

***V. С. ЛОВЕЙКІН, Ю. В. ЧОВНЮК, І. О. КАДИКАЛО, В. В. КРУШЕЛЬНИЦЬКИЙ***

## **ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНУ**

У даній роботі досліджується переміщення мостового крану під час гальмування механізму пересування. Цей процес супроводжується складними динамічними явищами. Представлена динамічна модель крана дозволяє глибше проаналізувати вплив різних чинників на роботу механізму пересування, зокрема взаємодію масивних рухомих елементів та пружних ланок. У дослідженні розроблено режими гальмування для механізму пересування мостового крану, який спрямований на мінімізацію динамічних навантажень під час гальмування. В результаті проведеного дослідження, отримано аналітичні вирази для зменшення динамічних навантажень, які виникають у приводі крана під час його експлуатації. Ці вирази є важливими, оскільки реалізація такого керування забезпечує надійність та безпеку роботи кранових механізмів, що дозволяє запобігти аварійним ситуаціям пов'язаними із перевантаженням конструкційних елементів крана. Такий режим дозволяє значно знизити ризик пошкодження механічних елементів та підвищити довговічність кранової системи. Представлена математична модель розглядає механічні процеси як дискретні системи із зосередженими параметрами, що забезпечує наближене відтворення реальної поведінки масивних об'єктів, які переміщуються по рейковій колії. Такий підхід дозволяє ефективно оцінити вплив режиму гальмування на окремі елементи конструкції мостового крану.

**Ключові слова:** динамічна модель, гальмування, мостовий кран, рухомі маси, пружна ланка, оптимізація.

***V. LOVEIKIN, Yu. CHOVNIUK, I. KADYKALO, V. KRUSHELNYTSKYI***

## **REDUCTION OF DYNAMIC LOADS DURING BRAKING OF THE OVERHEAD CRANE MOVEMENT MECHANISM**

This study investigates the movement of a bridge crane during the braking of the travel mechanism. Complex dynamic phenomena accompany this process. The presented dynamic model of the crane allows for a deeper analysis of the influence of various factors on the operation of the travel mechanism, particularly the interaction of massive moving elements and elastic links. The study develops braking modes for the travel mechanism of the bridge crane aimed at minimising dynamic loads during braking. As a result of the conducted research, analytical expressions have been obtained to reduce the dynamic loads occurring in the crane drive during its operation. These expressions are important as the implementation of such control ensures the reliability and safety of crane mechanisms, preventing emergencies related to the overloading of crane structural elements. This mode significantly reduces the risk of damage to mechanical components and increases the longevity of the crane system. The presented mathematical model considers mechanical processes as discrete systems with lumped parameters, providing an approximate reproduction of the real behaviour of massive objects moving along the rail track. This approach allows for an effective assessment of the impact of the braking mode on individual elements of the bridge crane's structure.

**Keywords:** dynamics model, braking, overhead crane, moving masses, elastic link, optimisation.

**Вступ.** Рух мостового крана під час пуску та гальмування супроводжується складними динамічними явищами, які виникають у механізмі пересування крана в цих режимах. Динамічні навантаження можуть значно перевищувати статичні, що негативно впливає на надійність елементів конструкції, викликаючи втомлювальні руйнування, підвищене зношування та деформації. Для підвищення довговічності кранових систем, визначення та зменшення цих навантажень є актуальним завданням. Тому особливу увагу приділено саме динамічним навантаженням.

Для оцінки мінімальних динамічних навантажень під час гальмування механізму пересування мостового крана у роботі використано аналітичний метод. Використана математична модель дозволяє точно визначити динамічні характеристики системи та мінімізувати вплив шкідливих навантажень за рахунок розробки оптимальних режимів гальмування. Це дозволяє знизити руйнування механічних елементів і збільшити строк служби крана.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Питаннями у галузі дослідження вантажопідіймальних кранів залишається проблема зниження динамічних навантажень, які

діють на їхні конструкційні елементи. Особлива увага приділяється механізмам пересування мостових та баштових кранів, які піддаються значним навантаженням під час запуску та гальмування.

