

References

1. Federal Law of May 3, 2012 N 46-FZ "On ratification of the Convention on the Rights of Persons with Disabilities"
2. Statistical Yearbook [electronic resource] / Rosstat. - 2014. - Access: <http://www.gks.ru>.
3. Safronov Je.A. *Transportnye sistemy gorodov i regionov* [Transport systems of cities and regions]. Moscow, 2007. pp. 196-202.
4. Gerami V.D., Kolik A.V. *Upravlenie transportnymi sistemami. Transportnoe obespechenie logistiki: uchebnik* [Transport systems control. Transport support of logistics]. Moscow, 2015. 512 p.
5. State Program of the Omsk region "Accessible Environment" until 2020, approved by the post-of the Government of the Omsk region on Oct. 16, 2013 № 261-p.
6. Procedure for the formation of an accessible environment of disabled persons and other people with limited mobility in the Omsk region. Approved by the Government of the Omsk region on August 7, 2013 № 192-p.
7. Resolution of the General Assembly of the United Nations № 65/186, adopted on December 21, 2010. Available at: <http://www.un.org>
8. Report of the Secretary-General of the United Nations № 68/95 of 14 June 2013 "The Way Forward: covering disability issues agenda for development to 2015 and beyond. Available at: <http://www.un.org>
9. Safronov K.E. Metodika ocenki urovnja dostupnosti ob'ektov dlja invalidov i malomobil'nyh grupp naselenija s ispol'zovaniem bal'noj sistemy

[Methods of assessing the accessibility of facilities for people with disabilities and limited mobility using a grade system]. *Vestnik SibADI*, 2014, no 3 (37). pp. 122-126.

Сафронов Кирилл Эдуардович (Россия, г. Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительные конструкции». Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии (СибАДИ) (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: transistem@rambler.ru).

Мочалин Сергей Михайлович (Россия, г. Омск) – доктор технических наук, профессор, декан факультета «Экономика и управление» Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии (СибАДИ) (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: mochalin_sm@mail.ru).

Safronov Kirill Eduardovich (Russian Federation, Omsk) – candidate the technical sciences, associate professor of The Siberian state automobile and highway academy (SibADI) (644080, Omsk, Mira Ave., 5, e-mail: transistem@rambler.ru).

Mochalin Sergei Mikhailovich (Russian Federation, Omsk) – doctor of technical sciences, professor, Dean of the Faculty "Economics and Management" of The Siberian state automobile and highway academy (SibADI) (644080, Omsk, Mira Ave., 5, e-mail: mochalin_sm@mail.ru).

УДК 621.86

ГАШЕНИЕ МАЯТНИКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗА МОСТОВОГО КРАНА С РЕЛЕЙНЫМ ПРИВОДОМ ПРИ МИНИМАЛЬНОМ ЧИСЛЕ ВКЛЮЧЕНИЙ

В.С. Щербаков, М.С. Корытов, Е.О. Шершнева
ФГБОУ ВПО «СибАДИ», Россия, г. Омск.

Аннотация. *Анализируется возможность гашения маятниковых колебаний груза, перемещаемого краном мостового типа с релейным приводом при единичном включении привода на разгон и последующем единичном торможении до нулевой скорости с постоянными ускорениями. Приводятся результаты исследования влияния постоянных значений ускорений разгона, торможения и максимальной скорости движения привода отдельной управляемой координаты мостового крана на время перемещения, длину перемещения и остаточную амплитуду колебаний груза при условии минимизации последней. Рассматривается расчетный случай минимального возможного единичного включения привода на разгон и единичного выключения привода при торможении.*

Ключевые слова: *мостовой кран, управление релейного типа, ускорение, число включений, гашение колебаний груза.*

Введение

Уменьшение возникающих при перемещении груза на канатном нежестком подвесе колебаний является одной из ключевых проблем для решения задачи

увеличения производительности мостового крана (МК) [1,2,3]. До 20 % времени цикла МК расходуется на ожидание завершения колебаний груза [4].

