - y_\alpha}{l} &= 0; \\
 S &= m(g + z_\alpha'').
 \end{aligned}$$

В уравнениях (5):

$$m_1 = m_T + m_{ТП};$$

$$m_2 = m_M + m_T + m_{МП},$$

где  $m_T$ ,  $m_M$ ,  $m_\Gamma$  – массы тележки, моста и груза, кг;  $m_{ТП}$ ,  $m_{МП}$ ,  $m_{ЛП}$  – приведенные вращающиеся массы соответственно привода тележки – к оси ее ходового колеса, привода моста – к оси его колеса, лебедки – к ободу барабана, кг;  $n$  – кратность подъемного полиспаста, раз;  $W_x$ ,  $W_y$  – сопротивления движению тележки и моста, приведенные к осям колес, Н;  $S$  – натяжение грузового каната, Н;  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ,  $x_\alpha$ ,  $y_\alpha$ ,  $z_\alpha$  – координаты точек подвеса груза и самого груза, м;  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$  – движущие усилия механизмов, приложенные к осям ходовых колес тележки, моста и ободу барабана лебедки, Н;  $L$  – длина подвеса, м.

Проведем ряд преобразований и решим данную систему уравнений [2] относительно перемещений.

В частном случае  $t = 0$ ,  $x = 0$ ,  $x_\alpha = 0$ ,  $x'' = 0$ ,  $x''' = 0$  (перемещение из состояния покоя):

$$\begin{aligned}
 x &= \frac{S}{2k_1^2} x_0 t^2 + \frac{S_1}{r_1^2} (1 - \cos k_1 t); \\
 x_\alpha &= \frac{S}{2k_1^2} x_0 t^2 - \frac{S}{k_1^2} (1 - \cos k_1 t); \quad (6)
 \end{aligned}$$

$$x - x_\alpha = \frac{1}{k_1^2} x_0 (1 - \cos k_1 t).$$

Из выражений (6) можно найти функции скоростей и параметры колебаний системы. Так, например, в верхнем уравнении системы (6) движение тележки и груза при жесткой подвеске характеризует 3 первых слагаемых, а колебания груза как маятника – 2 последних слагаемых. Частоту колебаний  $k_1$  определяют масса груза и масса тележки, приведенная к точке подвеса. Для перемещений моста ( $y$  и  $y_\alpha$ ) функции скорости, ускорения, а также вид колебаний аналогичные.

Для различного рода ПТМ, у которых один конец подвижного элемента конструкции закреплен жестко (или на шарнире), а другой подвержен колебаниям в процессе движения, правильность (достоверность) этого способа гашения колебаний подтверждается решением уравнений движения механизма (6):

$$x - x_\alpha = \frac{x_0}{k_1^2} (1 - \cos k_1 t), \quad (7)$$

где  $x$  – координата жестко закрепленного конца элемента конструкции (рабочего органа);  $x_\alpha$  – координата свободного конца;  $x_0$  – движущее усилие;  $k_1$  – собственная частота колебаний системы.

$$k_1 = \sqrt{\frac{g}{L_0} \left( \frac{m+m_1}{m} \right)}, \quad (8)$$

где  $m$  – масса перемещаемого груза, кг;  $m_1$  – масса конструкции рабочего органа и привода, кг;  $L_0$  – длина элемента конструкции (рабочего органа), м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Выражения (7) и (8) характеризуют поведение системы в частном случае при нулевых начальных условиях и движении конструкции из состояния покоя, когда в момент времени  $t = 0$ ,  $x = 0$ ,  $x_\alpha = 0$ ,  $x'' = 0$ ,  $x''' = 0$ , а также и производные от координат  $x_\alpha$ ,  $x$ .