Аналіз досліджень показав, що значна частина їх присвячена конструктивним рішенням, що спрямовані на зниження динамічних навантажень під час пересування кранів. В роботі [1] основна увага приділяється вдосконаленню конструкцій ходових коліс, шляхом застосування пружних вставок та кілець, що дозволяють знизити зношення металоконструкцій під час руху вантажних візків. Запропоновані рішення [1–4] дозволяють не лише підвищити надійність роботи кранів, але й оптимізувати їхній експлуатаційний термін. У роботах [3, 4, 6] проведений динамічний аналіз руху кранів під час гальмування механізму пересування. Автори використовували динамічні та математичні моделі, що дозволяють аналітично визначити динамічні навантаження та знижувати їх за допомогою регулювання механічних характеристик електроприводів. Крім того, розглядається питання оптимізації для забезпечення мінімальних амплітуд коливань вантажу.

Роботи [5–7] присвячені динамічному аналізу різних кранових механізмів, включаючи механізм повороту стріли та підйому вантажу. Запропоновані математичні моделі дозволяють враховувати вплив маятникових коливань та вібрацій, що виникають у процесі роботи кранів. Дослідження таких параметрів, як кутова швидкість та прискорення, є важливими для розробки більш ефективних режимів роботи кранів.

Проблемами динамічних навантажень у тягових канатах механізму зміни вильоту вантажу розглядається в роботах [8, 11]. Автори запропонували моделі, що враховують маятникові коливання вантажу та їх вплив на тягові канати. У роботах [9–10] розглянуто питання довговічності ходових коліс та захисних систем кранів. Особливу увагу приділено забезпеченню безпеки експлуатації кранів, які відпрацювали свій нормативний ресурс. Для цього пропонуються нові системи безпеки для запобігання аваріям, особливо у кінцевих ділянках колій. У статті [12] баштовий кран моделюється як багатотільна система, яка описує поведінку конструкції крана з використанням лише кількох ступенів вільності. В роботі результати моделювання порівнюються з вимірюваннями реального крана. Роботи [13–15] присвячені дослідженню динаміки баштових кранів під час обертання стріли та впливу вітрових навантажень на їх стійкість. Автори запропонували методи, що дозволяють визначити оптимальні режими руху та знизити навантаження на конструкцію кранів.

### **Мета та постановка задачі**

Під час пуску та гальмування механізми пересування вантажопідіймальних кранів зазнають значних динамічних навантажень, які виникають внаслідок присутності великих рухомих мас у системах. Ці навантаження можуть суттєво перевищувати статичні, що впливає на загальні характеристики крана, зокрема на його надійність і довговічність. Ротор приводного двигуна є найбільш рухомою масою в таких системах, також до них можна віднести моторні та гальмівні муфти та інші елементи крана, як візок і ходові колеса.

Виходячи з проведеного аналізу літератури, вантажопідійомні машини, зокрема їх конструктивні елементи руйнуються через динамічні навантаження, які на них діють. Ці негативні явища є критичними для розуміння та оптимізації механізмів пересування кранів. Значні динамічні навантаження призводять до деформацій, зносу та втомного руйнування конструкцій, що значно знижує надійність кранової системи, в результаті чого збільшується ризик виникнення аварійних ситуацій.

Отже, зменшення динамічних навантажень, що виникають при гальмуванні механізму пересування мостового крану є актуальним питанням і дозволяє мінімізувати негативні впливи на механізми, підвищити надійність конструкцій та забезпечити тривалу експлуатацію обладнання з мінімальними витратами на ремонт і технічне обслуговування.

Тому метою роботи є аналітичне визначення динамічних навантажень, що виникають при гальмуванні механізму пересування мостового крану та зменшення їх величини. Параметри

режимів руху механізму пересування мостового крану теж визначені аналітичним методом при використанні критерію оптимізації, що використовується у математичній фізиці.

### Результати дослідження.

Результати досліджень, представлених у роботах [15, 11], вказують на те, що найбільші маси в механізмі пересування мостових кранів припадають на ротор двигуна та рухомі елементи самого крана. До таких елементів належать основні частини крана, які переміщуються в процесі роботи, при цьому інші компоненти механізму, як-от зубчасті колеса та вали, мають відносно невеликі маси, що дозволяє спростувати розрахункові схеми механізмів. Така розрахункова схема може бути представлена як система двох мас, з'єднаних між собою пружною ланкою (рис. 1), яка моделює механічну передачу з двигуна до виконавчого елемента крана. Ця передача включає, головним чином, вали, зубчасті колеса та муфти.

