

УДК 621.87:62-567

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРУЖИННО-ШАРИКОВОГО БУФЕРНОГО УСТРОЙСТВА НА ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ МОСТОВОГО КРАНА

Д-р техн. наук В.Ф. Семенюк, старш. преп. В.Н. Лингур

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖИННО-КУЛЬКОВОГО БУФЕРНОГО ПРИСТРОЮ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ МОСТОВОГО КРАНУ

Д-р техн. наук В.Ф. Семенюк, старш. викл. В.М. Лінгур

INFLUENCE OF PARAMETERS SPRING-BALL BUFFER DEVICES ON DYNAMIC LOADS OF BRIDGE CRANES

Doctor of science V.F. Semenyuk, Senior lecturer V.N. Lingur

Установлены параметры буферного устройства пружинно-шарикового типа и проведена оценка влияния этих параметров на динамические нагрузки в мостовых кранах. Предложена методика расчета динамических нагрузок при наезде мостового крана на буферное устройство пружинно-шарикового типа.

Ключевые слова: шариковый передаточный механизм, комплект шариков, сила сопротивления буфера, жесткость буфера.

Встановлені параметри буферного пристрою пружинно-кулькового типу і проведена оцінка впливу цих параметрів на динамічні навантаження в мостових кранах. Запропоновано методику розрахунку динамічних навантажень при наїзді мостового крана на буферний пристрій пружинно-кулькового типу.

Ключові слова: кульковий передавальний механізм, комплект кульок, зусилля опору буфера, жорсткість буфера.

Improving the design of bridge cranes is associated with the increase the safety of their operation. Actual task is to study the of dynamic loads arising at collision of cranes with an obstacle in the form of a crane or other buffer stops the possibility of using buffer devices to ensure safety of works. In the capacity of safety devices for impact action bridge cranes usually used springs or rubber buffer devices. They have large dimensions and a great return. An alternative is the use of a spring-ball buffer device. Force of resistance device depends on the number of sets of balls. A special feature of the buffer is to transfer power flux and displacement its elements in the direction perpendicular to the input power. Proposed a method for calculating the dynamic loads which arise at hitting the bridge crane to a buffer device. The Technique of connects the power of the crane with the parameters of the buffer device. The influence of the speed of the crane on the nature of the transfer of power flow. The influence of the number of sets of balls on the stiffness value of the buffer. The dependence between the strength of the resistance of the buffer and the amount balls of the top row. Found the parameters under which buffer provides complete absorption of the kinetic energy of the bridge crane.

Keywords: ball transmission mechanism, ball set, resistance force of the buffer, stiffness of the buffer.

Постановка проблеми. Одним из основных направлений совершенствования современных конструкций мостовых кранов является повышение безопасности их эксплуатации. Работа мостовых кранов достаточно часто определяется тем, что кроме подъемно-транспортных они непосредственно включены и в технологические операции. В

процессе выполнения таких операций краны подвержены различным видам нагрузок: статическим от веса поднимаемого груза и собственного веса; динамическим, возникающим при пуско-тормозных режимах; ударным, возникающим от соударений движущихся элементов крана с оборудованием или другими кранами, и технологическим,

определяемыми характером специальных технологических операций, выполняемых краном [10].

Данная работа посвящена изучению динамических нагрузок возникающих при соударении мостовых кранов с препятствием в виде другого крана или тупикового упора, установленного в конце подкранового пути.

Такие динамические нагрузки, могут привести к существенным деформациям металлоконструкции, вплоть до потери прочности и устойчивости или даже к аварийным ситуациям.

В связи с этим, актуальной задачей является создание устройств, способных уменьшать действие динамических нагрузок и обеспечивать безопасность работы мостовых кранов в случаях их наезда на препятствия.

Анализ последних исследований и публикаций. Процесс наезда кранов мостового типа на тупиковые упоры остается малоизученным и не имеет четко сформулированных критериев оценки. Анализ отечественных и зарубежных публикаций не дает возможности сделать однозначный вывод о характере нагрузки металлоконструкции крана и тупиковых упоров.