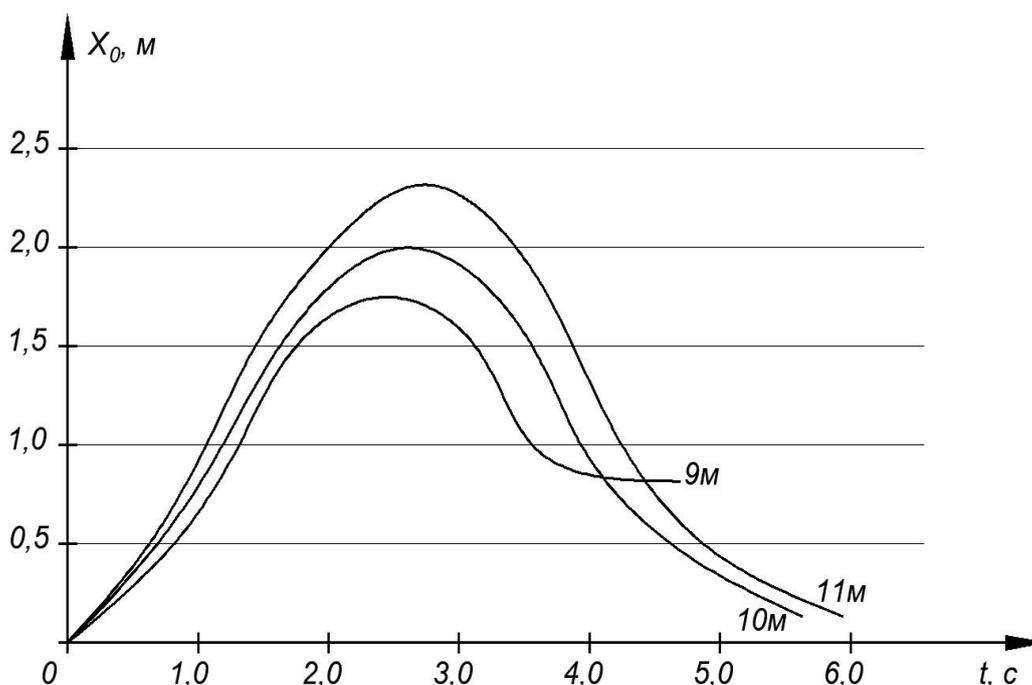
В процессе исследования на модели (5)–(8) длина рабочего органа изменялась на незначительную величину. Параметры релейного закона изменения длины рабочего органа, а именно – направление (увеличение

или уменьшение длины), длительность импульса, его амплитуда, количество импульсов, определяются в зависимости от параметров самой системы: массы рабочего органа и переносимого груза, динамических свойств электропривода, заданной степени гашения колебаний. Численные значения параметров релейного закона управления рассчитываются по методикам, которые приняты в теории оптимального управления [1, 2, 18].

Расчеты проведены при условии, что скорость точки подвеса (привод подъема–спуска) может изменяться практически мгновенно. Это предположение справедливо, если время изменения скорости точки подвеса от нуля до установившегося значения (время разгона) мало по сравнению с периодом свободных колебаний системы с подвешенным грузом. У большинства электрических двигателей ПТМ малой и средней мощности время выхода скорости (механическая постоянная) на стационарный режим значительно меньше периода колебаний груза. Это справедливо и при торможении, к тому же современные ПТМ оснащены тормозными системами, которые обеспечивают практически мгновенную остановку тележки [2, 4].

Уменьшения разности координат  $x$  и  $x_{\alpha}$ , то есть уменьшения упругих колебаний, можно добиться, уменьшая движущее усилие  $x_0$  или изменяя его плавно. Но это не дает преимущества в быстродействии и повышении производительности ПТМ. Изменений собственной частоты  $k_1$  можно добиться двумя путями: первый – изменяя массу груза, второй – изменением длины подвеса груза или длины элемента конструкции. Масса задана технологией транспортировки, поэтому для гашения следует использовать изменение длины подвеса груза. На рис. 6 показан характер изменения отклонений груза при различных длинах подвеса.

Анализируя результаты моделирования, можно сделать следующий вывод: изменение собственной частоты системы  $k_1$  влияет на амплитуду и частоту колебаний рабочего органа системы. Направление изменения длины в сторону увеличения или уменьшения начальной величины зависит от того, в какую сторону отклонился свободный незакрепленный конец троса или конструкции. Первый импульс на изменение длины при начале движения моста всегда должен уменьшать ее, т.е.  $x > x_{\alpha}$ .



