

Галузеве машинобудування

УДК 621.4

DOI <https://doi.org/10.32347/tb.2023.1-38.0201>

Олексій Приймаченко,

кандидат технічних наук,
доцент кафедри Міського Будівництва,
Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури,
просп. Повітрофлотський 31, м. Київ, 03037, Україна
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5125-8472>
E-mail: prymachenko.ov@knuba.edu.ua

Петро Чередніченко,

доцент кафедри Міського Будівництва,
Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури,
просп. Повітрофлотський 31, м. Київ, 03037, Україна
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7161-661X>
E-mail: petro_che@ukr.net

Юрій Човнюк,

кандидат технічних наук,
доцент кафедри Міського Будівництва,
Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури,
просп. Повітрофлотський 31, м. Київ, 03037, Україна
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0608-0203>
E-mail: ychovnyuk@ukr.net

Наталія Шудра,

ст. викладач кафедри Інженерної Геодезії,
Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури,
просп. Повітрофлотський 31, м. Київ, 03037, Україна
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5416-7680>
E-mail: shudra_n@ukr.net

ДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ВИНИКАЮЧИХ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА: АНАЛІТИЧНИЙ ПІДХІД

АНОТАЦІЯ. У роботі запропонована модель для визначення динамічних навантажень, які виникають при гальмуванні механізму пересування мостового крана. Методами математичної фізики, класичного варіаційного числення при застосуванні апарату розв'язку звичайних лінійних диференціальних рівнянь визначені аналітично закони руху механізму пересування вказаного крана, за яких динамічні навантаження у механізмі мінімізуються. Цей результат дає можливість здійснити конструктивні заходи для зниження рівня динамічної навантаженості крана.

Задля зниження динамічних навантажень при гальмуванні механізму пересування мостового крана запропоновані додаткові заходи, а саме: 1) регулювання сили гальмування крана; 2) зменшення маси візка й крана шляхом: а) застосування металокопункцій у вигляді ферм замість суцільних стінних; б) використання гнутих профілів для виготовлення металокопункцій; в) застосування легких сплавів; 3) зменшувати момент інерції ротора електродвигуна привода механізму пересування мостового крана шляхом: а) застосування кількох двигунів із сумарною потужністю, яка дорівнює потужності одного приводного двигуна, що знижує момент інерції ротора; б) використання двигунів з полегшеними роторами; 4) використовувати муфти зі змінною жорсткістю.

Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку систем гальмування механізмів пересування мостових кранів задля мінімізації динамічних навантажень у цих механізмах як на стадіях їх проектування, так і у режимах реальної експлуатації.

Ключові слова: динамічна оптимізація, мінімізація навантажень, механізми пересування, гальмування, мостові крани, рухомі маси, пружна ланка.

DYNAMIC OPTIMIZATION OF LOADS, OCCURRING DURING THE BRAKING OF AN OVERHEAD CRANE TRAVEL GEAR: AN ANALYTICAL APPROACH

ABSTRACT. The paper proposes a model for determining the dynamic loads arising during the braking of an overhead crane travel mechanism. By the methods of mathematical physics, classical variational calculus at application of the apparatus of the decision of the usual linear differential equations the laws of movement of the mechanism of movement of the specified crane at which dynamic loadings in the mechanism are minimized are analytically defined. This result gives an opportunity to carry out constructive measures for decrease in level of dynamic loading of the crane.

In order to reduce the dynamic loads during the braking of the bridge crane movement mechanism, additional measures have been proposed, namely: 1) regulation of crane braking force; 2) reduction of bogie and crane weight by: a) application of steel structures in the form of trusses instead of solid wall ones; b) use of bent profiles for manufacturing of steel structures; c) application of lighter alloys; 3) reduction of the moment of inertia of the electric motor rotor of the crane travel mechanism by: a) using several motors with total power equal to the power of one drive motor, which reduces the moment of inertia of the rotor; b) using motors with lightweight rotors; 4) using couplings with variable stiffness.

The results obtained in the work can be further used to refine and improve the existing engineering methods for calculating the braking systems of overhead crane travel mechanisms to minimize the dynamic loads in these mechanisms both at the stages of their design and in the modes of real operation.

Keywords: dynamic optimization, load minimization, movement mechanisms, braking, overhead cranes, moving masses, elastic link.