Невозможность однозначной оценки таких факторов как максимальная скорость наезда крана на тупиковые упоры, высота расположения груза, возможность его раскачивания в продольном и поперечном направлениях, инерционные характеристики элементов привода и другие не позволяет создавать точных расчетно-динамических моделей кранов и тупиковых упоров [3]. В работе [2] отмечено, что в настоящее время у производителей кранов мостового типа нет единого подхода к оценке влияния отдельных силовых факторов на характер динамического нагружения. При этом были проанализированы требования нормативной документации по проектированию и эксплуатации в таких странах как Германия, США, Австралия, ЮАР и другие.

По этим причинам, при создании современных конструкций кранов мостового типа, на первый план выходит задача создания компактных предохранительных устройств способных эффективно поглощать кинетическую энергию движущегося крана и обеспечивать высокий уровень безопасности работы кранов. При этом такие устройства

должны иметь возможность устанавливаться как на самих кранах как буферные устройства, так в качестве тупиковых упоров [4].

Отечественные и зарубежные производители кранов (фирма «DEMAG» [5]), как правило, применяют резиновые буферные устройства или устройства на основе полиуретановых эластомеров.

Пружинные буферные устройства в мостовых кранах имеют большие габариты и большую отдачу. Фрикционные буферы обладают большой поглощающей способностью, но могут заклинивать, и нестабильны в работе при повышенных температурах [9].

Так же используются гидравлические буферы [6, 7, 8], которые способны поглотить до 100% кинетической энергии движущегося крана. Однако они не нашли широкого применения в кранах мостового типа из-за высоких требований к качеству обслуживания при эксплуатации [1].

Эффективной защитой кранов от ударов являются буферы с демпфированием, а именно шарикобуферы [13] и пружинно-шариковые буферы «без отдачи» [11, 12], которые обладают компактностью конструкции, высокими коэффициентом поглощения и энергоемкостью.

Цель исследования. Целью настоящей работы является оценка влияния параметров буферного устройства пружинно-шарикового типа на динамические нагрузки в мостовых кранах, которые возникают при наезде на такое буферное устройство, и способности поглощения им кинетической энергии движущегося крана.

Основная часть исследования. Рассмотрим наезд мостового крана на буферное устройство пружинно-шарикового типа, а так же динамические нагрузки, которые возникают при их взаимодействии. Такие буферные устройства могут иметь различные конструктивные схемы [11, 12], одна из которых представлена на рис. 1.

Основой такого буферного устройства является шариковый передаточный механизм, который состоит из последовательно расположенных комплектов шариков (рис. 2), при этом каждый комплект имеет верхний шарик 1 и несколько (например, два, три, четыре) нижних шариков 2. Каждый верхний шарик расположен между несколькими

нижними шариками. Все шарики имеют одинаковый диаметр. При дальнейшем исследовании рассматривается конструкция с

комплектами шариков, которые состоят из одного верхнего и 4-х нижних шариков.

