

УДК 621.87:62-567

Семенюк В.Ф., д.т.н., Лингур В.Н.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК,
ДЕЙСТВУЮЩИХ ПРИ НАЕЗДЕ МОСТОВОГО КРАНА НА
ПРУЖИННО-ШАРИКОВОЕ БУФЕРНОЕ УСТРОЙСТВО**

Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов [1] предусмотрено, что «грузоподъемные краны с машинным приводом, которые перемещаются по рельсовому пути, и их тележки, а также тали и однорельсовые тележки для смягчения возможного удара об тупиковые упоры или друг о друга должны быть оборудованы упругими буферными устройствами». Так как наезд крана на концевые упоры может привести к аварийному нагружению крана, необходимо рассчитать динамические нагрузки, чтобы определить параметры буферов, при которых обеспечивается заданная прочность крановой металлоконструкции. Буферные устройства выполняются резиновыми, пружинными, пружинно-фрикционными и гидравлическими. Рекомендуют для применения и пневмогидравлические буферы [2].

Практика эксплуатации грузоподъемных кранов показывает, что даже в случае оснащения кранов буферными устройствами (как правило, пружинными или резиновыми) наезд таких кранов на упоры приводит к большим динамическим нагрузкам и, как следствие, к аварийным ситуациям. Это вызвано, прежде всего, недостаточной энергоемкостью резиновых и пружинных крановых буферов. Для обеспечения нормативных требований габаритные размеры этих буферов в направлении движения кранов должны достигать значений более 1 м, что неприемлемо по конструктивным и технологическим соображениям [3]. Гидравлические буферы компактны, способны поглотить большое количество энергии и работают без отдачи. Однако сложность конструкции и необходимость постоянного ухода ограничивают их применение в краностроении [4]. Этим же недостатком обладают и пневмогидравлические буферы.

Для повышения надежности работы кранов и грузовых тележек предложено использовать буферное устройство пружинно-шарикового типа, которое может иметь различные конструктивные схемы [5, 6]. На рис. 1 представлено буферное устройство, в котором шарики 2 расположены в корпусе 3 в шахматном порядке и нижний ряд шариков поджат пружинами 5 через упоры 6. Сила сжатия пружин 5 регулируется при помощи винтов 4.

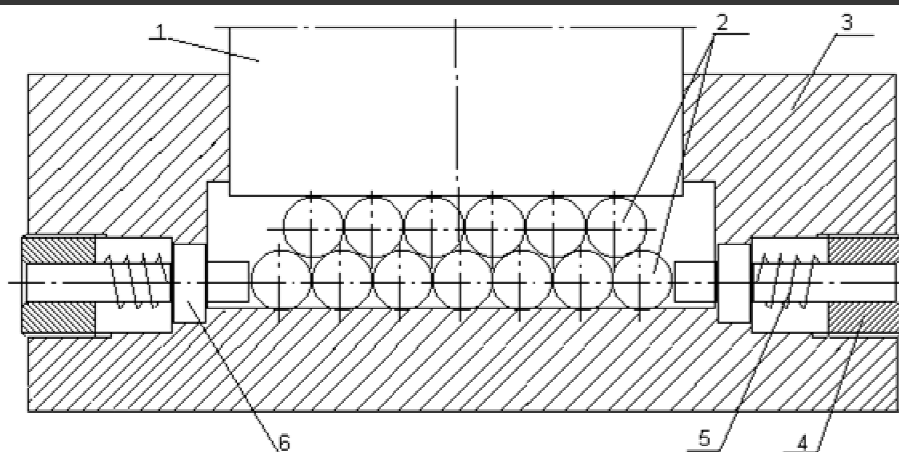


Рисунок 1 - Схема буферного устройства пружинно-шарикового типа

При наезде крана на упор, ограничивающий движение крана, ползун 1 передаёт нагрузку на шарики 2, при этом шарики нижнего ряда, преодолевая усилие пружин 5, расходятся, а верхнего – расходятся и опускаются, обеспечивая поглощение энергии движущегося крана или грузовой тележки. После снятия нагрузки на буферное устройство шарики под действием пружин возвращаются в исходное положение.