На рис. 1 зображена типова динамічна модель крану при гальмуванні механізму пересування [3, 6, 11].

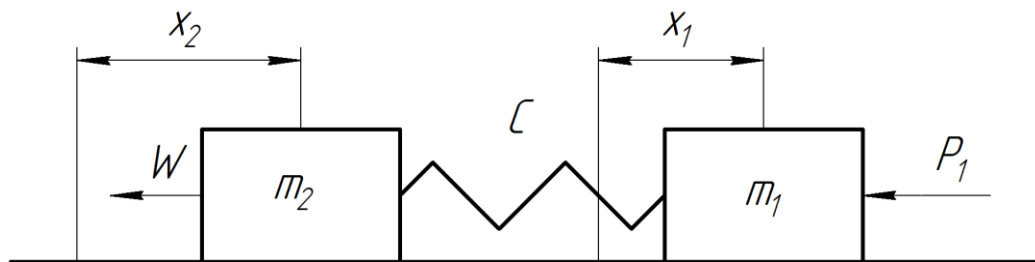


Рис.1 – Динамічна модель мостового крану при гальмуванні механізму пересування.

У представленій моделі не враховані деякі аспекти, зокрема, коливання вантажу під час гальмування, вантаж на гнучкому підвісі, який піддається маятниковим коливанням, останній збільшує навантаження на конструкцію та знижує керованість, особливо це відбувається під час різких зупинок. Крім того, не враховано демпфувальні властивості приводу та металевої конструкції крана. Демпфування знижує вібрації та енергію коливань, а його відсутність може викликати знос або руйнування елементів. Також не враховані зазори в механізмі приводу, зокрема зазори між такими компонентами, як вали й шестерні, що може спричинити додаткові коливання та зменшити ефективність роботи крана, збільшуючи навантаження на механізми. В моделі передбачається, що сила опору пересування є сталою, а пробуксовка коліс у процесі переміщення відсутня.

Динамічна модель (рис.1), описується системою диференціальних рівнянь [3, 6, 11]:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 - C \cdot (x_2 - x_1) = -P_t; & (1) \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + C \cdot (x_2 - x_1) = -W, & (2) \end{cases}$$

де:  $m_1$  – приведена маса частин приводу, які обертаються;  $m_2$  – приведена маса поступально рухомих елементів крану та тих, що обертаються (візок чи кран, ходові колеса);  $x_1$  – узагальнена координата маси  $m_1$ ;  $x_2$  – узагальнена координата маси  $m_2$ ;  $C$  - приведена жорсткість елементів передачі (головним чином валів та муфт) механізму пересування крану;  $P_t$  - сила гальмування;  $W$  - статичний опір (сила опору) пересуванню візка чи крану.

Пружна сила, розраховується на основі диференціальних рівнянь. Це сила, що діє на пружну ланку цього механізму переміщення мостового крана:

$$F = C \cdot (x_2 - x_1). \quad (3)$$

Посилаючись на роботу [3], система рівнянь (1), (2) спрощується до одного диференціального рівняння для характеристики (величини)  $\xi = (x_2 - x_1)$ . Після перетворень матимемо:

$$\ddot{\xi} + C \cdot \frac{(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2} \cdot \xi = \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2}, \quad (4)$$

де:  $\ddot{\xi} = (\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1)$ .

Введемо позначення:

$$\Omega^2 = C \cdot \frac{(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}. \quad (5)$$

Тоді (4) можна подати наступним чином:

$$\ddot{\xi} + \Omega^2 \cdot \xi = \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2}. \quad (6)$$

Розв'язок (6) можна подати у вигляді:

$$\xi = A \cdot \cos \Omega t + B \cdot \sin \Omega t + \frac{1}{\Omega^2} \cdot \left\{ \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right\}, \quad (7)$$

при умові, що у процесі гальмування системи, що розглядається,  $P_t$  та  $W$  є постійними величинами і не залежать від часу ( $t$ ).