При этом приводы движения моста и грузовой тележки большинства используемых в настоящее время МК имеют управления релейного типа. Для таких приводов, оснащенных наиболее распространенными асинхронными электродвигателями, которые постепенно вытесняют двигатели постоянного тока, необходимо обеспечить минимальное число включений и, соответственно, отключений, т.к. каждое включение асинхронного электродвигателя привода моста или грузовой тележки МК приводит к появлению больших пусковых токов, уменьшает срок службы электродвигателя и других элементов привода, что является нежелательным [5].

Поэтому актуальным является исследование возможностей привода с управлением релейного типа по гашению

маятниковых колебаний груза на гибком канатном подвесе при условии минимально возможного числа включений. В этом плане предпочтительным является однократное включение привода на разгон с последующим однократным выключением его при торможении. В связи с этим с позиции гашения остаточных колебаний груза был исследован расчетный случай однократного пуска привода поступательного движения одной из управляемых координат МК (воздействия на отдельную координату маятниковой системы МК) с последующим однократным торможением привода до нулевой скорости точки подвеса.

Расчетный случай минимального возможного единичного включения привода на разгон и единичного выключения привода при торможении

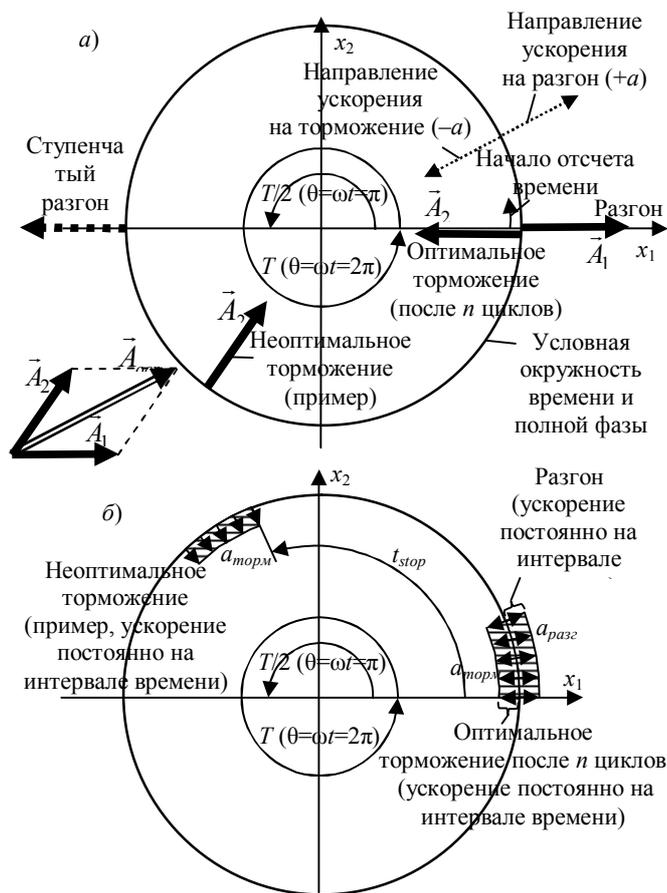


Рис. 1. Векторная диаграмма представления результатов воздействий на маятниковую систему в виде ускорений точки подвеса: а) импульсные воздействия; б) распределенные на интервале времени воздействия

Известно [6,7,8,9], что результаты воздействия на отдельную координату маятниковой системы МК привода в виде ускорений точки подвеса могут быть представлены при помощи векторной

диаграммы (рис.1). На рисунке 1, а приведены примеры такого импульсного воздействия (кратковременного ускорения точки подвеса).