Определим динамические нагрузки, действующие на буферы и металлоконструкцию мостовых кранов, используя методику, изложенную в [7], 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 буферы 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 буферы форма упругих колебаний металлоконструкции крана имеет тот же вид, что и при нормальном пуске или торможении крана;
- во время удара следует считать приводные двигатели механизма передвижения крана отключенными, а аварийное торможение крана – включенным.

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:

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

где: $E_{\kappa} = 0,5m_{\Pi}V_0^2$ - расчетная кинетическая энергия крана в момент наезда на буфер, m_{Π} - 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.

Для пружинно-шарикового буферного устройства сила сопротивления P_{δ} пропорциональна осадке:

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

где c_{δ} - коэффициент жесткости одного буфера (жесткость буферного устройства пружинно-шарикового типа).

Коэффициент жесткости буфера для пружинно-шарикового буферного устройства можно определить следующим образом.

Зависимость между силой сопротивления пружинно-шарикового буфера и силой сжатия пружины определяется выражением [8]:

$$P_{\delta} = \frac{P_{np} \cdot 2n(f \sin \alpha + \cos \alpha)(f_1 + 1)}{(\sin \alpha - f \cos \alpha - f)}, \quad (3)$$

где P_{np} - сила сжатия пружины, поджимающей шарики нижнего ряда, n - число шариков верхнего ряда, f - коэффициент трения скольжения между шариками, f_1 - коэффициент трения скольжения между шариком нижнего ряда и упором, α - угол контакта между шариками в диаметральной плоскости расположения шариков.

Выражение (3) можно преобразовать с учетом того, что P'_{np} - первоначальная сила сжатия пружины, c - коэффициент жесткости пружины, поджимающей шарики нижнего ряда. Приняв $P'_{np} = 0$, без учета трения скольжения между шариками и шариками нижнего ряда и упорами, выражение (3) будет иметь вид:

$$P_{\delta} = \frac{2n \cdot c \cdot y}{\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}} = 2n \cdot c \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} y. \quad (4)$$

Обозначив $2n \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} \cdot c$ через c_{δ} , получим приведенное выше выражение (2), при этом

$$c_{\delta} = 2n \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} \cdot c. \quad (5)$$

Анализ выражения (5) показывает, что коэффициент жесткости буфера C_{δ} зависит не только от коэффициента жесткости пружин c , но и от числа шариков верхнего ряда n и угла контакта между шариками α . При этом по мере срабатывания буферного устройства угол α увеличивается, т.е. при опускании шариков верхнего ряда и, соответственно, перемещении шариков нижнего ряда величина угла α изменяется. Это приводит к тому, что коэффициент жесткости пружинно-шарикового буфера изменяется и может быть определен как

$$c_{\delta i} = 2n \cdot c \frac{\cos \alpha_i}{\sin \alpha_i}, \quad (6)$$

где α_i - текущее значение угла контакта между шариками верхнего и нижнего рядов.

В этом случае сила сопротивления пружинно-шарикового буфера будет переменной, и определяться по зависимости

$$P_{\delta i} = c_{\delta i} y_i. \quad (7)$$

Максимальная сила буфера

$$P_{\delta \max} = c_{\delta \max} y_{\max}, \quad (8)$$

где $c_{\delta \max}$ и y_{\max} - соответственно максимальная жесткость буфера и максимальная осадка буфера.