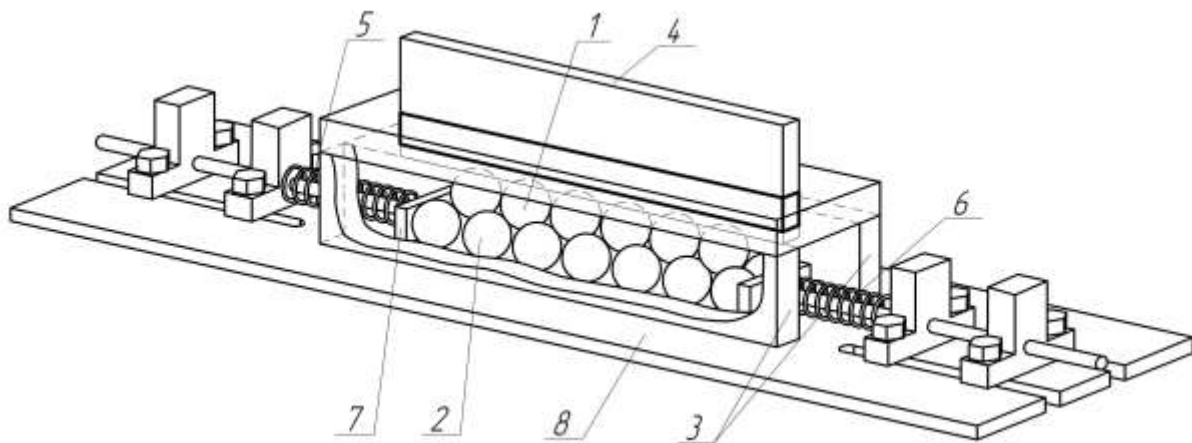


Рис. 1. Буферное устройство пружинно-шарикового типа:
1 – верхние шарики; 2 – нижние шарики; 3 – боковые направляющие; 4 – ползун;
5, 6 – пружины; 7 – упор; 8 – основание

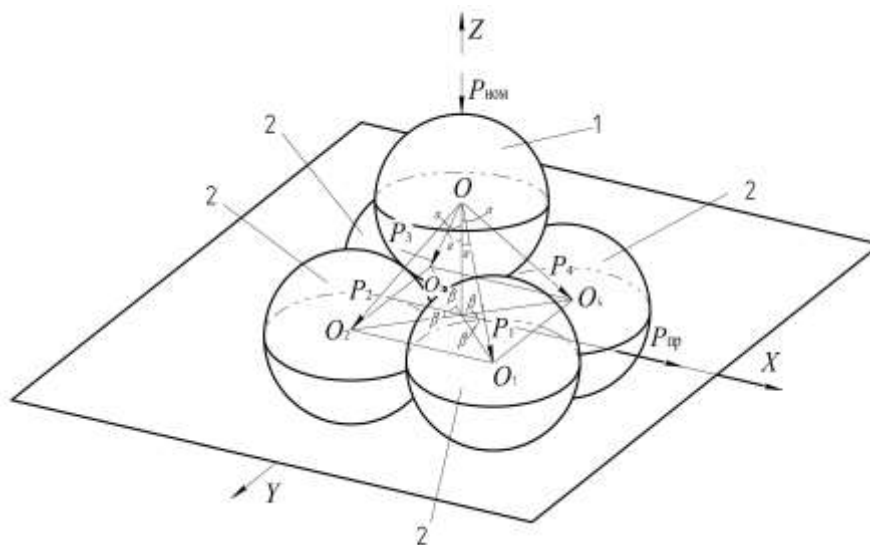


Рис. 2. Комплект шариков передаточного механизма:
1 – верхний шарик, 2 – нижние шарики

Буферное устройство пружинно-шарикового типа работает следующим образом. При подходе крана или грузовой тележки к этому устройству соответствующий элемент металлоконструкции крана нажимает на ползун 4, который в свою очередь нажимает на шариковый передаточный механизм. Шарики передаточного механизма начинают двигаться, сжимая пружины 5 и 6. При этом кинетическая

энергия движущегося крана преобразуется в потенциальную энергию сжатых пружин. После снятия нагрузки на буферное устройство шарики под действием пружин возвращаются в начальное положение.

Описание динамического взаимодействия мостового крана с буферами пружинно-шарикового типа базируется на энергетической зависимости, когда вся кинетическая энергия

крана переходит в потенциальную энергию деформируемых пружин, которые входят в состав буферных устройств.

Определим динамические нагрузки, действующие на буфера и металлоконструкцию мостовых кранов, используя методику изложенную в [14], в которой приняты следующие положения:

- удар крана воспринимается одновременно двумя буферами, расположенными на двух сторонах крана;

- потенциальная энергия упругой деформации крановой металлоконструкции при ударе о буфера мала по сравнению с кинетической энергией крана;

- за время удара подъемные канаты мало отклоняются от того положения, которое они занимали в момент наезда крана на концевые упоры;

- при ударе крана о буфера форма упругих колебаний металлоконструкции крана имеет тот же вид, что и при нормальном пуске или торможении крана.