**Рис. 6.** Графики изменения колебаний груза при разной длине подвеса  
**Fig. 6.** Graphs of load oscillation variation at different suspension lengths

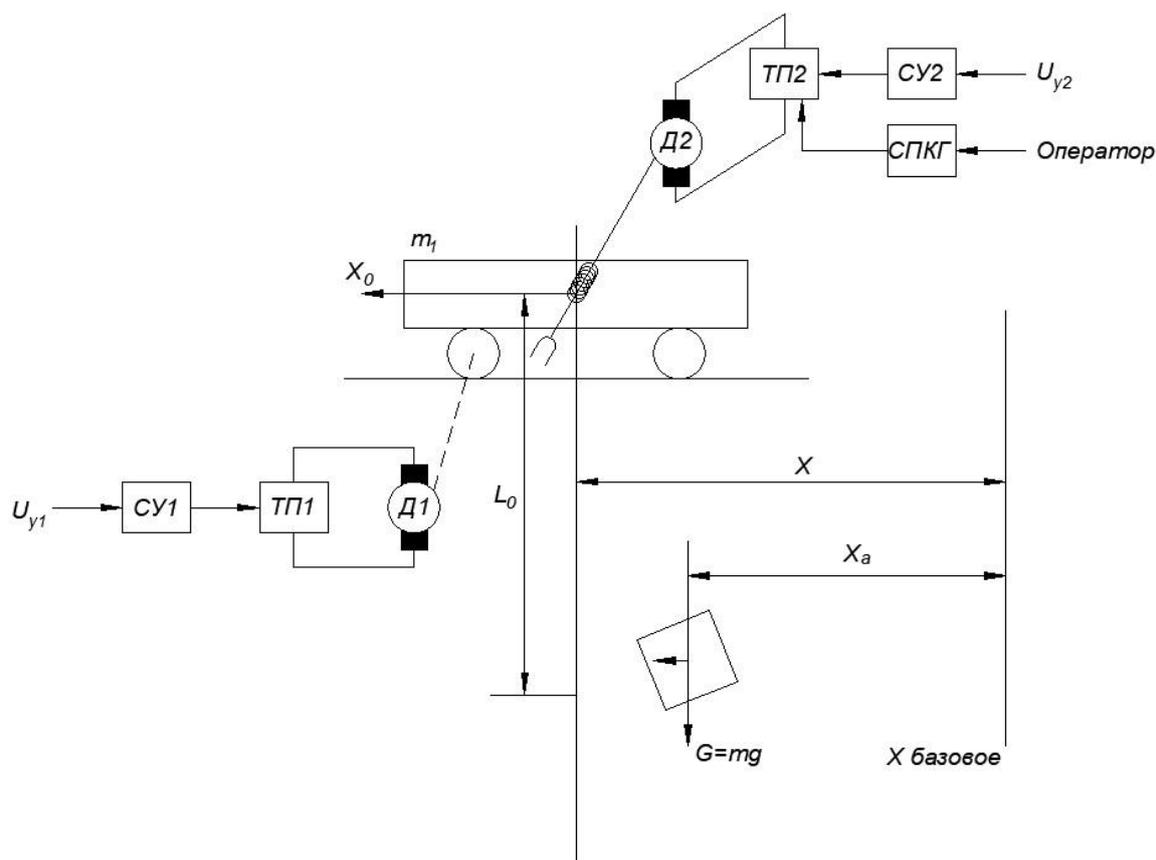


Рис. 7. Структурная схема систем гашения колебаний груза  
Fig.7. Block diagram of load oscillation damping systems

При остановке, например, тележки мостового крана, в точке позиционирования груз по инерции будет еще двигаться, т.е.  $x_{\alpha} > x$ , поэтому значение длины подвеса груза следует увеличить. Амплитуда гасящего импульса вначале движения при этом будет определяться  $A_{нач.} = a_1 \cdot L$ , а при позиционировании –  $A_{поз.} = a_2 \cdot L$ . Коэффициенты  $a_1$  и  $a_2$  определяют амплитуду изменения длины подвеса груза или рабочего органа. Диапазоны изменения этих коэффициентов  $0,85 < a_1 < 0,9$  и  $1,1 < a_2 < 1,15$  получены при исследованиях на вышеописанной модели. При исследовании рассматривалась большая группа ПТМ различной грузоподъемности (до 15 т) и высотой подъема до 15 м [3, 13].

Величина коэффициентов  $a_1$  и  $a_2$  зависит от заданного времени гашения колебаний, допустимых ускорений груза и ряда других параметров. Количество импульсов управления электроприводом изменения длины рабочего органа и их длительность можно определить

путем использования методики, изложенной в [2, 4].