Текущее значение y_i и, соответственно y_{\max} можно определить из уравнения переносного движения крана [7]

$$\ddot{y} + v^2 y = 0, \quad (9)$$

где $v = \sqrt{\frac{c_{\delta}}{m_{\Pi}}}$, ($m_{\Pi} = m_1 + m_2 + \mu l$), m_1 - масса моста,

приведенная к перемещению левой стороны крана, m_2 - 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 (9) при начальных условиях $y(0) = 0$, $\dot{y}_0 = V_0$ имеет вид

$$y = \frac{V_0}{\sqrt{\frac{c_{\delta}}{m_{\Pi}}}} \sin \sqrt{\frac{c_{\delta}}{m_{\Pi}}} \cdot t, \quad (10)$$

а для расчета с учетом переменной жесткости $c_{\delta i}$ буфера и переменной скорости V_i передвижения крана зависимость (10) принимает вид

$$y_i = \frac{V_i}{\sqrt{\frac{c_{\delta i}}{m_{II}}}} \sin \sqrt{\frac{c_{\delta i}}{m_{II}}} \cdot t_i, \tag{11}$$

где

$$V_i = \sqrt{\frac{2P_{\delta i-1} \cdot y_{i-1}}{m_{II}}} \tag{12}$$

На рис. 2 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 $V_i = 0 \text{ м/с}$.

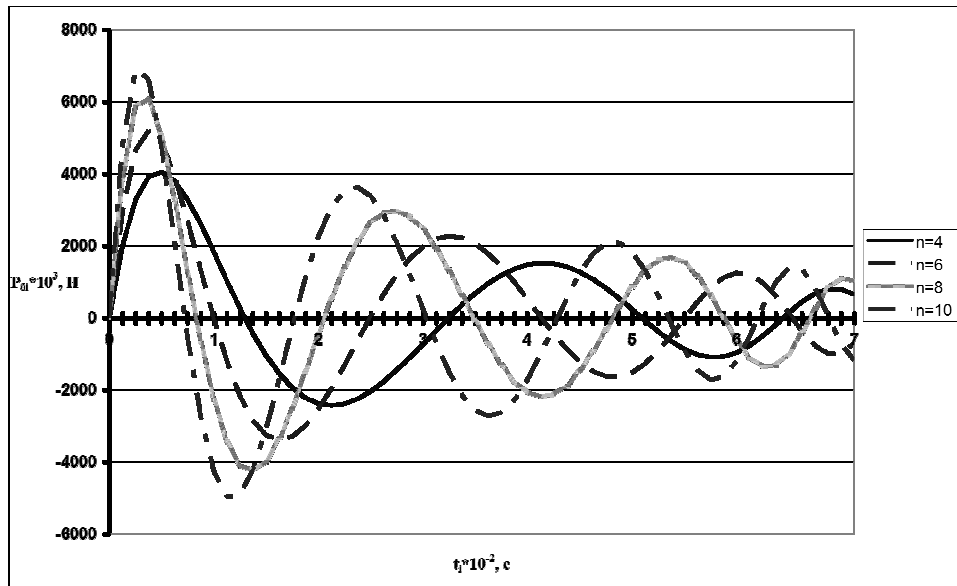


Рисунок 2 - Графики зависимости силы P_{δ} при различных динамических характеристиках буфера, определяемые количеством шариков верхнего ряда

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 C . При этом, динамическая нагрузка уменьшается до 0 за время $t = 0,071 \text{ с}$. Это время определяется максимально допустимым опусканием шариков верхнего ряда из условия восстановления буферного устройства в первоначальное положение. Как видно из графиков,

представленных на рис. 2, 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. 3 представлен график изменения силы сопротивления 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 $P_{\sigma \text{ max}} = 3680 \text{ Н}$ (число шариков для этого варианта равно $n = 6$) и за время $t = 0,071 \text{ с}$ уменьшается до 0.

