

©Ісьєміні І.І., Родіонов Л.А.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ МОСТОВИХ КРАНІВ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИМИ БУФЕРНИМИ ПРИСТРОЯМИ

1. Постановка проблеми

При наїзді вантажопідіймального крана на тупикові упори виникає ударне навантаження, яке негативно відбивається на металоконструкції крана та підкранових спорудах. Для пом'якшення можливого удару вантажопідіймальні крани обладнуються буферними пристроями [1]. Однак досвід експлуатації існуючих кранових буферних пристроїв показує їх недостатню надійність [2, 3].

2. Аналіз досліджень

Основними типами буферів, які застосовуються в піднімально-транспортних машинах, є резинові, пружинні, фрикційні та гідравлічні. Резинові буфери використовуються при швидкості наїзду до 1 м/с для кранів невеликої вантажопідйомності (до 5 т). Основним недоліком пружинних буферів є те, що вони мають різку віддачу, під час якої створюється явище удару в металоконструкції крана. Крім того, вони мають меншу енергоємність у порівнянні з гідравлічними буферами. Недоліки фрикційних буферів – складна конструкція та можливість самозаклинювання рухомих частин. Також вони мають велике осідання.

Найбільш ефективними є гідравлічні буферні пристрої [3, 4]. Вони працюють без віддачі та мають невелике осідання. В роботі [5] отримана система рівнянь, яка описує гальмування вантажопідіймальних кранів

гідравлічними буферами з постійним опором з урахуванням опору пересуванню та гнучкого підвісу вантажу

$$\begin{cases} (m_e + m_a) \ddot{x} - m_a l (\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) = Q_x - \psi_x - \sum W \\ \ddot{\varphi} = \frac{a_i}{l} \cos \varphi - \frac{g}{l} \sin \varphi \end{cases}, \quad (1)$$

де m_e, m_a – маси крана та вантажу відповідно;

x – координата крана;

l – довжина гнучкого підвісу вантажу;

φ – кут відхилення вантажу від вертикалі;

Q_x – горизонтальна проекція сил, що діють на кран;

ψ_x – гідравлічний опір буфера;

$\sum W$ – зовнішні сили опору.

Однак гідравлічні буфера з дроселювальним отвором перемінного перерізу мають складну конструкцію, а розрахувати їх на необхідне зусилля не завжди є можливим, внаслідок чого виникає небезпека «жорсткого» наїзду. Буфери з дроселювальним отвором постійного перетину мають більші габарити та не здатні поглинути кінетичну енергію крана, що рухається з номінальною швидкістю, при регламентованому сповільненні 4 м/с^2 на малому відрізці шляху [3].

3. Постановка задач

Таким чином, необхідно провести дослідження динамічних процесів, які виникають при гальмуванні пневмогідравлічними буферними пристроями мостових кранів, що рухаються з номінальною швидкістю, з уповільненням меншим 4 м/с^2 .

4. Основний матеріал

На рис. 1 показана схема наїзду крана буферним пристроєм на тупиковий упор.