## РЕАЛИЗАЦИЯ

Возможно несколько вариантов исполнения СГКГ на основе рассмотренного выше способа [3, 4].

1. Инструкция для машинистов (операторов) МК. Достоинства – простота реализации и обучения. Недостатки – не дает существенного повышения быстродействия и не снижает нагрузку на персонал.

2. Цифровое управление – крановая карта, встраиваемая в преобразователь привода подъема–спуска. Сигнал на гашение подает оператор. Достоинства: современное оборудование, отсутствие датчиков. Недостатки: запаздывание из-за обработки сигнала, высокая стоимость.

3. Отдельный канал управления двигателем подъема–спуска для гашения колебаний груза. В СГКГ должны входить полупро-

водниковый широтно-импульсный преобразователь или регулятор напряжения, а также система формирования гасящих импульсов, ножной нажимной командоаппарат для машиниста. Схема реализации – на рис. 7. Достоинства: простота реализации, относительно низкая стоимость. Недостатки: согласование с производителем МК, необходимость обучения машинистов.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования, расчеты и моделирование показали, что при определенной амплитуде и расчетной частоте включение–отключение привода, которое колеблет точку подвеса груза, можно получить необходимое и быстрое демпфирование колебаний груза, вызванных ускоренным перемещением моста крана или тележки.

## Список источников

1. Герасимьяк Р.П., Лещёв В.А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса: СМЛП, 2008. 192 с.
2. Смехов А.А., Ерофеев Н.И. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами. М.: Машиностроение, 1975. 293 с.
3. Федорещенко Н.В. Управление колебаниями подъемно-транспортных механизмов // Оптимизация режимов работы систем электроприводов: межвузовский сборник. Красноярск: КрПИ, 1992. С. 53–57.
4. Болотова В.А., Федорещенко Н.В., Машукова Н.И. Проектирование актуаторов для систем позиционирования // Повышение эффективности производства и использования энергии в условиях Сибири: материалы Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием: в 2 т. (г. Иркутск, 21–25 апреля 2015 г.). Иркутск: ИРНТУ, 2015. Т. 1. С. 159–162.
5. Ишматов З.Ш., Бахматов С.А. Электропривод крановых механизмов перемещения с функцией предотвращения раскачивания груза // Электроприводы переменного тока: тр. XVII Междунар. науч.-техн. конф. (г. Екатеринбург, 26–30 марта 2018 г.). Екатеринбург, 2018. С. 53–57.
6. Enin S.S., Omelchenko E.Y., Fomin N.V., Belyi A.V. Overhead crane computer model // Materials Science and Engineering: IOP Conference Series. 2018. Vol. 327. Iss. 2. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/327/2/022028>.
7. Enin S.S., Omelchenko E.Y., Belyi A.V. Crane anti-sway control system with sway angle feedback // International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing. 2018. <https://doi.org/10.1109/ICI-EAM.2018.8728750>.
8. Enin S., Omelchenko E., Maksimov I. Crane anti-sway control system algorithm // IEEE Russian Workshop on Power Engineering and Automation of Metallurgy Industry: Research & Practice (Magnitogorsk, 4–5 October 2019). Magnitogorsk: IEEE, 2019. P. 54–58. <https://doi.org/10.1109/PEAMI.2019.8915227>.
9. Ловчаков В.И. Необходимые условия максимального быстродействия линейных динамических систем // Мехатроника, автоматизация, управление. 2017. Т. 18. № 6. С. 378–382. <https://doi.org/10.17587/mau.18.376-382>.
10. Даньшина А.А., Пятибратов Г.Я. Многофакторный выбор электромеханического модуля для сбалансированного манипулятора // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Энергетика. 2016. Т. 16. № 3. С. 23–31. <https://doi.org/10.14529/power160303>.
11. Khizhniakov Yu.N., Yuzhakov A.A., Bezukladnikov I.I., Trushnikov D.N. Adaptive fuzzy control of tracking electro-mechanical systems // Russian Electrical Engineering. 2018. Vol. 89. Iss. 11. P. 648–651.
12. Bogdanov D.Yu., Pyatibratov G.Ya., Bekin A.B. System Implementation of Speed Restriction While Developing the Force Compensation Systems // Procedia Engineering. 2016. Vol. 150. P. 1032–1040. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.210>.
13. Прокопьев А.В., Федорещенко Н.В. Упругие колебания промышленных электроприводов // Повышение эффективности производства и использования энергии в условиях Сибири: материалы Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием (г. Иркутск, 28–30 апреля 2016 г.). Иркутск: ИРНТУ, 2016. С. 123–127.
14. Pyatibratov G.Y., Bogdanov D.Y., Bekin A.B. Retrofit simulator to train cosmonauts for working in non-gravity and reduced gravity environment // Procedia Engineering. 2015. Vol. 129. P. 42–50. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.006>.
15. Щербаков В.С., Корытов М.С., Шершнева Е.О. Активный способ гашения колебаний груза после останова мостового крана // Мехатроника, автоматизация, управление. 2016. Т. 17. № 6. С. 368–374.
16. Нуриахметов Р.М., Новиков В.А. Системы управления движением подъемно-транспортных машин с реализацией способов предотвращения раскачивания груза // Известия Санкт-Петербургского государственного электротехнического университета «ЛЭТИ». 2016. № 1. С. 42–44.
17. Корытов М.С., Щербаков В.С. Оценка точности суперпозиции плоских моделей мостового крана при моделировании гашения пространственных колебаний груза // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2018. Т. 15. № 1. С. 29–36. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2018-1-29-36>.
18. Федорещенко Н.В. Оптимизация радиуса приведения механизма актуатора для точного позиционирования в автоматическом производстве // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2019. Т. 23. № 6. С. 1116–1125. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2019-6-1116-1125>.
19. Лещёв В.А. Параметрическое управление гашением колебаний подвешенного на кране груза //