За нульових початкових умов (при  $t = 0$ ):

$$\xi|_{t=0} = 0; \quad \dot{\xi}|_{t=0} = 0, \quad (8)$$

для невизначених констант розв'язку (7) маємо наступні рівняння:

$$A = -\frac{1}{\Omega^2} \cdot \left\{ \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right\}; \quad B = 0. \quad (9)$$

Після підстановки значень  $A$  та  $B$  (9) у рівняння (7) матимемо:

$$\xi(t) = \frac{1}{\Omega^2} \cdot \left\{ \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right\} \cdot (1 - \cos \Omega t). \quad (10)$$

Сила, яка сприймається пружною ланкою механізму пересування із урахуванням (5), (10), буде дорівнювати:

$$\begin{aligned} F &= C \cdot (x_2 - x_1) = \frac{C}{\Omega^2} \cdot \left\{ \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right\} \cdot (1 - \cos \Omega t) = \frac{(P_t \cdot m_2 - W \cdot m_1)}{(m_1 + m_2)} \cdot (1 - \cos \Omega t) = \\ &= \frac{(P_t \cdot m_2 - W \cdot m_1)}{(m_1 + m_2)} \cdot 2 \cdot \sin^2 \left( \frac{\Omega t}{2} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

Вираз (11) дозволяє максимально точно (аналітичним методом) визначити динамічні навантаження, які виникають у процесі гальмування механізму пересування мостового крана, що сприяє впровадженню конструктивних заходів для зниження рівня цих навантажень.

З виразу (11) чітко видно, що при виконанні умови:

$$\frac{\Omega t^*}{2} = \frac{\pi}{2} \cdot (2n - 1), \quad n \in N \quad (n = 1, 2, 3, \dots), \quad (12)$$

величина  $F$  набирає максимального значення (саме у момент часу  $t^*$ ):

$$F_{\max} = F|_{t=t^*} = 2 \cdot \frac{(P_t \cdot m_2 - W \cdot m_1)}{(m_1 + m_2)}, \quad t^* = \frac{\pi \cdot (2n - 1)}{\Omega}, \quad n \in N. \quad (13)$$

Якщо гальмування триває час ( $t_2$ ) більше ніж  $t^*$ , тоді принаймні 1 раз виникає  $F_{\max}$ . Для будь-якого  $t_2 > t^*$  значення  $F_{\max}$  при гальмуванні виникає  $\left[ \frac{t_2}{t_0^*} \right]$  разів, де:  $t_0^* = \frac{\pi}{\Omega}$ , а квадратні

дужки означають ціле число від виразу, який стоїть в цих дужках.

Розглянемо умови та режим руху кранової системи, за якої величина  $F \rightarrow \min$ . Для їх визначення встановимо закони руху системи, коли виконується наступний критерій (якості) руху:

$$\left\{ \frac{1}{t_2} \cdot \int_0^{t_2} \{F(t)\}^2 dt \right\}^{1/2} \rightarrow \min. \quad (14)$$

Оскільки  $F(t)$  визначається з (3) як:

$$F(t) = C \cdot \xi(t), \quad (15)$$

реалізація критерію (14) зводиться до наступного рівняння (умова Ейлера-Пуассона):

$$\xi^{(IV)} = 0. \quad (16)$$

Це рівняння можна отримати, знаходячи  $\xi$  з (6), а потім, підставляючи у (14) вираз (15), де таким чином проведена заміна  $\xi$ .

Розв'язок (16) шукаємо у наступному виді:

$$\xi(t) = a_0 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot t^2 + a_3 \cdot t^3. \quad (17)$$

Для знаходження невизначених коефіцієнтів  $a_i$ , де  $i=0,1,2,3$ , використаємо наступні початкові та кінцеві умови руху системи:

$$\xi|_{t=0} = 0; \quad \dot{\xi}|_{t=0} = 0, \quad \ddot{\xi}|_{t=0} = \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2}; \quad \dot{\xi}|_{t=t_2} = 0. \quad (18)$$

Тоді, виходячи з (18), маємо:

$$a_0 = a_1 = 0; \quad a_2 = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right); \quad a_3 = -\frac{1}{3t_2} \cdot \left( \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right). \quad (19)$$

Отже закон руху системи  $\xi(t)$ , за якого виконується критерій якості руху (14), має вид:

$$\xi(t) = \left( \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right) \cdot \left\{ \frac{1}{2} t^2 - \frac{t^3}{3t_2} \right\}. \quad (20)$$