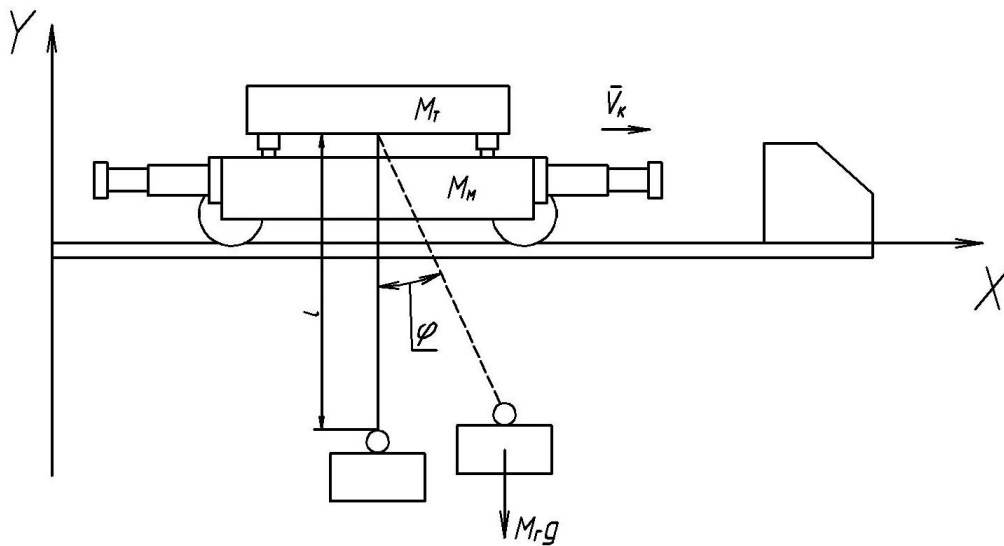


Рис. 1 – Схема наїзду крана на тупиковий упор

Система, представлена на рис. 1, є двохмасовою: M_K – маса крана (яка складається з маси моста M_M і маси візка M_T) і $M_{\bar{A}}$ – маса вантажу. Крім того, на рис. 1 прийняті такі позначення: l – довжина підвісу вантажу; φ – кут відхилення вантажу від вертикалі; \bar{V}_K – швидкість крана.

При підході крана до тупикових упорів повинний спрацьовувати кінцевий вимикач, який вимикає двигун механізму пересування, здійснюючи тим самим гальмування крана. На практиці ж є нерідкими випадки, коли кран наїжджає на тупиковий упор з увімкненими двигунами та вимкненими гальмами [6, 7]. Саме тому необхідно не тільки враховувати рушійну силу, але й виконувати розрахунок буферних пристроїв на швидкість пересування, яка дорівнює номінальній. Таким чином, рушійна сила має вигляд [8]:

$$F_{\ddot{a}\ddot{a}} = \frac{2M_{\ddot{a}} \cdot i \cdot \eta}{D_K}, \quad (2)$$

де $M_{\ddot{a}}$ – момент двигуна;

i – передавальне число редуктора;

η – ККД механізму пересування крана.

Оскільки ми розглядаємо самий небезпечний випадок наїзду крана буферними пристроями на тупикові упори, то ми повинні зважати на те, що

вантажний візок знаходиться в одному з кінців під візкового шляху. Тоді зведена маса крана буде мати такий вигляд:

$$M_K = 0,7 \frac{M_M}{2} + M_T. \quad (3)$$

На рис. 2 показана схема пневмогідравлічного буферного пристрою, що складається з гідроциліндра 1 та пневмогідроакумулятора 2. На схемі введені такі позначення:

x – переміщення поршня;

D_f – діаметр поршня;

$d_{\text{дв}} - \text{діаметр дроселювального отвору.}$

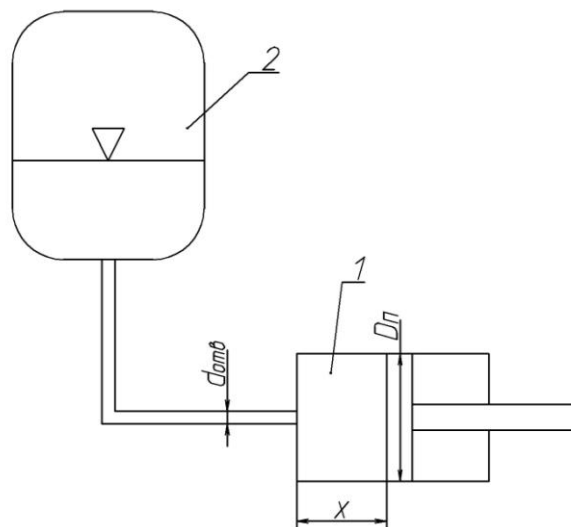


Рис. 2 – Схема пневмогідравлічного буферного пристрою

Пневмогідравлічний буферний пристрій створює гідравлічний і пневматичний опір. Гідравлічний опір буферного пристрою має такий вид [9]:

$$F_{\psi} = \alpha \dot{x}^2 \text{sign}(\dot{x}), \quad (4)$$

де \dot{x} – швидкість переміщення поршня;