Электрические и компьютерные системы. 2011. № 4. С. 39–41.

20. Шмарловский А.С. Эффективные алгоритмы управления подъемно-транспортными механизмами // Доклады Белорусского государственного университета информатики и радиоэлектроники. 2011. № 5. С. 26–34.

21. Марков А.В., Подковырова А.А., Хаджинов М.К., Шведова О.А. Анализ колебаний троса и способов их подавления для грузоподъемных механизмов // Доклады Белорусского государственного университета информатики и радиоэлектроники. 2014. № 7. С. 83–89.

22. Капица П.Л. Маятник с вибрирующим подвесом // Успехи физических наук. 1951. № 44. Вып. 1. С. 7–20.

23. Федорещенко Н.В. Модернизация промышленных электроприводов // Повышение эффективности производства и использования энергии в условиях Сибири:

материалы Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием: в 2 т. (г. Иркутск, 18 февраля 2017 г.). Иркутск: ИРНТУ, 2017. Т. 1. С. 117–119.

24. Ловчаков В.И., Сухинин Б.В., Сурков В.В. Нелинейные системы управления электроприводами и их аналитическое конструирование: монография. Тула: ТулГУ, 1999. 180 с.

25. Abdel-Rahman E.M., Nayfeh A.H., Masoud Z.N. Dynamics and control of cranes: a review // Journal of Vibration and Control. 2003. Vol. 9. Iss. 7. P. 863–908. <https://doi.org/10.1177/1077546303009007007>.

26. Cekus D., Depta F., Kubanek M., Kuczyński Ł, Kwiatkoń P. Event visualization and trajectory tracking of the load carried by rotary crane // Sensors. 2022. Vol. 22. Iss. 2. P. 480. <https://doi.org/10.3390/s22020480>.

### References

1. Gerasimyak R.P., Leshchyov V.A. *Analysis and synthesis of crane electromechanical systems*. Odessa: SMIL; 2008, 192 p. (In Russ.).

2. Smekhov A.A., Erofeev N.I. *Optimal control of handling machinery*. Moscow: Mashinostroenie; 1975, 293 p. (In Russ.).

3. Fedoreshchenko N.V. Oscillation control of hoisting and carrying mechanisms. *Optimizatsiya rezhimov raboty sistem elektroprivodov = Optimization of operating modes of electric drive systems*. Krasnoyarsk: Krasnoyarsk Polytechnic Institute; 1992, p. 53-57. (In Russ.).