1. Постановка проблеми. Механізми пересування вантажопідйомних кранів (зокрема, мостових кранів) у періоди неусталеного руху (пуск чи зупинка) знаходяться під впливом динамічних навантажень. Ці навантаження виникають у зв'язку із наявністю у механізмах значних рухомих мас й досягають у порівнянні зі статичним навантаженнями великих значень.

У механізмах пересування найбільші маси мають: ротор двигуна, моторні та гальмівні муфти, елементи крана, які рухаються поступально й обертаються (візок чи кран, ходові колеса).

Встановлено [1], що біля 80% відмов вантажопідйомних машин у основному пов'язані з динамічними навантаженнями, які призводять до руйнування внаслідок втоми несучих металоконструкцій кранів і деталей механізмів, підвищеного зносу поверхонь тертя окремих деталей, появи неприпустимих залишкових деформацій і т. п. Тому визначення й урахування при проектуванні (мостових) кранів динамічних навантажень дозволяють підвищити надійність роботи кранів мостового типу.

Динамічні розрахунки необхідні задля визначення параметрів, які впливають на величину динамічних навантажень, й для розробки механізмів й крана в цілому з такими параметрами, котрі знижували б ці навантаження, збільшуючи при цьому довговічність металоконструкції та механізмів (мостового) крана.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Визначенню динамічних навантажень, виникаючих при гальмуванні механізму пересування кранів мостового типу присвячено багато робіт. Це, у першу чергу роботи М.С. Комарова [2], В.Ф. Гайдамаки [3], Н.А. Лобова [4], Л.Я. Будікова [5], С.І. Шевченка [6,7], В.С. Ловейкіна та А.П. Нестерова [8], В.Ф. Семенюка та ін. [9]. У цих роботах використовуються багатомасові розрахункові схеми і, відповідно, системи диференціальних рівнянь, які описують рух мас моста, мас частин привода, що обертаються, маси візка, маси вантажу. Загальний розв'язок такої системи диференціальних рівнянь можливий лише при використанні чисельних методів розв'язку, що значно ускладнює

проведення аналізу впливу окремих параметрів крана на величину динамічних навантажень. Це ускладнює розробку конструктивних і технологічних заходів щодо зниження рівня динамічних навантажень крана та збільшення строку експлуатації його основних елементів: металоконструкції, ходових коліс, гальмівних пристроїв, підкранових рейок.

3. Мета роботи. Обґрунтувати модель руху механізму пересування мостового крана, котра враховує виникаючі при гальмуванні цього механізму динамічні навантаження і встановлення такого закону його руху, за якого вказані навантаження мінімізуються.

4. Матеріали та методи. Аналіз, виконаний у роботі [2], узагальнений у [9], показує, що у механізмі пересування мостових кранів найбільшими масами є: ротор двигуна та переміщені частини крана. Передачі механізму: зубчасті колеса, вали, мають відносно малі маси. Тому розрахункову схему механізму пересування можна подати у вигляді двох мас, які з'єднані між собою пружною ланкою. Пружна ланка представляє собою механічні передачі від двигуна до елемента, який безпосередньо переміщує кран, тобто вали (головним чином), зубчасті колеса, муфти.

У даній розрахунковій схемі не враховується наступне:

- 1) вплив розгойдування вантажу при гальмуванні;
- 2) наявність демпфування у приводі й металоконструкції крана;
- 3) наявність зазорів у приводі.

Прийнято, що сила опору пересуванню постійна, а пробуксовування коліс відсутнє.

Рух мас цієї моделі системи пересування крана описується наступною системою диференціальних рівнянь [9] (1) та (2):

$$m_1 \times \ddot{x}_1 - c \times (x_2 - x_1) = -P_t; \quad (1)$$

$$m_2 \times \ddot{x}_2 + c \times (x_2 - x_1) = -W, \quad (2)$$

де: m_1 – приведена маса частин двигуна, які обертаються (тобто це – ротор, моторні та гальмівні муфти); m_2 – приведена маса рухомих елементів крана (рухаються поступально) та тих елементів, котрі обертаються (візок, кран, ходові колеса); x_1 – координата маси m_1 ; x_2 – координата маси m_2 ; c – приведена жорсткість елементів передачі (головним чином валів) механізму пересування мостового крана; P_t – сила гальмування; W – статичний опір пересуванню візка чи крана.