α – коефіцієнт демпфування;

$$\text{sign}(\dot{x}) = \begin{cases} -1, & \text{якщо } \dot{x} < 0; \\ 0, & \text{якщо } \dot{x} = 0; \\ +1, & \text{якщо } \dot{x} > 0. \end{cases}$$

Пневматичний опір буферного пристрою виражається таким чином:

$$F_{\ddot{u}} = p_e S_{i\ddot{a}} , \quad (5)$$

де p_e – кінцевий тиск газу в пневмогідроаккумуляторі;

$S_{i\ddot{a}}$ – площа перерізу дроселювального отвору.

Виходячи з того, що процес стиснення газу в пневмогідроаккумуляторі є ізотермічним ($p_1 V_1 = p_2 V_2 = const$), кінцевий тиск в пневмогідроаккумуляторі можна виразити як:

$$p_e = \frac{p_0 V_0}{V_0 - \frac{\pi D_{\ddot{i}}^2}{4} x} , \quad (6)$$

де p_0 – початковий тиск газу в пневмогідроаккумуляторі;

V_0 – початковий об'єм газу в пневмогідроаккумуляторі;

Залежність $F_{\ddot{u}}(\ddot{u})$ описується нелінійною функцією (рис. 3).

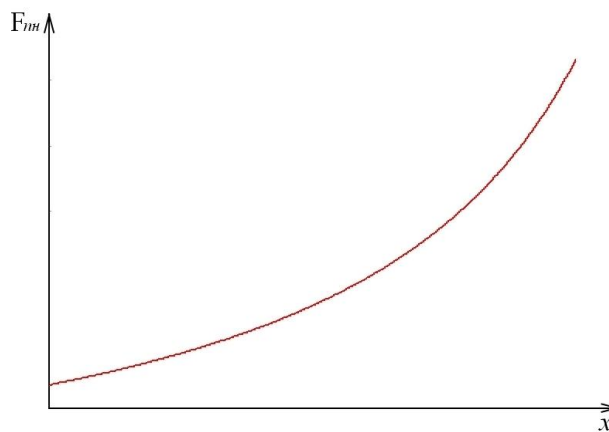


Рис. 3 – Графік залежності $F_{\ddot{u}}(\ddot{u})$

З рис. 3 видно, що характеристика пневматичного опору схожа на характеристику пружинного буфера (за трикутником). Але на відміну від опору пружини, пневматичний опір зростає плавніше, забезпечуючи постійну силу опору.

Переписавши рівняння (1) з урахуванням нових позначень і підставивши в них вирази (4-6), отримаємо:

$$\begin{cases} M_{\ddot{A}} + I_{\ddot{E}} \ddot{x} + I_{\ddot{A}} \ddot{\varphi} l \cos \varphi - M_{\ddot{A}} \dot{\varphi}^2 l \sin \varphi + W - F_{\ddot{a}\ddot{a}} = -\alpha \dot{x}^2 \text{sign}(\dot{x}) - \frac{p_0 V_0}{V_0 - \frac{\pi D_{\ddot{i}}^2}{4} x} S_{i\ddot{a}} \\ \ddot{x} \cos \varphi + \ddot{\varphi} l + g \sin \varphi = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Розв'язання системи рівнянь (7) аналітично не є можливим, тому воно виконувалось числовим методом Рунге-Кутта за допомогою пакета прикладних програм Mathcad. В результаті розв'язання рівнянь (5) були побудовані графіки залежності швидкості, сповільнення та ударної сили від часу (рис. 4-6).