Угол поворота на рисунке 1 соответствует определенному времени процесса колебаний t , а также определенной полной фазе колебаний центра масс груза θ . За начало отсчета времени ($t=0$) принято правое направление горизонтальной оси x_1 . За положительное направление отсчета времени принято вращение против часовой стрелки. При импульсных воздействиях для отдельной координаты маятниковой системы приближенно соблюдается принцип

$$A_{осм} = A_{\Sigma} = \frac{\omega}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta\omega t_n} \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n A_i e^{\zeta\omega t_i} \cos\left(\omega t_i \sqrt{1-\zeta^2}\right)\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n A_i e^{\zeta\omega t_i} \sin\left(\omega t_i \sqrt{1-\zeta^2}\right)\right)^2}, \quad (1)$$

где ω – собственная частота колебаний маятниковой системы, рад/с.

В то же время реальный привод отдельного подвижного звена большинства современных МК не обеспечивает импульсных воздействий, разгон и торможение занимают существенное время. Их длительность может колебаться в зависимости от величин ускорений, обеспечиваемых приводом и конечной максимальной скорости движения точки подвеса груза, от десятых долей секунды до нескольких секунд.

На рисунке 1, б приведены примеры распределенных на интервале времени (длительных) воздействий на подвес маятниковой системы груза в виде постоянных ускорений в той же круговой системе координат.

Допущения, принятые при проведении исследований

При проведении исследований были приняты допущения о том, что значения ускорений разгона $a_{разг}$ и торможения $a_{торм}$ привода отдельной управляемой координаты МК постоянны в процессе разгона и торможения. Разгон точки подвеса груза осуществляется до постоянной (максимальной) скорости движения точки подвеса $v_{Г\max}$, торможение – до нулевой скорости. Разгон начинается с нулевой

суммирования векторов, что подтверждается данными ряда зарубежных исследователей [6, 7, 8].

При этом амплитуда остаточных колебаний груза $A_{осм}$ определяется как модуль вектора суммы всех векторов импульсных воздействий с амплитудами A_1, A_2, \dots, A_n , приложенных к точке подвеса в различные моменты времени, с учетом коэффициента демпфирования колебаний ζ по зависимости:

скорости в нулевой момент времени моделирования.

Параметры МК принимали значения: приведенный коэффициент демпфирования по угловой координате отклонения грузового каната от вертикали 100 Н·м·с/рад; длина грузового каната МК $l=12$ м; масса моста МК – 3500 кг; масса грузовой тележки МК – 1250 кг; масса перемещаемого груза – 100 кг.

Экспериментальная проверка гипотезы

При помощи имитационной математической модели МК [6] была осуществлена экспериментальная проверка гипотезы о том, что в случае равенства ускорений разгона и торможения ($a_{разг}=a_{торм}$) и времени разгона и торможения ($T_{разг}=T_{торм}$), максимальное гашение колебаний при распределенных на интервале времени воздействиях привода на точку подвеса груза обеспечивается при условии приближительного соблюдения равенства

$$t_{stop}=n \cdot T, \quad (2)$$

где t_{stop} – время начала торможения, с; $T = 2\pi\sqrt{l/g}$ – период колебаний маятниковой системы, с; n – целое положительное число циклов колебаний; l – длина грузового каната (длина подвеса груза), м; $g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