Для сили  $F$  маємо відповідне співвідношення:

$$F(t) = C \cdot \left( \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right) \cdot \left\{ \frac{1}{2} t^2 - \frac{t^3}{3t_2} \right\}, \quad t \in [0, t_2]. \quad (21)$$

Зазначимо, що максимального значення вираз  $F(t)$  (21) набуває при  $t=t_2$ :

$$F(t)|_{t=t_2} = C \cdot \left( \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right) \cdot \left( \frac{1}{6} \cdot t_2^2 \right). \quad (22)$$

Розглянемо, як співвідносяться вирази  $F(t)|_{t=t_2}$  для руху системи (10) й (20) легко встановити наступне:

$$\eta = \frac{\left\{ F(t)|_{t=t_2} \right\} \text{ за формулою (10)}}{\left\{ F(t)|_{t=t_2} \right\} \text{ за формулою (20)}} = \frac{(1 - \cos \Omega \cdot t_2)}{\frac{1}{6} \cdot \Omega^2 \cdot t_2^2}. \quad (23)$$

Провівши елементарні перетворення матимемо:

$$\eta = \frac{6 \cdot 2 \cdot \sin^2 \left( \frac{\Omega t_2}{2} \right)}{\Omega^2 \cdot t_2^2} = \frac{3 \cdot \sin^2 \left( \frac{\Omega t_2}{2} \right)}{\frac{1}{4} \cdot \Omega^2 \cdot t_2^2}. \quad (24)$$

При  $\Omega t_2 \rightarrow 0$ , або  $\Omega t_2 \ll 1$ , маємо:

$$\eta = 3. \quad (25)$$

При  $\frac{\Omega t_2}{2} = \frac{\pi}{2} \cdot (2_{n-1})$ ,  $n \in N$ , коли  $F(t) \rightarrow \max$  за формулою (10), маємо:

$$\eta = \frac{3}{\left( \frac{1}{4} \right) \cdot [\pi \cdot (2_{n-1})]^2} = \frac{12}{\pi^2 \cdot (2_{n-1})^2}. \quad (26)$$

Якщо за час гальмування ( $t_2$ )  $F$  досягає максимального значення лише один раз ( $n=1$ ), з (26) маємо:

$$t_2 = \frac{\pi}{\Omega}, \quad \eta = \frac{12}{\pi^2} \approx 1,216 > 1. \quad (27)$$

Результати (25) та (27) свідчать про те, що максимальні значення  $F(t)$  при реалізації закону руху кранової системи (10) більші, ніж при реалізації закону руху її (20). Крім того,  $F(t)$  за законом (21) змінюється плавно від 0 до свого максимального значення (22), у той час як за законом руху (10) й залежністю  $F(t)$  (11) виникають інтенсивні коливання амплітуди цієї сили, що відбуваються у діапазоні:  $\left[0; \frac{(P_t \cdot m_2 - W \cdot m_1)}{(m_1 + m_2)} \cdot 2\right]$ , якщо  $t_e \geq \frac{\pi}{\Omega}$ .

Визначимо далі закони руху мас  $m_1$  та  $m_2$ , за яких  $F(t)$  описується співвідношенням (21).

Враховуючи рівняння (1), (2), а також розв'язок (20) маємо для визначення законів руху мас  $m_1$  та  $m_2$  наступні диференціальні рівняння:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 - \frac{C}{m_1} \cdot (x_2 - x_1) = -\frac{P_t}{m_1} \Leftrightarrow \ddot{x}_1 = \frac{C}{m_1} \cdot \xi(t) - \frac{P_t}{m_1}. \end{cases} \quad (28)$$

$$\begin{cases} \ddot{x}_2 + \frac{C}{m_2} \cdot (x_2 - x_1) = -\frac{W}{m_2} \Leftrightarrow \ddot{x}_2 = -\frac{C}{m_2} \cdot \xi(t) - \frac{W}{m_2}. \end{cases} \quad (29)$$

Двічі проінтегруємо по часу  $t$  рівняння (28) та (29). При інтегруванні використаємо наступні початкові умови:

$$x_1|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}_1|_{t=0} = V, \quad x_2|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}_2|_{t=0} = 0, \quad (30)$$

де:  $V$  - початкова швидкість руху кранової системи, коли у момент  $t=0$  почався процес її гальмування.