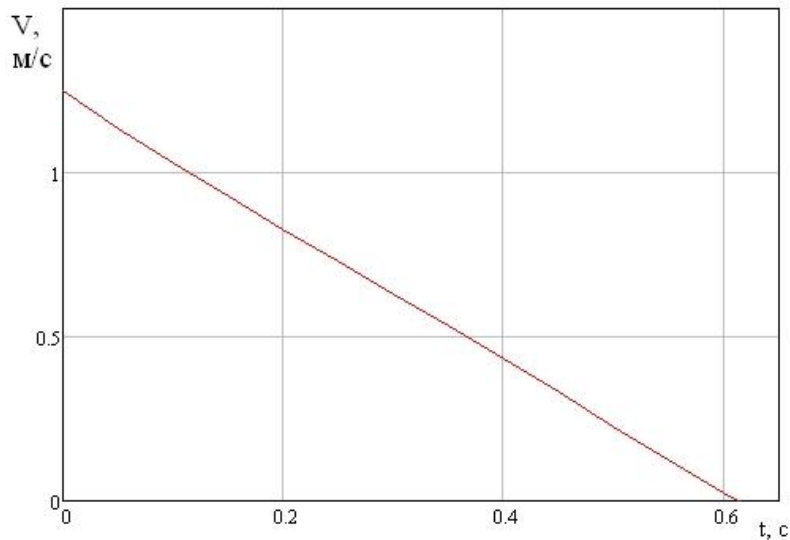


Рис. 4 – Графік залежності швидкості крана від часу

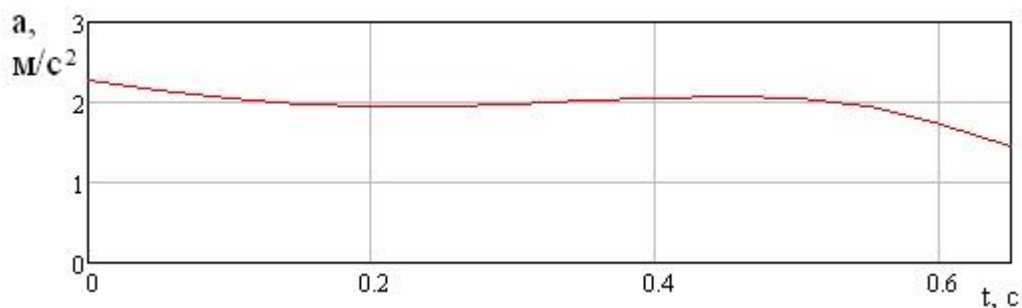


Рис. 5 – Графік залежності сповільнення крана від часу

З рис. 5 видно, що сповільнення крана є майже постійним, що дозволяє погасити швидкість крана плавно та на малому відрізці шляху. Рис. 6 показує, що найбільша ударна сила виникає в момент удару крана о тупиковий упор (при максимальному уповільненні). Знаючи ударну силу можна визначити необхідний діаметр поршня гідроциліндра, виходячи з заданого робочого тиску.

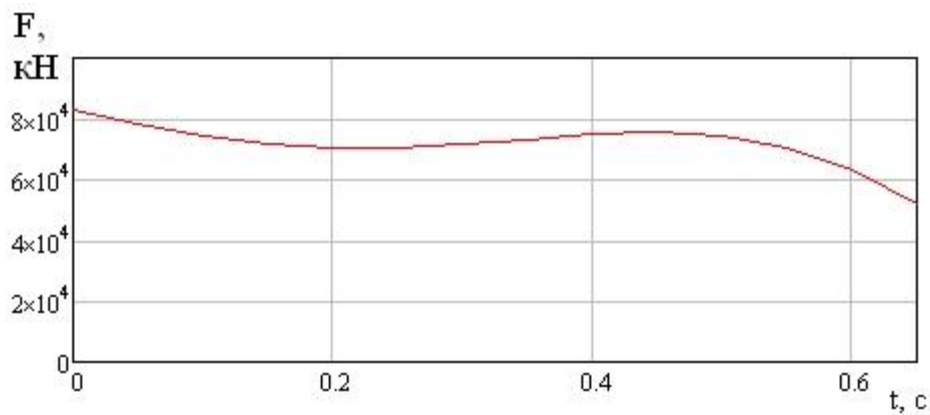


Рис. 6 – Графік залежності ударної сили від часу

Варіюючи початковий тиск в гідроаккумуляторі й його об'єм, можна отримати необхідні робочі характеристики пневмогідравлічного буферного пристрою, які забезпечують зупинку крана, що рухається з номінальною швидкістю на невеликому відрізці шляху з уповільненням до $2,5 \text{ м/с}^2$, що знаходиться в межах допустимого.