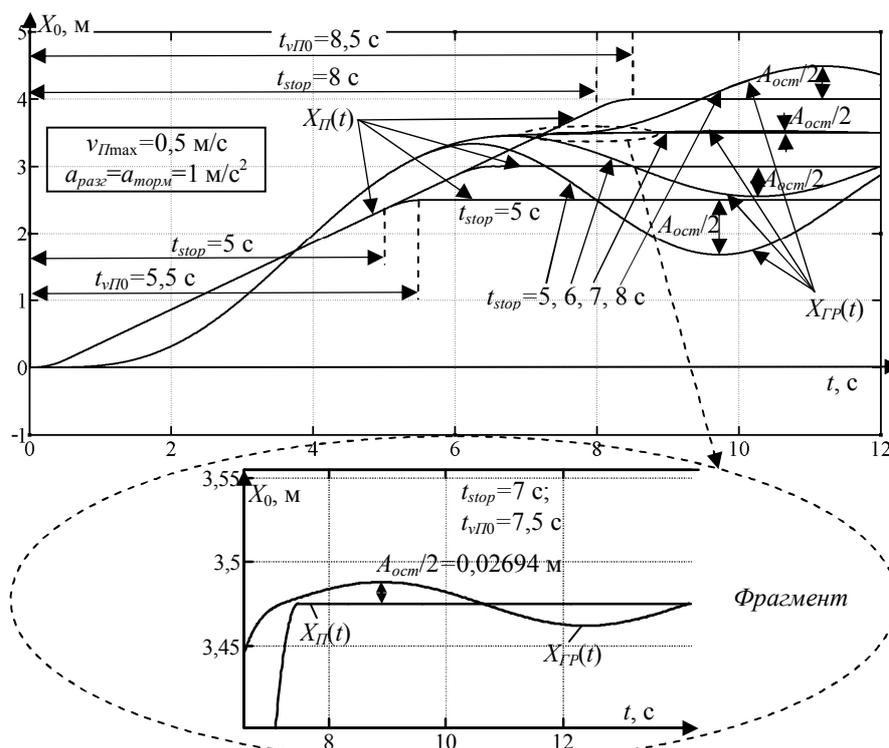


Рис. 2. Временные зависимости декартовой горизонтальной координаты груза $X_{ГР}$ при различных значениях времени начала торможения точки подвеса груза ($t_{stop}=5, 6, 7, 8$ с) и постоянных значениях ускорения торможения ($a_{торм}=1$ м/с²) и времени торможения ($T_{торм}=0,5$ с)

Временные зависимости декартовой горизонтальной координаты груза $X_{ГР}$ при различных значениях времени начала торможения точки подвеса груза ($t_{stop}=5, 6, 7, 8$ с) приведены на рисунке 2. Из него видно, что при определенном значении времени начала торможения ($t_{stop}=7$ с) амплитуда остаточных колебаний груза относительно конечного положения равновесия $A_{осм}$ может быть значительно уменьшена. Технологические параметры процесса принимали постоянные значения: ускорения разгона и торможения $a_{разг}=a_{торм}=1$ м/с², время торможения $T_{торм}=0,5$ с. Максимальное значение скорости движения точки подвеса также принимало фиксированное значение $v_{Пmax}=0,5$ м/с.

Результаты влияния времени начала торможения точки подвеса груза t_{stop} на остаточные колебания груза, выраженные в виде полуамплитуды $A_{осм}/2$, приведены на рисунке 3. Поскольку время перемещения точки подвеса пропорционально длине перемещения, могут быть также получены зависимости $A_{осм}/2$ от конечной координаты подвеса и груза $X_{Пкон}=X_{ГРкон}$.

Анализ зависимостей, представленных на рисунке 3 позволил сделать следующие выводы.

1. Торможение на каждом последующем периоде колебаний груза постепенно увеличивает амплитуду остаточных колебаний. Это явление объясняется постепенным снижением амплитуды колебаний груза при постоянной скорости движения точки подвеса за счет диссипации энергии. Минимальные значения полуамплитуды остаточных колебаний груза $A_{осм}/2$ могут быть аппроксимированы линейной зависимостью от длины перемещения точки подвеса:

$$A_{осм}/2 = 0,047 \cdot X_{Пкон} - 0,02. \quad (3)$$

2. Торможение с минимальной амплитудой остаточных колебаний возможно в определенные дискретные моменты, через близкие друг к другу промежутки времени, приблизительно равные периоду колебаний маятниковой системы, которым также соответствуют определенные значения длин перемещения точки подвеса груза.