Інтегрування по  $t$  рівнянь (28) та (29) за початкових умов (30) дає наступні результати:

$$x_1(t) = \frac{C}{m_1} \cdot \left( \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right) \cdot \left\{ \frac{t^4}{24} - \frac{t^5}{60t_e} \right\} - \frac{P_t}{m_1} \cdot \frac{t^2}{2} + V \cdot t. \quad (31)$$

Для визначення часу гальмування  $t_{e1}$  маємо наступне рівняння:

$$\frac{C}{m_1} \cdot \left( \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right) \cdot \frac{t_{e1}^3}{12} - \frac{P_t}{m_1} \cdot t_{e1} + V = 0. \quad (32)$$

Гальмівний шлях ( $S_{e1}$ ), який до повної зупинки проходить маса  $m_1$  визначається, при відомому  $t_{e1}$  зі співвідношення:

$$x_1(t)|_{t=t_{e1}} = S'_{e1} = \frac{C}{m_1} \cdot \left( \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right) \cdot \left\{ \frac{t_{e1}^4}{24} - \frac{t_{e1}^5}{60} \right\} - \frac{P_t}{m_1} \cdot \frac{t_{e1}^2}{2} + V \cdot t_{e1} = \frac{C}{m_1} \cdot \left( \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right) \cdot \frac{t_{e1}^4}{40} - \frac{P_t \cdot t_{e1}^2}{2m_1} + V \cdot t_{e1}. \quad (33)$$

$$x_2(t) = -\frac{C}{m_2} \cdot \left( \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right) \cdot \left\{ \frac{t^4}{24} - \frac{t^5}{60t_e} \right\} - \frac{W}{m_2} \cdot \frac{t^2}{2} + V \cdot t. \quad (34)$$

Для визначення часу гальмування  $t_{e2}$  маємо наступне рівняння:

$$-\frac{C}{m_2} \cdot \left( \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right) \cdot \frac{t_{e2}^3}{12} - \frac{W}{m_2} \cdot t_{e2} + V = 0. \quad (35)$$

Гальмівний шлях ( $S_{e2}$ ), який до повної зупинки проходить маса  $m_2$  визначається, при відомому  $t_{e2}$ , зі співвідношення:

$$x_2(t)|_{t=t_{e2}} = S_{e2} = -\frac{C}{m_2} \cdot \left( \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right) \cdot \frac{t_{e2}^4}{40} - \frac{W \cdot t_{e2}^2}{2m_2} + V \cdot t_{e2}. \quad (36)$$

У результаті, після загальної зупинки кранової системи у пружному механізмі пересування крану з'явиться сила, яка буде визначатись зі співвідношення:

$$F^* = C \cdot (S_{e2} - S'_{e1}). \quad (37)$$

### Висновки.

Для зниження динамічних навантажень при гальмуванні механізму пересування крану отримані аналітичні вирази, що приймають мінімальні значення, а також визначені закони руху системи за яких це можливо. Керування, при якому знижуються динамічні навантаження у процесах гальмування механізму пересування мостового крану зводяться до наступного: А) необхідно вдосконалити контроль над силою гальмування крана, що дозволить зменшити вплив перевантажень під час зупинки. Б) Зменшення маси візка та інших елементів крана (використання металоконструкцій ферменого типу, які замінять більш масивні суцільностінні конструкції; впровадження гнутих профілів для виготовлення металевих деталей вантажопідйомної техніки, а також використання інших видів матеріалів, полімерних або легких сплавів, які дозволяють знизити загальну масу конструкцій без втрати міцності).

Також необхідно мінімізувати в механізмі приводу, момент інерції рушійного елемента (ротора двигуна). Для цього можна використовувати кілька електродвигунів меншої потужності, загальна потужність яких буде рівноцінна одному потужному двигуну. Це призведе до зменшення моменту інерції ротора і позитивно вплине на зменшення інерційних навантажень. Також застосування інших типів двигунів за конструктивними особливостями, наприклад з полегшеними роторами. Крім того, використання муфт зі змінною жорсткістю також сприятиме зниженню динамічних навантажень, оскільки вони дозволять регулювати механічну жорсткість приводу в залежності від умов експлуатації.