В соответствии с принятыми положениями расчет полной осадки буфера проводится по соотношению, определяющему равенство начальной кинетической энергии крана работе сил сопротивления перемещению крана при наезде:

$$E_k = m \int_0^S P_{\delta} dy + (W + P_T) S_{\delta}, \quad (1)$$

где $E_k = 0,5m_{II}V_0^2$ - расчетная кинетическая энергия крана в момент наезда на буфер; m_{II} - приведенная масса крана; $m = 2$ - число

буферов; P_{δ} - сила сопротивления буфера; y - текущая осадка буфера; S_{δ} - полная осадка буфера; W - сила сопротивления передвижению крана; P_T - тормозная сила механизма передвижения крана; V_0 - начальная скорость крана при наезде на буфер.

В дальнейшем будем рассматривать наиболее неблагоприятный случай, когда тормоза механизма передвижения, по каким-либо причинам не сработали и $P_T = 0$.

Для пружинно-шарикового буферного устройства в процессе его срабатывания сила сопротивления $P_{\delta i}$ изменяется и может быть определена из выражения

$$P_{\delta i} = c_{\delta i} y_i, \quad (2)$$

где $c_{\delta i}$, y_i - текущие значения жесткости и осадки буферного устройства пружинно-шарикового типа,

Методика определения жесткости буферного устройства рассмотрена в [11], и выражается зависимостью

$$c_{\delta i} = 2 \cdot n \cdot c_{np} \cdot \kappa_{\delta i}, \quad (3)$$

где n - количество комплектов шариков передаточного механизма,

c_{np} - суммарная жесткость пружин буферного устройства,

κ_{δ} - коэффициент передачи силовых потоков буферного устройства пружинно-шарикового типа,

$$\kappa_{\delta} = \frac{(\cos \alpha_i + f \sin \alpha_i)(f_1 + 1)}{(1 + \cos \alpha_i) \cos \beta_i (\sin \alpha_i - f \cos \alpha_i) - \sin \alpha_i (\cos \alpha_i + f \sin \alpha_i)} \quad (4)$$

α_i - текущий угол наклона прямой контакта между шариками верхнего и нижнего рядов и вертикалью,

β_i - текущий угол между плоскостями, в которых расположены силы взаимодействия шариков верхнего и нижнего рядов, и ось деформации пружин,

f - коэффициент трения скольжения между шариками,

f_1 - коэффициент трения скольжения между шариками и плоскостями скольжения.

Анализ выражений (2-4) дает возможность определения параметров буферного устройства, которые влияют на динамические нагрузки при наезде крана на буфер.

Прежде всего, таким параметром является жесткость буферного устройства $c_{\delta i}$, величина которой, определяется количеством комплектов шариков n и жесткостью пружин

C_{np} , а характер ее изменения зависит от коэффициента передачи силовых потоков K_{σ} .

Величина коэффициента K_{σ} определяется изменением соотношения углов контакта между шариками, на что, в свою очередь, влияет динамическая характеристика крана,

$$\cos \alpha_i = \cos \alpha_0 - \frac{V_i t_i}{2r}, \quad \sin \alpha_i = \sqrt{1 - \left(\cos \alpha_0 - \frac{V_i t_i}{2r} \right)^2}, \quad \cos \beta_i = \sqrt{1 - \left(\frac{1}{2 \sin \alpha_i} \right)^2}, \quad (5)$$

где α_0 - начальный угол контакта между шариками верхнего и нижнего рядов,

V_i, t_i - текущее значение скорости и времени при перемещении крана.

Аналитические исследования показали, что при установке шариков одинакового диаметра, характер изменения K_{σ} всегда будет одинаков, и только динамическая характеристика крана, которая определяется величиной начальной скорости и диапазоном ее изменения, будет влиять на скорость изменения геометрических характеристик буферного устройства и время его срабатывания, то есть время перехода кинетической энергии крана в потенциальную энергию сжатых пружин.

Количество комплектов шариков n и жесткость пружин C_{np} - параметры буферного устройства, которые определяют величину жесткости буфера $C_{\sigma i}$, но при этом, жесткость пружин зависит от количества комплектов шариков. Эта зависимость объясняется следующим образом.