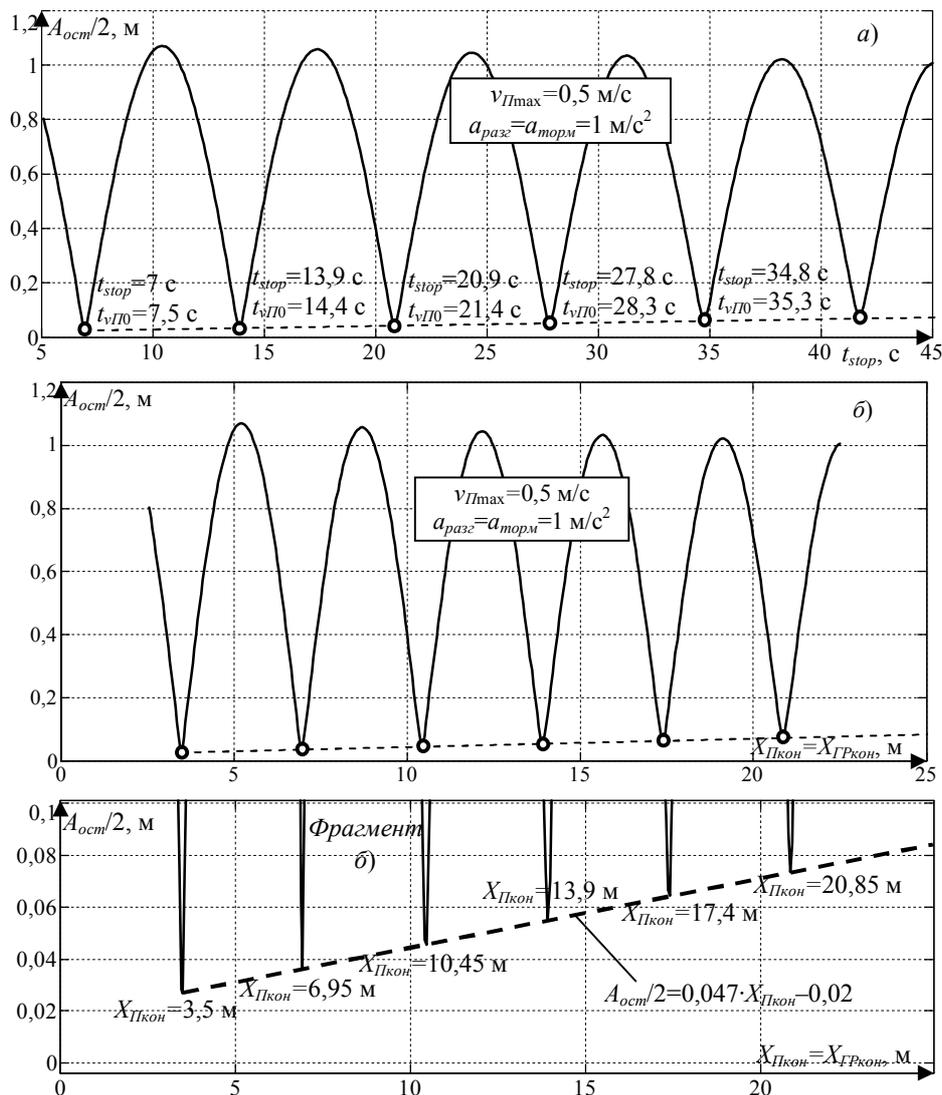


Рис. 3. Зависимости полуамплитуды $A_{осм}/2$ остаточных колебаний груза относительно конечного положения равновесия: а – от времени начала торможения точки подвеса груза t_{stop} ; б – от конечной координаты подвеса и груза $X_{Пкон} = X_{ГРкон}$

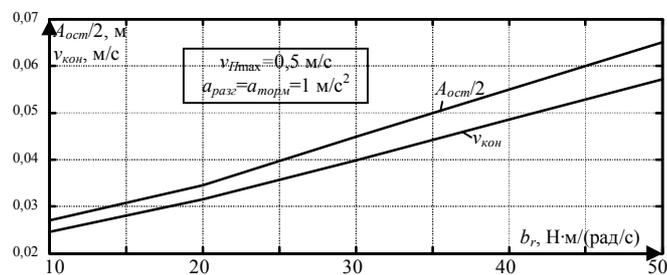


Рис. 4. Зависимости минимальной полуамплитуды $A_{осм}/2$ остаточных колебаний груза и конечной линейной скорости движения груза $v_{кон}$ от значения приведенного коэффициента демпфирования по угловой координате отклонения грузового каната от вертикали b_r