Сила, яку сприймає пружна ланка механізму пересування, буде дорівнювати:

$$F = c \times (x_2 - x_1). \quad (3)$$

Для визначення величини $S = (x_2 - x_1)$ використаємо методику М.С. Комарова [2] і перетворимо систему диференціальних рівнянь (1) та (2) у одне диференціальне рівняння [9]. Для цього помножимо рівняння (1) на m_2 , а рівняння (2) на m_1 , а потім віднімемо від другого рівняння перше. Після перетворень маємо:

$$(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) + c \times \frac{(m_1 + m_2)}{m_1 \times m_2} \times (x_2 - x_1) = \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2}. \quad (4)$$

Або:

$$\ddot{s} + p^2 \times s = \frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2}, \quad p^2 = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1 \times m_2} \times c. \quad (5)$$

Розв'язок (5) шукаємо у наступному виді:

$$s(t) = A \times \cos pt + B \times \sin pt + D, \quad D = \frac{P_t \times m_2 - W \times m_1}{c \times (m_1 + m_2)}. \quad (6)$$

Початкові умови при $t=0$ приймемо наступні:

$$s|_{t=0} = 0; \quad \dot{s}|_{t=0} = 0. \quad (7)$$

Підставляючи початкові умови у рівняння (6), знайдемо:

$$A = -\frac{P_t \times m_2 - W \times m_1}{c \times (m_1 + m_2)}, \quad B = 0. \quad (8)$$

Після підстановки значень A та B у рівняння (6), маємо:

$$s(t) = \frac{(P_t \times m_2 - W \times m_1)}{c \times (m_1 + m_2)} \times (1 - \cos pt) = \frac{(P_t \times m_2 - W \times m_1)}{c \times (m_1 + m_2)} \times 2 \times \sin^2 \left(\frac{p \times t}{2} \right). \quad (9)$$

Отже, вираз (9) дозволяє аналітично визначити динамічні навантаження, що виникають при гальмуванні механізму пересування мостового крана, й розробити конструктивні заходи щодо зниження рівня динамічної завантаженості крана.

З (9) випливає, що сила, яку сприймає пружна ланка механізму пересування, із урахуванням (9) буде дорівнювати:

$$F = c \times s = \frac{(P_t \times m_2 - W \times m_1)}{(m_1 + m_2)} \times 2 \times \sin^2 \left(\frac{p \times t}{2} \right). \quad (10)$$

Видно, що сила F має коливний характер і приймає своє максимальне значення F_{\max} :

$$F_{\max} = \frac{2 \times (P_t \times m_2 - W \times m_1)}{(m_1 + m_2)}. \quad (11)$$

у моменти часу t_n :

$$t_n = \left\{ (-1)^n \times \pi + 2 \times n \times \pi \right\} \times \frac{1}{p}, \quad n \in \mathbb{N}. \quad (12)$$

Крім того, у моменти часу t_j :

$$t_j = \frac{2 \times j \times \pi}{p}, \quad j \in \mathbb{N}, \quad (13)$$

F приймає мінімальне (нульове) значення, тобто:

$$F(t_j) = F_{\min} = 0. \quad (14)$$

Таким чином:

$$\begin{cases} F_{\max} = F(t_n) = \frac{2 \times (P_t \times m_2 - W \times m_1)}{(m_1 + m_2)}; \\ F_{\min} = F(t_j) = 0. \end{cases} \quad (15)$$

Такий режим руху механізму пересування мостового крана є ризикованим і може призводити до аварійних ситуацій, пов'язаних з надлишковим перенапруженням пружної ланки механізму.

Встановимо закон руху $s(t)$, за якою F приймає мінімальні значення на часовому проміжку, де механізм пересування крана гальмує. Нехай тривалість процесу гальмування складає τ_r . З'ясуємо умови, за яких реалізується рух пересувного механізму мостового крана з критерієм якості наступного виду:

$$I = \sqrt{\frac{1}{\tau_r} \times \int_0^{\tau_r} (F)^2 dt} = \sqrt{\frac{1}{\tau_r} \times \int_0^{\tau_r} [c \times s(t)]^2 dt} \Rightarrow \min. \quad (16)$$