В процессе срабатывания, верхние шарики опускаются в вертикальном направлении на величину Δx , а нижние шарики смещаются в направлении пружин на величину Δy . Взаимосвязь этих перемещений определяется выражением:

$$\Delta y = \sqrt{r^2 + 2\sqrt{2} \cdot r \cdot \Delta x - \Delta x^2} - r, \quad (6)$$

где r - радиус шарика.

Каждый комплект шариков обеспечивает смещение каждой из пружин установленных, с обеих сторон буфера на величину Δy .

которая изменяется в процессе наезда на буфер и зависит от величины и характера изменения скорости крана.

Характер изменением соотношения углов контакта между шариками α_i и β_i определяется зависимостями:

Величина Δy , в свою очередь определяет осадку пружины. При большем количестве комплектов шариков будет увеличиваться величина осадки пружин, что приведет к увеличению общей длины пружин.

Таким образом, можно сделать вывод, что при установке большего числа комплектов шариков пропорционально увеличивается жесткость буферного устройства.

Другим параметром, который влияет на динамические нагрузки при наезде крана на буферное устройство, является текущее значение осадки буфера y_i , которое можно определить из уравнения переносного движения крана [14]

$$\ddot{y} + v^2 y = 0, \quad (7)$$

где $v = \sqrt{\frac{C_{\sigma i}}{m_{\Pi}}}$, ($m_{\Pi} = m_1 + m_2 + \mu l$);

m_1 - масса моста, приведенная к перемещению левой стороны крана, плюс масса тележки без груза;

l - длина полумоста крана;

μ - масса единицы длины одной главной балки.

Решение уравнения (7) с учетом переменной жесткости $C_{\sigma i}$ буфера и переменной скорости V_i передвижения крана имеет вид

$$y_i = \frac{V_i}{\sqrt{\frac{C_{\sigma i}}{m_{\Pi}}}} \sin \sqrt{\frac{C_{\sigma i}}{m_{\Pi}}} \cdot t_i, \quad (8)$$

Как видно из выражения (8) величина осадки буфера, прежде всего определяется

скоростью крана и временем срабатывания буфера.

На рис. 3 показаны графики изменения силы сопротивления буфера при различном количестве шариков верхнего ряда n . Исходные данные для расчета: приведенная

масса крана $m_{II} = 25 \text{ тонн}$, количество буферов $m = 2$, жесткость пружин $c = 50000 \text{ кН/м}$, радиус шариков $r = 50 \text{ мм}$, скорость крана изменяется в пределах от $V_i = 1,17 \text{ м/с}$ до $V_i = 0 \text{ м/с}$.

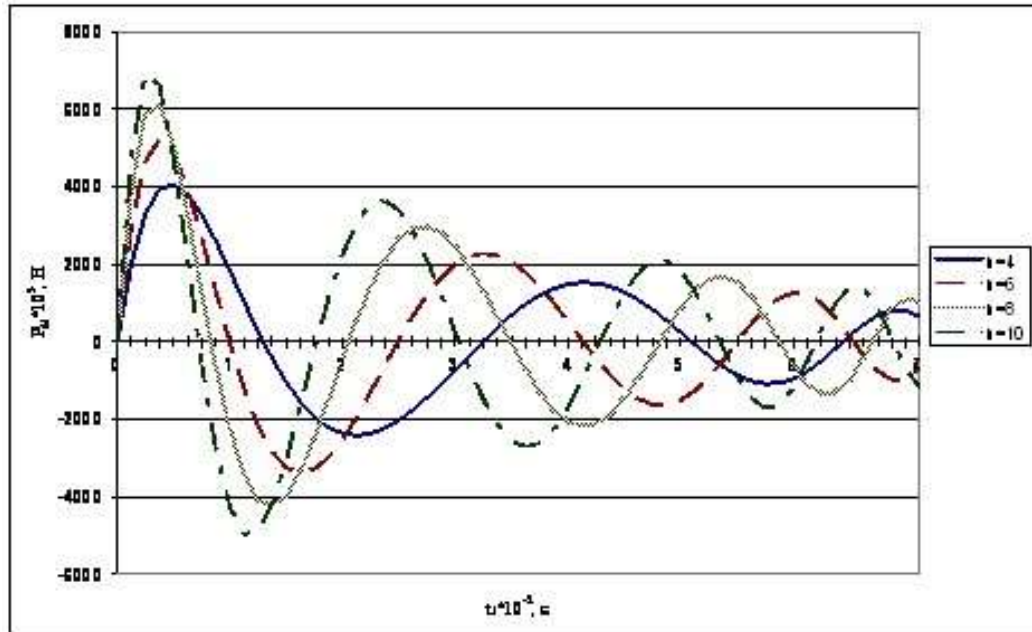


Рис. 3. Графики зависимости силы P_{oi} при различных динамических характеристиках буфера, определяемые количеством шариков верхнего ряда