На рисунке 4 приведены графические зависимости минимальной полуамплитуды $A_{ост}/2$ остаточных колебаний груза и конечной линейной скорости движения груза $v_{кон}$ от значения приведенного коэффициента демпфирования по угловой координате отклонения грузового каната от вертикали b_r , полученные при фиксированных значениях прочих параметров МК для первого после разгона периода колебаний груза. При

увеличении коэффициента демпфирования b_r в 5 раз $A_{ост}/2$ и $v_{кон}$ возрастают по зависимости, близкой к линейной в 2,3 раза. Это объясняется более интенсивным уменьшением амплитуды свободных колебаний при увеличении b_r при движении точки подвеса груза с постоянной скоростью. Ускорения разгона, торможения, и максимальная скорость точки подвеса принимали фиксированные значения: $a_{разг}=a_{торм}=1 \text{ м/с}^2$, $v_{Пmax}=0,5 \text{ м/с}$.

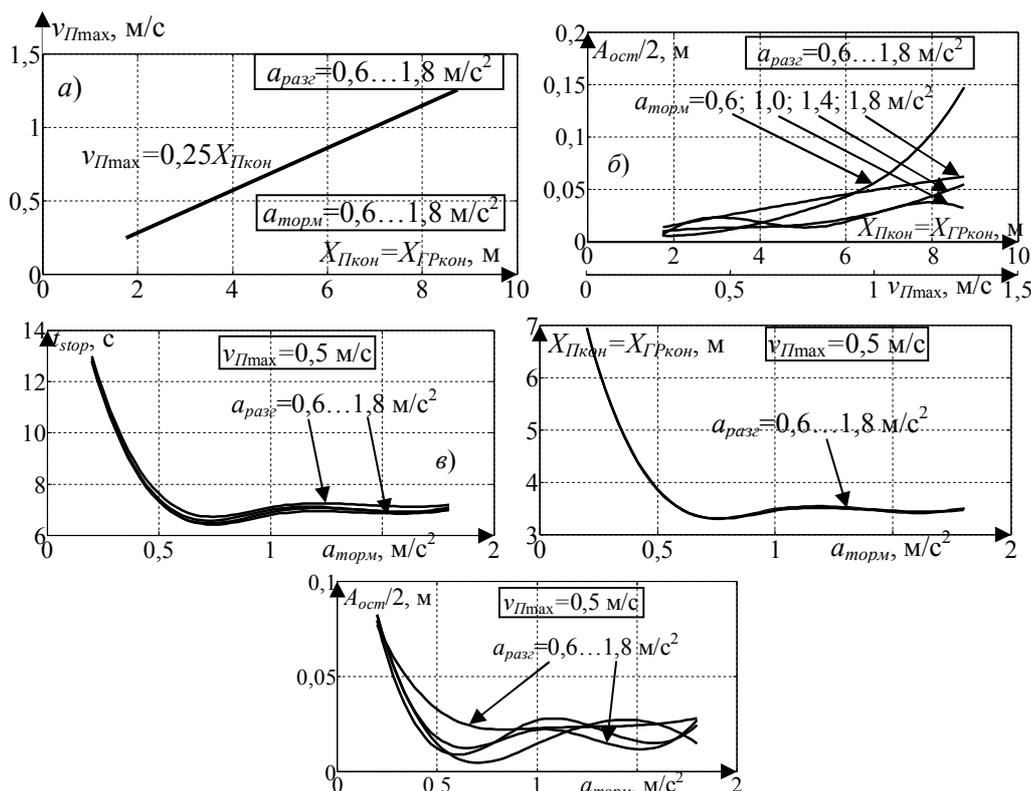


Рис. 5. Зависимости максимальной скорости точки подвеса от длины перемещения (а), полуамплитуды остаточных колебаний от максимальной скорости точки подвеса (б), оптимального времени начала торможения точки подвеса, длины перемещения и полуамплитуды остаточных колебаний от ускорения торможения подвеса (в)