У подальших дослідженнях динамічних навантажень, які виникають при гальмуванні механізму пересування мостового крану, слід у розрахунковій схемі врахувати наступне: 1) вплив маятникових коливань вантажу при гальмуванні; 2) наявність демпфування у приводі та металоконструкції крану; 3) наявність зазорів у приводі а також пробуксовування коліс крану.

### Список літератури:

1. Слепужніков Є.Д., Фідровська Н.М., Варченко І.С. Механізми пересування мостових кранів. Монографія. Харків: НУЦЗУ, 2019. 124 с.
2. Слепужніков Є.Д. Визначення динамічних навантажень при пересуванні вантажного візка мостового крана. *Машинобудування*. 2015. № 16. С. 34-37.
3. Приймаченко О., Чередніченко П., Човнюк Ю., Шудра Н. Динамічна оптимізація навантажень, що виникають при гальмуванні механізму пересування мостового крана: аналітичний підхід. *Техніка будівництва*. 2023. 1(38). С. 4–9. DOI: 10.32347/tb.2023.1-38.0101.
4. Неженцев О.Б. Зниження динамічних навантажень при гальмуванні мостового крана шляхом оптимізації механічної характеристики електроприводу. *Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування*. 2015. № 3(75). С. 151-158.
5. Чихладзе Е.Д., Берестянська С.Ю., Лисяков І.М. Динамічні розрахунки конструкцій. Підручник. Харків: УкрДУЗТ, 2015. 161 с.
6. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Голдун В.А., Крушельницький В.В. Динаміка та оптимальне керування рухом мостових кранів. Монографія. Київ: ЦП „КОМПРІНТ”, 2019. 460 с.
7. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Кадикало І.О. Оптимізація режиму повороту стрілового крана. Монографія. Київ: ЦП „КОМПРІНТ”, 2021. 272 с.
8. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Стехно О.В. Аналіз динаміки зміни вильоту вантажу баштового крана. *Machinery & Energetics*. 2018. № 282. С. 74-87.
9. Цибульський В.А., Рибалко І.В., Круковська А.В. Дослідження причин низької ефективності заходів по підвищенню довговічності ходових коліс мостових кранів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка*. 2019. Вип. 205. С. 19-29.
10. Ісьєміні І.І. До питання монтажу та експлуатації захисної системи мостових кранів з пневмогідролічними буферами. *Машинобудування*. 2016. № 17. С. 6-17.
11. Човнюк Ю., Чередніченко П., Остапущенко О., Кравченко І. Аналітичний підхід у аналізі та оптимізації динамічних навантажень кранів при їх пуску: розгойдування вантажу. *Просторовий розвиток*. 2023. 4. С. 120–133. DOI: 10.32347/2786-7269.2023.4.120-133.
12. Schlott P., Rauscher F., Sawodny O. Modelling the Structural Dynamics of a Tower Crane. *IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. 2016. P. 763-768.
13. Doçi I., Lajqi S. Rotational Motion of Tower Crane - Dynamic Analysis and Regulation Using Schematic Modeling. *International Scientific Journal "Mathematical Modeling"*. 2018. Vol. 2. Issue 1. P. 21-25.

14. Nalbandian A.H. Dynamic Analysis of the Tower Crane. Original Literary Work Declaration. Universiti Malaya. 2021. 125 p.
15. Jiang H., Li Y. Dynamic Reliability Analysis of Tower Crane with Wind Loading. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. 677. 052031. DOI: 10.1088/1757-899x/677/5/052031.