4. Bolotova V.A., Fedoreshchenko N.V., Mashukova N.I. Designing actuators for positioning systems. *Povyshenie effektivnosti proizvodstva i ispol'zovaniya energii v usloviyah Sibiri: materialy Vserossiyskoy nauchnotekhnicheskoy konferencii s mezhdunarodnym uchastiem = Improving efficiency of energy production and use in Siberia: Proceedings of All-Russian scientific and technical conference with international participation*. 21–25 April 2015, Irkutsk. Irkutsk: Irkutsk National Research Technical University; 2015, vol. 1, p. 159–162. (In Russ.).

5. Ishmatov Z.Sh., Bakhmatov S.A. Electric drive of crane mechanisms with the anti-sway function. In: *Elektroprivody peremennogo toka: trudy XVII Mezhdunarodnoy nauchnotekhnicheskoy konferencii = AC electric drives: Proceedings of 17<sup>th</sup> International scientific and technical conference*. 26–30 March 2018, Ekaterinburg. Ekaterinburg; 2018, p. 53-57. (In Russ.).

6. Enin S.S., Omelchenko E.Y., Fomin N.V., Belyi A.V. Overhead crane computer model. In: *Materials Science and Engineering: IOP Conference Series*. 2018;327(2). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/327/2/022028>.

7. Enin S.S., Omelchenko E.Y., Belyi A.V. Crane anti-sway control system with sway angle feedback. In: *International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing*. 2018. <https://doi.org/10.1109/ICI-EAM.2018.8728750>.

8. Enin S., Omelchenko E., Maksimov I. Crane anti-sway control system algorithm. In: *IEEE Russian Workshop on Power Engineering and Automation of Metallurgy Industry: Research & Practice*. 4–5 October 2019, Magnitogorsk.

Magnitogorsk: IEEE; 2019, p. 54-58.

<https://doi.org/10.1109/PEAMI.2019.8915227>.

9. Lovchakov V.I. Necessary conditions of time-optimality of linear dynamical systems. *Mekhatronika, Avtomatizatsiya, Upravlenie = Mechatronics, Automation, Control*. 2017;18(6):376-382. (In Russ.).

<https://doi.org/10.17587/mau.18.376-382>.

10. Danshina A.A., Pyatibratov G.Ya. Multifactorial determination of electromechanical module for prospective balanced manipulator. *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Energetika = Bulletin of South Ural State University. Series: Power Engineering*. 2016;16(3):23-31. (In Russ.). <https://doi.org/10.14529/power160303>.

11. Khizhniakov Yu.N., Yuzhakov A.A., Bezukladnikov I.I., Trushnikov D.N. Adaptive fuzzy control of tracking electromechanical systems. *Russian Electrical Engineering*. 2018;89(11):648-651.

12. Bogdanov D.Yu., Pyatibratov G.Ya., Bekin A.B. System implementation of speed restriction while developing the force compensation systems. *Procedia Engineering*. 2016;150:1032-1040. <https://doi.org/10.1016/j.pro-eng.2016.07.210>.

13. Prokopiev A.V., Fedoreshchenko N.V. Elastic oscillations of industrial electric drives. *Povyshenie effektivnosti proizvodstva i ispol'zovaniya energii v usloviyah Sibiri: materialy Vserossiyskoy nauchnotekhnicheskoy konferencii s mezhdunarodnym uchastiem = Improving efficiency of energy production and use in Siberia: Proceedings of All-Russian scientific and technical conference with international participation*. 28–30 April 2016, Irkutsk. Irkutsk: Irkutsk National Research Technical University; 2016, p. 123-127. (In Russ.).

14. Pyatibratov G.Y., Bogdanov D.Y., Bekin A.B. Retrofit simulator to train cosmonauts for working in non-gravity and reduced gravity environment. *Procedia Engineering*. 2015;129:42-50. <https://doi.org/10.1016/j.pro-eng.2015.12.006>.