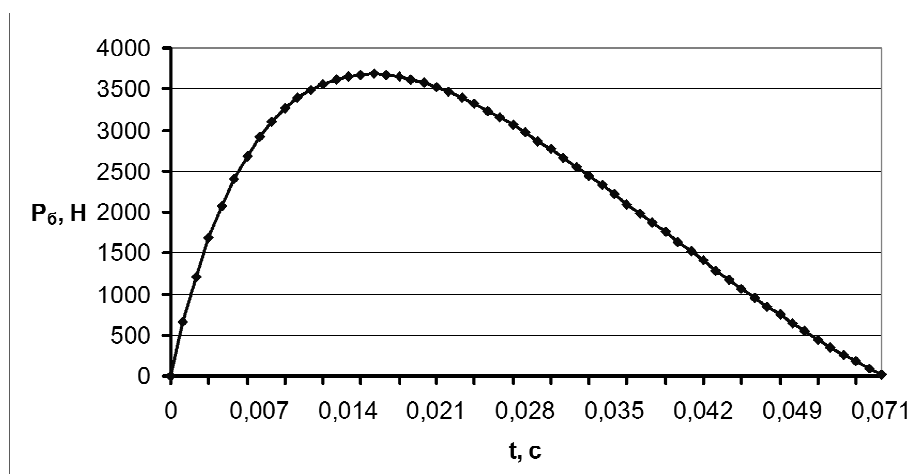


Рисунок 3 - График изменения силы сопротивления буфера при жесткости $c = 12550 \text{ Н/м}$ и количестве шариков верхнего ряда $n = 6$

Кривая изменения силы сопротивления буфера на рис. 3 имеет только половину волны, так как период колебаний большой, а все максимально допустимое опускание шариков верхнего ряда осуществляется за время $t = 0,071 \text{ с}$.

Выводы

1. Представлена зависимость для определения коэффициента жесткости пружинно-шарикового буферного устройства. Этот коэффициент жесткости является величиной переменной и зависит от жесткости пружин, используемых в буферном устройстве, а также от числа шариков верхнего ряда шарикового передаточного механизма и угла контакта между шариками.

2. Установлено, что динамические нагрузки, действующие при наезде мостового крана на пружинно-шариковое буферное устройство, уменьшаются с уменьшением числа шариков верхнего ряда при одной и той же жесткости пружин буферного устройства.

3. Даны рекомендации по выбору жесткости пружин буферного устройства, обеспечивающей минимальные динамические нагрузки, действующие на буферное устройство и, соответственно, металлоконструкцию крана.

Показано, что для мостового крана грузоподъемностью 20 тонн при рекомендуемой жесткости пружин буферного устройства $c = 12550H / м$ максимальная динамическая сила $P_{\sigma \max} = 3680H$ (число шариков верхнего ряда для этого варианта равно $n = 6$) и за время $t = 0,071c$ уменьшается до 0.

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. НПАОП 0.00-1.01-07. Харьков: Изд-во. «ФОРТ», 2007. – 250 с.
2. Ісьєміні І.І. Підвищення ефективності захисних систем кранів мостового типу застосуванням пневмогідролічних буферів. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук, спеціальність 05.05.05 – піднімально-транспортні машини, Харків, 2014, - 20 с.
3. Мартынов А.В. Основы энергоэнтропии машин и процессов на промышленном транспорте.– Луганск: Изд-во ВУГУ, 1997. – 210 с.
4. К.Д. Никитин, А.Ю. Смолин. Мостовые металлургические краны. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. -200 с.
5. Семенюк В.Ф., Лингур В.Н. Особенности шарикового передаточного механизма // Праці Одеського політехнічного університету: Науковий та науково-виробничий збірник. – Одеса, 2012. – Вип. 2(39). – с. 55–60.
6. Семенюк В.Ф., Лингур В.Н. Эффективное буферное устройство для обеспечения безопасной работы литейных кранов. Металлургические процессы и оборудование: Международный научно-технический журнал. – Донецк, - Вып. 3(33), 2013. – с. 72-76.
7. Н.А. Лобов. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути: Учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232 с.
8. Семенюк В.Ф., Лингур В.Н. Крановое буферное устройство роликового типа// Вісн. Східноукр. держ. ун-ту. – Луганск, 2000. - №6 (28). - с. 182-186.