На рисунке 5 приводятся некоторые результаты исследований по варьированию ускорения разгона $a_{разг}$ в пределах $0,6 \dots 1,8 \text{ м/с}^2$ и ускорения торможения $a_{торм}$ в тех же пределах, а также максимальной скорости точки подвеса $v_{Пmax}$ в пределах $0,25 \dots 1,25 \text{ м/с}$. При этом изменяются такие параметры, как амплитуда остаточных колебаний, оптимальное время начала торможения точки подвеса t_{stop} , конечные значения декартовой координаты подвеса и груза $X_{Пкон} = X_{ГРкон}$. При различных значениях ускорений разгона и торможения максимальная скорость точки подвеса $v_{Пmax}$ аппроксимируется выражением

$$v_{Пmax} = 0,25 X_{Пкон} \quad (4)$$

Заключение

Увеличение значения ускорения торможения $a_{торм}$ от $0,25$ до $1,75 \text{ м/с}^2$ при фиксированных значениях прочих параметров приводит к уменьшению значения времени начала торможения точки подвеса t_{stop} приблизительно в 2 раза, аналогичному уменьшению конечных значений декартовой координаты подвеса и груза $X_{Пкон} = X_{ГРкон}$. Амплитуда остаточных колебаний $A_{ост}$ также уменьшается более чем в 2 раза, хотя и остается во всем диапазоне варьирования $a_{торм}$ незначительной, не более $0,15 \text{ м}$.

По графикам, представленным на рисунке 5, может быть сделан вывод о том, что

изменение ускорения торможения $a_{\text{торм}}$ при постоянном ускорении разгона позволяет плавно регулировать как время перемещения груза, так и длину этого перемещения при удовлетворительном гашении колебаний в конечной точке.

Библиографический список

1. Blackburn D., Singhose W., Kitchen J., Patrangenu V., Lawrence J. Command Shaping for Nonlinear Crane Dynamics. *Journal of Vibration and Control*. 2010. no 16. pp. 477-501.
2. Толочко, О.И. Сравнительный анализ методов гашения колебаний груза, подвешенного к механизму поступательного движения мостового крана / О.И. Толочко, Д.В. Бажутин // *Электромашиностроение и электрооборудование*. – 2010. – № 75. – С. 22-28.
3. Щербakov, В.С. Повышение точности и скорости перемещения груза по требуемой траектории грузоподъемным краном мостового типа / В.С. Щербakov, М.С. Корытов, Е.О. Вольф // *Системы. Методы. Технологии*. Братск: БГУ. – 2014. – № 4 (24). – С. 52-57.
4. Щедринов, А.В. Автоматическая система успокоения колебаний груза для мостового крана / А.В. Щедринов, С.А. Сериков, В.В. Колмыков // *Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика*. – 2007. – № 8. – С. 13-17.
5. Москаленко, В.В. Электрический привод / В.В. Москаленко. – М.: Академия, 2007. – 368 с.
6. Singhose, W., Seering, W., and Singer, N., "Residual vibration reduction using vector diagrams to generate shaped inputs," *ASME J. of Mechanical Design*, vol. 116, no. June, pp. 654–659, 1994.
7. Singhose, W., Seering, W., and Singer, N., "Shaping inputs to reduce vibration: A vector diagram approach," in *IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*, vol. 2, (Cincinnati, OH), pp. 922–927, IEEE, 1990.
8. Singhose, W., Porter, L., Tuttle, T., and Singer, N., "Vibration reduction using multi-hump input shapers," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 119, no. June, pp. 320–326, 1997.
9. Shcherbakov, V., Korytov M., Sukharev R., Volf E. Mathematical modeling of process moving cargo by overhead crane. *Applied Mechanics and Materials*. Vols. 701-702 (2015). pp. 715-720.