Анализ этих графиков показывает, что с уменьшением числа шариков верхнего ряда n уменьшается динамическая нагрузка на буферное устройство при одной и той же жесткости пружин. При этом динамическая нагрузка и кинетическая энергия крана уменьшаются до 0 за время $t = 0,071 \text{ сек}$. Это время определяется максимально допустимым опусканием шариков верхнего ряда из условия восстановления буферного устройства в первоначальное положение. Как видно из графиков, представленных на рис. 3, при выбранной очень большой жесткости пружин динамические нагрузки, действующие на буферное устройство и, соответственно, металлоконструкцию крана очень велики. Поэтому для уменьшения динамических нагрузок необходимо существенно уменьшить жесткость пружин. На рис. 4 и 5 представлены

соответственно, графики изменения силы сопротивления и жесткости буфера при тех же исходных данных, но жесткость пружин составляет $c = 12550 \text{ Н/м}$. Максимальная динамическая сила в этом случае принимает уже приемлемое значение $P_{o \max} = 3680 \text{ Н}$ (число шариков для этого варианта равно $n = 6$) и за время $t = 0,071 \text{ с}$ уменьшается до 0.

Кривая изменения силы сопротивления буфера на рис. 4 имеет только половину волны, так как период колебаний большой, а все максимально допустимое опускание шариков верхнего ряда осуществляется за время $t = 0,071 \text{ с}$. Это то время, за которое кинетическая энергия движущегося крана полностью перейдет в потенциальную энергию сжатых пружин 2-х буферов пружинно-шарикового типа.

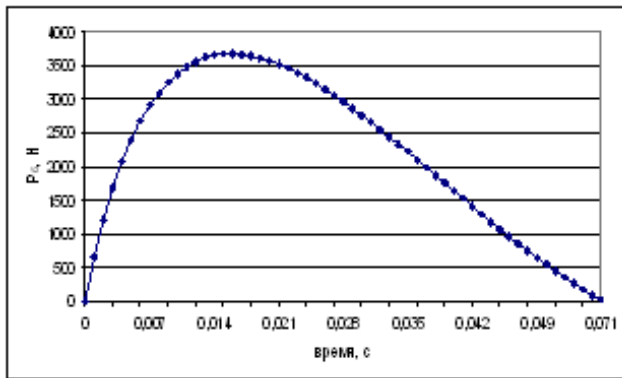


Рис. 4

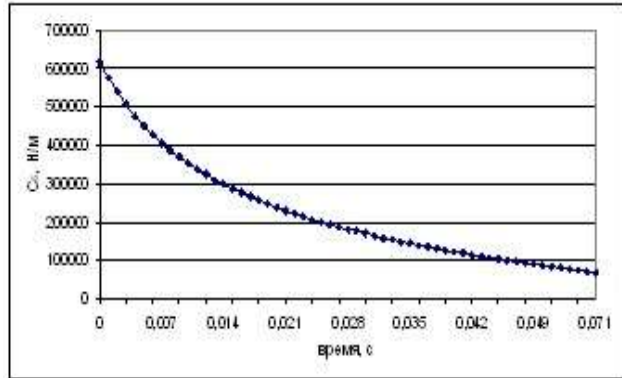


Рис. 5

Выводы:

- установлено, что величина динамических нагрузок при наезде мостового крана на пружинно-шариковое буферное устройство зависит от количества комплектов шариков передаточного механизма, жесткости пружин и коэффициента передачи силовых потоков этого буферного устройства;
- показано, что буферное устройство пружинно-шарикового типа имеет переменную жесткость, что позволяет обеспечить высокую энергоемкость и коэффициент поглощения

- кинетической энергии движущегося мостового крана равный единице;
- на примере мостового крана массой 25 тонн, показано, как влияет жесткость пружин и количество комплектов шариков передаточного механизма пружинно-шарикового буферного устройства на величину динамических нагрузок, возникающих при наезде крана на буферное устройство; даны рекомендации по выбору этих параметров буферного устройства.