15. Shcherbakov V.S., Korytov M.S., Shershneva E.O. Active damping method for load oscillations after stopping an overhead crane. *Mekhatronika, Avtomatizatsiya,*

*Upravlenie = Mechatronics, Automation, Control.* 2016;17(6):368-374. (In Russ.).  
<https://doi.org/10.17587/mau.17.368-374>.  
16. Nuriakhmetov R.M., Novikov V.A. Lifting machines anti-sway control systems. *Izvestiya Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo elektrotekhnicheskogo universiteta «LETI» = Proceedings of Saint Petersburg Electrotechnical University.* 2016;1:42-44. (In Russ.).  
17. Korytov M.S., Shcherbakov V.S. Accuracy evaluation of the bridge crane flat models' superposition at modeling the saturation of cargo spatial vibrations. *Vestnik SibADI = The Russian Automobile and Highway Industry Journal.* 2018;15(1):29-36. (In Russ.).  
<https://doi.org/10.26518/2071-7296-2018-1-29-36>.  
18. Fedoreshchenko N.V. Actuator mechanism reduction radius optimization for precise positioning in automatic production. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta = Proceedings of Irkutsk State Technical University.* 2019;23(6):1116-1125. (In Russ.).  
<https://doi.org/10.21285/1814-3520-2019-6-1116-1125>.  
19. Leshchyov V.A. Parametric control of a hanged at a crane load vibrations. *Elektricheskie i kompyuternye sistemy.* 2011;4:39-41. (In Russ.).  
20. Shmarlouski A.S. Effective control algorithms for lift-and-carry devices. *Doklady Belorusskogo gosudarstvennogo universiteta informatiki i radioelektroniki.* 2011;5:26-34. (In Russ.).  
21. Markov A.V., Podkovirova A.A., Hadzhinov M.K., Shvedova O.A. Analysis of rope sway and methods for damping

the oscillation arising during the movement of a load using hoisting mechanism. *Doklady Belorusskogo gosudarstvennogo universiteta informatiki i radioelektroniki.* 2014;7:83-89. (In Russ.).  
22. Kapica P.L. Pendulum with vibrating suspension. *Uspekhi fizicheskikh nauk = Advances in Physical Sciences.* 1951;44(1):7-20. (In Russ.).  
23. Fedoreshchenko N.V. Modernization of industrial electric drives. *Povyshenie effektivnosti proizvodstva i ispol'zovaniya energii v usloviyah Sibiri: materialy Vserossijskoj nauchno-tekhnicheskoy konferencii s mezhdunarodnym uchastiem = Improving efficiency of energy production and use in Siberia: Proceedings of All-Russian scientific and technical conference with international participation.* 18 February 2017, Irkutsk. Irkutsk: Irkutsk National research Technical University; 2015, vol. 1, p. 117-119. (In Russ.).  
24. Lovchakov V.I., Sukhinin B.V., Surkov V.V. *Nonlinear electric drive control systems and their analytical design: monograph.* Tula: Tula State University; 1999, 180 p. (In Russ.).  
25. Abdel-Rahman E.M, Nayfeh A.H, Masoud Z.N. Dynamics and control of cranes: a review. *Journal of Vibration and Control.* 2003;9(7):863-908. <https://doi.org/10.1177/1077546303009007007>.  
26. Cekus D., Depta F., Kubanek M., Kuczyński Ł, Kwiatkoń P. Event visualization and trajectory tracking of the load carried by rotary crane. *Sensors.* 2022;22(2):480. <https://doi.org/10.3390/s22020480>.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

**Федорещенко Николай Васильевич,**  
к.т.н., доцент,  
доцент кафедры электропривода и электрического транспорта,  
Иркутский национальный исследовательский технический университет,  
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, Россия  
✉ n-fed38@mail.ru

#### Критерии авторства

Автор выполнил исследовательскую работу, на основании полученных результатов провел обобщение, подготовил рукопись к печати.

#### Конфликт интересов

Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

*Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.*

#### Информация о статье

Статья поступила в редакцию 24.06.2022; одобрена после рецензирования 20.09.2022; принята к публикации 03.03.2023.

#### INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

**Nikolay V. Fedoreshchenko,**  
Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor,  
Associate Professor of the Department of Electric Drive and Electric Transport,  
Irkutsk National Research Technical University,  
83 Lermontov St., Irkutsk 664074, Russia  
✉ n-fed38@mail.ru

#### Authorship criteria

The author performed the research, made a generalization on the basis of the results obtained and prepared the copyright for publication.

#### Conflict of interests

The author declares that there is no conflict of interests regarding the publication of this article.

*The final manuscript has been read and approved by the author.*

#### Information about the article

The article was submitted 24.06.2022; approved after reviewing 20.09.2022; accepted for publication 03.03.2023.