SUPPRESSION OF LOAD'S PENDULAR OSCILLATIONS OF A BRIDGE CRANE WITH THE RELAY DRIVE AT THE MINIMUM NUMBER OF TURNING ON

V. S. Scherbakov, M. S. Korytov, E.O. Shershneva

Abstract. The authors analyze the possibility of suppressing load's pendular oscillations of a bridge

crane with the relay drive at single turning on of the drive to the acceleration and subsequent singular braking to zero speed with constant accelerations. There are presented results of studies of influencing constant values of acceleration braking and maximal speed of moving drive of separately managed bridge crane's coordinate on the time of movement, length of movement and residual amplitude of a load oscillations while minimizing the latter. The authors consider the controlling case of minimum possible single drive's turning on to the acceleration and single drive's turning off at braking.

Keywords: bridge crane, relay type control, acceleration, number of turning on, suppression of load's oscillations

References

1. Blackburn D., Singhose W., Kitchen J., Patrangenu V., Lawrence J. Command Shaping for Nonlinear Crane Dynamics. *Journal of Vibration and Control*. 2010. no 16. C. 477-501.
2. Tolochko O.I., Bazhutin D.V. [A comparative analysis of methods of suppressing load's oscillations, suspended to the mechanism of bridge crane's translation] *Electrical engineering and electrical equipment*, 2010, no 75. pp. 22-28.
3. Shcherbakov V.S., Korytov M., Volf E. [Improving the accuracy and speed of load's movements on required trajectory with a bridge crane]. *Systems. Methods. Technologies*, 2014, no 4 (24). pp.52-57
4. Shedrinov, A., Serikov S., Kolmykov V. [An automatic system of load's oscillations suppression for a bridge crane]. *Devices and systems, Management, Controlling, Diagnostic*, 2007, № 8. pp. 13-17.
5. Moskalenko, V., [Electric drive]. Moscow, Academy, 2007, 368 p.
6. Singhose, W., Seering, W., and Singer, N., "Residual vibration reduction using vector diagrams to generate shaped inputs," *ASME J. of Mechanical Design*, vol. 116, no. June, pp. 654–659, 1994.
7. Singhose, W., Seering, W., and Singer, N., "Shaping inputs to reduce vibration: A vector diagram approach," in *IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*, vol. 2, (Cincinnati, OH), pp. 922–927, IEEE, 1990.
8. Singhose, W., Porter, L., Tuttle, T., and Singer, N., "Vibration reduction using multi-hump input shapers," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 119, no. June, pp. 320–326, 1997.
9. Shcherbakov, V. S., Korytov M., Sukharev R., Volf E. Mathematical modeling of process moving cargo by overhead crane. *Applied Mechanics and Materials*. Vols. 701-702 (2015). pp. 715-720.

Щербakov Виталий Сергеевич (Россия, Омск) – доктор технических наук, профессор, декан факультета «Нефтегазовая и строительная техника» ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org).

Корытов Михаил Сергеевич (Россия, Омск) – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили, конструкционные материалы и технологии» ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: kms142@mail.ru).

Шершнева Елена Олеговна (Россия, г. Омск) – аспирант кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника» ФГБОУ ВПО «СибАДИ». (ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: wolf_eo@sibadi.org).

Sherbakov Vitaliy Sergeevich (Russian Federation, Omsk) – doctor of technical sciences, professor of The Siberian Automobile and Highway Academy (644080, Omsk, Mira Ave., 5, e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org).

Korytov Mikhail Sergeevich (Russian Federation, Omsk) – doctor of technical sciences, professor of the Siberian Automobile and Highway Academy (644080, Omsk, Mira Ave., 5, e-mail: kms142@mail.ru).

Shershneva Elena Olegovna (Russian Federation, Omsk) – postgraduate student of the department «Computer-aided manufacturing and electrical engineering», The Siberian Automobile and Highway Academy (644080, Omsk, Mira Ave., 5, e-mail: wolf_eo@sibadi.org).