Список использованных источников

1. Никитин, К.Д. Мостовые металлургические краны [Текст] / К.Д. Никитин, А.Ю. Смолин. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 200 с.
2. T.N. Haas. Numerical (FEA) Evaluation of Crane End Buffer Impact Forces, Doctorate degree dissertation, University of Stellenbosch, Stellenbosch, 2007, 243 с.
3. T.N. Haas, P. Mainoon, P.E. Dunaiski. The effect of parameters on the end buffer impact force history of the crane, Journal of the South African Institution of Civil Engineering – Vol.54, No 1, pp.55-62, 2012.
4. T.N. Haas, P. Mainoon, P.E. Dunaiski. Estimation of the maximum end buffer impact force for a given level of reliability, Journal of the South African Institution of Civil Engineering –Vol.54, No 1, pp. 63-68, 2012.
5. D.P. Taylor. Design and selection criteria for the hydraulic crane buffer. A.I.E.S. Rolling mill conference. 1978, 28 с.
6. P.G. Kit. Hydraulic Bumpers for the Protection of Buildings. Cranes and Operators From Impact Damage. Fall Convention Association of Iron and Steel Engineers Subcommittee # 13: Design and Construction of Mill Buildings. 1996.
7. T.N Haas. Numerical Evaluation (FEA) of End Stop Impact Forces for a Crane Fitted with Hydraulic Buffers. Thesis presented in partial fulfilment of the requirement for the degree of Masters in Civil Engineering at the University of Stellenbosch. 2010.
8. Никольский, Л.Н. Фрикционные амортизаторы удара [Текст] / Л.Н. Никольский. – М.: Машиностроение, 1964. – 172 с.
9. Александров, М.П. Грузоподъемные машины [Текст] / М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1988. – 400 с.

10. Семенюк, В.Ф. Особенности шарикового передаточного механизма [Текст] / В.Ф. Семенюк, В.Н. Лингур // *Праці Одеського політехнічного університету: Науковий та науково-виробничий збірник*. – Одеса, 2012. – Вип. 2(39). – С. 55-60.

11. Семенюк, В.Ф. Эффективное буферное устройство для обеспечения безопасной работы литейных кранов. *Металлургические процессы и оборудование* [Текст] / В.Ф. Семенюк, В.Н. Лингур // *Международ. науч.-техн. журнал*. – Донецк, 2013. – Вип. 3(33). – С. 72-76.

12. Джигкаев, Т.С. Аналитическое исследование фрикционных крановых буферов [Текст] / Т.С. Джигкаев // *Сб. трудов СКГТУ*. – Владикавказ, 2001. – Вип. 8. – С. 212-220.

13. Лобов, Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути [Текст]: учебное пособие / Н.А. Лобов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232 с.

Семенюк Володимир Федорович, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри підйомно-транспортного і робототехнічного обладнання, Одеський національний політехнічний університет, тел. (048) 705-8-305, e-mail: onpusemenjuk@mail.ru.

Лингур Валерій Миколайович, старший викладач кафедри підйомно-транспортного і робототехнічного обладнання, Одеський національний політехнічний університет, тел. (048) 728-86-60, e-mail vnlingur@rambler.ru.

Semeniuk Vladimir Fedorovich, Ph.D., Professor, manager of department "hoisting and transport of equipment and robotic" Odessa National Polytechnic University, Tel. (048) 705-8-305, e-mail: onpusemenjuk@mail.ru.

Lynhur Valery Nikolaevich, Senior Lecturer of the department "hoisting and transport of equipment and robotic" Odessa National Polytechnic University, Tel. (048) 728-86-60, e-mail vnlingur@rambler.ru.