Враховуючи рівняння (5) критерій якості руху пересувного механізму крана мостового типу можна подати у вигляді:

$$I = \sqrt{\frac{1}{\tau_r} \times \int_0^{\tau_r} \left\{ \left(\frac{P_t}{m_1} - \frac{W}{m_2} \right) \cdot \ddot{s} \right\}^2 \times \frac{c^2}{p^4} dt} \Rightarrow \min. \quad (17)$$

Нехай $P_t = \text{const}$, $W = \text{const}$, тоді необхідною умовою реалізації критерію (17) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$s^{(IV)} = 0. \quad (18)$$

Розв'язок рівняння (18) шукаємо у вигляді сплайна по t третього порядку:

$$s(t) = a_0 + a_1 \times t + a_2 \times t^2 + a_3 \times t^3. \quad (19)$$

Для визначення констант (a_0, a_1, a_2, a_3) використаємо наступні термінальні умови:

$$s|_{t=0}=0; \dot{s}|_{t=0}=0; \ddot{s}|_{t=0}=\frac{P_t}{m_1}-\frac{W}{m_2}; \dot{s}|_{t=\tau_r}=0. \quad (20)$$

Тоді, враховуючи (19) і (20), матимемо:

$$a_0=0; a_1=0; a_2=\frac{1}{2}\times\left\{\frac{P_t}{m_1}-\frac{W}{m_2}\right\}; a_3=\left(-\frac{2}{3}\right)\times\frac{a_2}{\tau_r}=\left(-\frac{1}{3\times\tau_r}\right)\times\left(\frac{P_t}{m_1}-\frac{W}{m_2}\right). \quad (21)$$

Отже, закон руху механізму пересування крана $S(t)$, за якого реалізується критерій якості (16), (17) руху, має наступний вид:

$$s(t)=\frac{1}{2}\times\left\{\frac{P_t}{m_1}-\frac{W}{m_2}\right\}\times t^2-\frac{1}{3\times\tau_r}\times\left(\frac{P_t}{m_1}-\frac{W}{m_2}\right)\times t^3. \quad (22)$$

Відповідно до (22) $F(t)$ приймає вигляд:

$$F(t)=c\times s(t)=\frac{c}{2}\times\left\{\frac{P_t}{m_1}-\frac{W}{m_2}\right\}\times t^2-\frac{c}{3\times\tau_r}\times\left(\frac{P_t}{m_1}-\frac{W}{m_2}\right)\times t^3. \quad (23)$$

На відміну від $F(t)$ (10) $F(t)$ (23) носить «плавний» характер залежності від часу (t). Свого максимального значення $F(t)$ (23) набуває при $t=\tau_r$. Ця величина складає:

$$F(t)|_{t=\tau_r}=F_{\max}=\frac{1}{6}\times c\times\tau_r^2\times\left(\frac{P_t}{m_1}-\frac{W}{m_2}\right)=\frac{1}{6}\times c\times\left(\frac{P_t\times m_2-W\times m_1}{m_1\times m_2}\right)\times\tau_r^2. \quad (24)$$

Якщо скласти співвідношення F_{\max} (10) до F_{\max} (24), то видно, що воно дорівнює:

$$N=\frac{F_{\max}(10)}{F_{\max}(24)}=\frac{12}{p^2\times\tau_r^2}. \quad (25)$$

Зменшуючи величину τ_r (за рахунок, наприклад, використання в управлінні процесом гальмування мехатронних систем), можна досягти реалізації нерівності:

$$\frac{12}{p^2\times\tau_r^2}>1. \quad (26)$$

Це означає, що максимальні навантаження на механізм пересування мостового крана зменшаться.

5. Висновки. 1. Обґрунтовані фізико-механічна та математична моделі, які адекватно описують процес гальмування механізму пересування мостового крана.

2. Встановлений закон руху механізму пересування крана мостового типу, за якого мінімізуються динамічні навантаження на пружну ланку цього механізму у процесі його гальмування до повної зупинки.

3. Задля зниження динамічних навантажень при гальмуванні механізму пересування крану необхідно також: 1) регулювати силу гальмування крана; 2) зменшити масу візка та крана шляхом: а) застосування металоконструкцій у вигляді ферм замість суцільних стінних; б) використання гнутих профілів для виготовлення металоконструкцій; в) застосування легких сплавів; 3) зменшувати момент інерції ротора електродвигуна привода механізму пересування шляхом: а) застосування кількох двигунів із сумарною потужністю, яка дорівнює потужності одного приводного двигуна, що знижує момент інерції ротора; б) використання двигунів з полегшеними роторами; 4) використовувати муфти зі змінною жорсткістю.

4. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку параметрів механізмів пересування кранів мостового типу з метою мінімізації діючих на них динамічних навантажень як на стадії проектування, так і у режимах їх реальної експлуатації.

Список використаних джерел:

1. М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов и др. Грузоподъёмные машины. – М.: Машиностроение, 1985. 400 с.
2. М.С.Комаров. Динамика грузоподъёмных машин. – М. – К.: Машгиз 1962. 267с.
3. В.Ф. Гайдамака. Грузоподъёмные машины. – Киев: Вища школа, 1989. 328 с.
4. Н.А. Лобов. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 232 с.
5. Л.Я. Будиков. Многопараметрический анализ динамики грузоподъёмных кранов мостового типа. – Луганск: Издательство СЛУ им. В. Даля, 2003. 201 с.
6. С.І. Шевченко. Зниження динамічних навантажень кранів мостового типу шляхом застосування гальмових обладнань із самопідсиленням. Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка», 2008. Вип. №4. – Дніпропетровськ: Видавництво ДІТ. С. 38-46.
7. В.Н. Старченко, С.І. Шевченко, Л.І. Кобзева, Я.В. Мушкаєв, О.Л. Ігнат'єв. Підвищення ефективності роботи мостового крана в процесі гальмування. Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, 2008. Вип. №5 (123). С. 112-117.
8. В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров. Динамічна оптимізація підйомних машин. – Харків: ХНАДУ, 2002. 291 с.
9. В.Ф. Семенюк, А.Н. Вудвуд. Аналитическое определение динамических нагрузок, возникающих при торможении механизма передвижения мостового крана. Підйомно-транспортна техніка, 2017. Вип. №2. С. 42-46.

References:

1. M.P. Aleksandrov, L.N. Kolobov, N.A. Lobov y dr. Hruzopodymnye mashyny. – M.: Mashynostroeniye, 1985. 400 s. {In Russian}.
2. M.S.Komarov. Dynamyka hruzopodymnykh mashyn. – M. – K.: Mashhyz 1962. 267s. {In Russian}.
3. V.F. Haidamaka. Hruzopodymnye mashyny. – Kyev: Vyshcha shkola, 1989. 328 s. {In Russian}.
4. N.A. Lobov. Dynamyka peredvyzheniya kranov po relsovomu puty. – M.: Yzdatelstvo MHTU ym. N.E. Baumana, 2003. 232 s. {In Russian}.
5. L.I. Budykov. Mnohoparametrycheskyi analiz dynamyky hruzopodymnykh kranov mostovoho typu. – Luhansk: Yzdatelstvo SNU im. V. Dalia, 2003. 201 s. {In Russian}.
6. S.I. Shevchenko. Znyzhennia dynamichnykh navantazhen kraniv mostovoho typu shliakhom zastosuvannia halmovykh obladnan iz samopidsylenniam. Naukovo-tekhnichnyi ta vyrobnychiy zhurnal «Pidiomno-transportna tekhnika», 2008. Vyp. №4. – Dnipropetrovsk: vydavnytstvo DIIT. S. 38-46. {In Ukrainian}.
7. V.N. Starchenko, S.I. Shevchenko, L.I. Kobzeva, Ya.V. Mushkaiev, O.L. Ihnatev. Pidvyshchennia efektyvnosti roboty mostovoho kрана v protsesi halmuvannia. Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu im. V. Dalia, 2008. Vyp. №5 (123). S. 112-117. {In Ukrainian}.
8. V.S. Loveikin, A.P. Nesterov. Dynamichna optymizatsiia pidiomnykh mashyn. – Kharkiv: KhNADU, 2002. 291 s. {In Ukrainian}.
9. V.F. Semeniuk, A.N. Vudvud. Analytycheskoe opredelenye dynamycheskykh nahruzok, voznykaiushchykh pry tormozhenyy mekhanyzma peredvyzheniya mostovoho kрана. Pidiomno-transportna tekhnika, 2017. Vyp. №2. S. 42-46. {In Russian}.