Висновки

Дослідження динамічних процесів при гальмуванні мостових кранів пневмогідравлічними буферними пристроями показало, що пневмогідравлічний буферний пристрій має властивості гідравлічного та пружинного буферів, що дозволяє здійснювати гальмування крана на малому відрізці шляху з постійним уповільненням. При цьому сповільнення крана відповідає нормам.

Отримана ударна сила, знаючи яку, можна розрахувати необхідний діаметр поршня гідроциліндра, виходячи з заданого робочого тиску.

Список використаних джерел:

1. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів : НПАОП 0.00-1.01-07 07/ Держ. департамент з нагляду за охороною праці України. – Х. : Форт, 2007. – 256 с.

2. Дейнега В. И. Защита мостовых кранов от ударов при наездах на тупиковые упоры : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05 / В. И. Дейнега. – Новочеркасск, 1988. – 137 с.

3. Джигкаев Т. С. Основы динамики мостовых перегружателей, кранов и их защита от ударов при наезде тележек на упоры : дис. ... д-ра техн. наук / Т. С. Джигкаев. – Новочеркасск, 2001. – 330 с.

4. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2 / под общ. ред. М. М. Гохберга. – М.: Машиностроение, 1988. – 559 с.: ил.

5. Петухов П. З. О расчете гидробуферов / П. З. Петухов // Вопросы теории и работы ПТМ : сборник. – М. ; Свердловск : Машгиз, 1955. – Вып. 56. – С. 5–14.

6. Головин А. И. Аварии грузоподъемных кранов / А. И. Головин, В. В. Рахаев, Р. Н. Петров // Подъемно-транспортное дело. – 2008. – №4. – С. 15–18.

7. Иванов В. Н. Совершенствование защитных систем грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути / В. Н. Иванов, И. И. Исьемини, И. Б. Седов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2009. – № 5. – С. 13–16.

8. Ковальский Б. С. Грузоподъемные машины / Б. С. Ковальский ; Харьков. высш. командно-инж. уч-ще. – Харьков, 1963. – 216 с.

9. Лойцянский Л. Г. Курс теоретической механики : В 2-х т. Т. 2. Динамика / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1983. – 640 с.

Ісьєміні І.І., Родіонов Л.А. «Дослідження динамічних процесів при гальмуванні мостових кранів пневмогідролічними буферними пристроями».

В статті розглянуто динаміку гальмування мостових кранів пневмогідролічними буферними пристроями. Отримано ударну силу, що дозволяє визначати геометричні параметри гідроциліндра пневмогідролічного буферного пристрою, виходячи з заданого робочого тиску.

Ключові слова: мостовий кран, пневмогідравлічний буферний пристрій, ударна сила, уповільнення.

Исьемини И.И., Родионов Л.А. «Исследование динамических процессов при торможении мостовых кранов пневмогидравлическими буферными устройствами».

В статье рассмотрена динамика торможения мостовых кранов пневмогидравлическими буферными устройствами. Получена ударная сила, которая позволяет определить геометрические параметры гидроцилиндра пневмогидравлического буферного устройства, исходя из заданного рабочего давления.

Ключевые слова: мостовой кран, пневмогидравлическое буферное устройство, ударная сила, замедление.

Isyemini I.I., Rodionov L.A. “Research of dynamic processes of overhead cranes braking by pneumohydraulic buffers”.

In the article the dynamics of overhead cranes braking by pneumohydraulic buffers is considered. The impact force that allows to determine geometrics of hydraulic cylinder of pneumohydraulic buffer when operating pressure is required is obtained.

Key words: overhead crane, pneumohydraulic buffer, impact force, deceleration.

Стаття надійшла до редакції 7 грудня 2011 р.