#### References (transliterated):

1. Slepuzhnikov Ye.D., Fidrovska N.M., Varchenko I.S. Mekhanizmy persuvannya mostovykh kraniv. Monohrafiia. Kharkiv: NUTsZU, 2019. 124 s.
2. Slepuzhnikov Ye.D. Vyznachennya dynamichnykh navantazhen pry persuvanni vantazhnogo vizka mostovoho krana. Mashynobuduvannya. 2015. No. 16. S. 34-37.
3. Prymachenko O., Cherednychenko P., Chovniuk Yu., Shudra N. Dynamychna optymizatsiya navantazhen, shcho vynykayut pry hal'muvanni mekhanizmu persuvannya mostovoho krana: analitychnyy pidkhid. Tekhnika budivnytstva. 2023. 1(38). S. 4–9. DOI: 10.32347/tb.2023.1-38.0101.
4. Nezhentsov O.B. Znyzhennya dynamichnykh navantazhen pry hal'muvanni mostovoho krana shlyakhom optymizatsiyi mekhanichnoyi kharakterystyky elektropryvodu. Vysnyk NTUU "KPI". Serii mashynobuduvannya. 2015. No. 3(75). S. 151-158.
5. Chykhlyadze E.D., Berestyanska S.Yu., Lysiakov I.M. Dynamični rozrahunky konstruktsiy. Pidruchnyk. Kharkiv: UkrDUZT, 2015. 161 s.
6. Loveykin V.S., Romasevych Yu.O., Holdun V.A., Krushelnytskyi V.V. Dynamyka ta optimalne keruvannya rukhom mostovykh kraniv. Monohrafiia. Kyiv: TsP "KOMPRINT", 2019. 460 s.
7. Loveykin V.S., Romasevych Yu.O., Kadykalo I.O. Optymizatsiya rezhymu povorotu strilovoho krana. Monohrafiia. Kyiv: TsP "KOMPRINT", 2021. 272 s.
8. Loveykin V.S., Romasevych Yu.O., Stekhno O.V. Analiz dynamiky zminy vylotu vantazhu bashtovoho krana. Machinery & Energetics. 2018. No. 282. S. 74-87.
9. Tsybul'skyi V.A., Rybalka I.V., Krukovska A.V. Doslidzhennya prychnyn nyzkoyi efektyvnosti zakhodiv po pidvyshchenniu dohovichnosti khodovykh kolis mostovykh kraniv. Vysnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnogo universytetu sil'skoho hospodarstva im. P. Vasylenka. 2019. Vyp. 205. S. 19-29.
10. Isyemini I.I. Do pytannya montazhu ta eksploatatsiyi zakhysnoyi systemy mostovykh kraniv z pnevmohydravlichnyimi bufery. Mashynobuduvannya. 2016. No. 17. S. 6-17.
11. Chovniuk Yu., Cherednychenko P., Ostapuschenko O., Kravchenko I. Analitychnyy pidkhid u analizi ta optymizatsiyi dynamichnykh navantazhen kraniv pry yikh pusku: rozhoiduvannya vantazhu. Prostorovy rozvytok. 2023. 4. S. 120–133. DOI: 10.32347/2786-7269.2023.4.120-133.
12. Schlott P., Rauscher F., Sawodny O. Modelling the Structural Dynamics of a Tower Crane. IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. 2016. P. 763-768.
13. Doçi I., Lajqi S. Rotational Motion of Tower Crane - Dynamic Analysis and Regulation Using Schematic Modeling. International Scientific Journal "Mathematical Modeling". 2018. Vol. 2. Issue 1. P. 21-25.
14. Nalbandian A.H. Dynamic Analysis of the Tower Crane. Original Literary Work Declaration. Universiti Malaya. 2021. 125 p.
15. Jiang H., Li Y. Dynamic Reliability Analysis of Tower Crane with Wind Loading. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. 677. 052031. DOI: 10.1088/1757-899x/677/5/052031.

Надійшла (received) 21.09.2024 р.

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Ловеїкін Вячеслав Сергійович (Loveykin Viacheslav)** – доктор технічних наук, професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, завідувач кафедри конструювання машин і обладнання; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4259-3900>; e-mail: [lovvs@ukr.net](mailto:lovvs@ukr.net).

**Човнюк Юрій Васильович (Chovnyuk Yuriy)** – кандидат технічних наук, Київський національний університет будівництва і архітектури, доцент кафедри міського будівництва; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0608-0203>; e-mail: [ychovnyuk@ukr.net](mailto:ychovnyuk@ukr.net).

**Кадикало Іван Олександрович (Kadykalo Ivan)** – кандидат технічних наук, Національний університет біоресурсів і природокористування України, асистент кафедри конструювання машин і обладнання; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5686-5869>; e-mail: [kadykaloivan@nubip.edu.ua](mailto:kadykaloivan@nubip.edu.ua).

**Крушельницький Віктор Васильович (Krushelnytskyi Viktor)** – кандидат технічних наук, Національний університет біоресурсів і природокористування України, старший викладач кафедри конструювання машин і обладнання; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4761-4619>; e-mail: [krushelnytskyiviktor@nubip.edu.ua](mailto:krushelnytskyiviktor@nubip.edu.ua).