

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук
ORCID: 0000-0003-4259-3900

Ю. О. Ромасевич, доктор технічних наук
ORCID: 0000-0001-5069-5929

О. В. Стехно, аспірант* ORCID: 0000-0002-7285-6508
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. В статті наведено дослідження, які присвячені розрахункам динамічних навантажень в тяговому канаті механізму зміни вильоту вантажу баштового крана. Для дослідження динамічних навантажень розроблено динамічну модель руху окремих зведених мас системи. На основі динамічної моделі за допомогою принципу д'Аламбера складено багатоступінчасту математичну модель руху механізму зміни вильоту вантажу. Встановлено, що величина зусилля в тяговому канаті включає три складові: статичну, динамічну від маятникових коливань вантажу та динамічну від пружних коливань вантажного візка відносно канатного барабана.

В подальших дослідженнях запропоновано розглядати динамічні навантаження окремо один від одного. Це пов'язано з тим, що частоти відповідних маятникових коливань вантажу та вантажного візка відносно канатного барабана значно різняться між собою. Визначено максимальне зусилля в тяговому канаті від маятникових коливань вантажу та від коливань вантажного візка відносно канатного барабана. В результаті аналізу отриманих результатів визначено величину коефіцієнта дисипації канатно-демпферної системи, при якому коливання візка відносно канатного барабана є аперіодичними.

Визначення максимальних зусиль в тяговому канаті проведено на прикладі чотирьох баштових кранів марок: КБ-674, 200 EC-H 10 Liebherr, MTD 128 Potain, та 5 LC 5010 5t LINDEN COMANSA. Для встановлення адекватності отриманих аналітичних результатів проведено їх порівняння із даними чисельного інтегрування рівнянь руху механізму зміни вильоту вантажу баштового крана КБ-674.

***Науковий керівник – доктор технічних наук Ю. О. Ромасевич**

© В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, О. В. Стехно, 2018

Ключові слова: *баштовий кран, механізм зміни вильоту, вантаж, тяговий канат, парціальні частоти, коливання, динамічні навантаження, коефіцієнт дисипації*

Постановка проблеми. Під час виконання навантажувально-розвантажувальних операцій на будівництві значне поширення отримали баштові крани. Для переміщення вантажу вздовж балочної стріли крана використовується механізм зміни вильоту вантажу. Одним із головних недоліків в роботі цього механізму є небажані динамічні навантаження в його компонентах, одним з яких є тяговий канат приводу вантажного візка.

Виникнення динамічних навантажень здебільшого пов'язане з високочастотними коливаннями вантажного візка відносно канатного барабана, а також від маятникових коливань закріпленого на гнучкому підвісі вантажу. Значне максимальне зусилля натягу тягового канату може призвести до його пошкодження та передчасного руйнування, що спричиняє виникнення аварійних ситуацій та зупинки роботи баштового крана.

Аналіз останніх досліджень. Теоретичні дослідження динамічних навантажень у вантажопідіймальних кранах та їх механізмах досліджені в багатьох роботах. В основному для дослідження використовувалися досить прості динамічні та математичні моделі [1, 2].

У роботі [3] проведено динамічний аналіз механізму підйому баштового крана та розроблені його моделі в робочому та пошкодженному станах. Стан пошкодження баштового крана змодельовано за допомогою методу кінцевих елементів. Однак, при побудові динамічних моделей системи не врахована дисипація в компонентах досліджуваного механізму.

У статті [4] представлена модель пружної стрілової системи для керування механізмом повороту баштового крана. Складено спрощені динамічні моделі прогину стрілової системи та відхилення башти від вертикалі. У аналізованій роботі використані динамічні моделі в яких не враховані дисипативні сили, які впливають на величину прогину стріли та відхилення башти.

Деякі дослідники пропонують зменшувати динамічні навантаження у механізмах вантажопідіймальних машин за рахунок демпферів. Так у роботі [5] наведено динамічний аналіз впливу різноманітних керованих та некерованих демпферів коливань на зменшення динамічних навантажень в механізмі підйому вантажу. В цій роботі запропоновано встановлення гасників коливань на гнучкий підвіс вантажу.

У роботі [6] наведено динамічні розрахунки механізму підйому та зміни вильоту вантажу баштового крана з використанням природної та штучної механічних характеристик. У розрахунках врахована жорсткість тягового каната, але не було враховано його дисипативних характеристик. Проведений динамічний аналіз показав суттєву навантаженість досліджуваного механізму, особливо на штучній механічній характеристиці приводу.

У праці [7] наведено динамічний аналіз механізму зміни вильоту вантажу баштового крана. Теоретичні дослідження проведено із використанням моделі вдосконаленої конструкції механізму приводу вантажного візка, яка за рахунок пружно-дисипативних елементів, розміщених на канатному барабані, дозволила зменшити динамічні навантаження в канаті.

Як видно із аналізу існуючих робіт, питанням дослідження динамічних навантажень у компонентах вантажопідіймальних машин, зокрема баштових кранів, займалося багато дослідників. Однак, динамічним розрахункам складових механізму зміни вильоту вантажу баштового крана приділено недостатньо уваги.

Мета досліджень – зменшення динамічних навантажень в компонентах механізму зміни вильоту вантажу баштового крана. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання: 1) розробити динамічну модель механізму зміни вильоту вантажу баштового крана та на основі неї побудувати багатоетапну математичну модель руху системи; 2) визначити максимальні зусилля в тяговому канаті від маятникових коливань вантажу закріпленого на гнучкому підвісі та від коливань вантажного візка відносно канатного барабана; 3) визначити значення коефіцієнта дисипації канатно-демпферної системи при якому відбувається зменшення небажаних динамічних навантажень в канаті.

Результати досліджень. Визначення величини максимального зусилля у тяговому канаті базується на детальному аналізі математичної моделі руху механізму зміни вильоту вантажу.

Для досліджуваного механізму зміни вильоту вантажу баштового крана у роботах [6, 7] розроблено динамічну модель, яка зображена на рис. 1. Вона буде використана у подальших дослідженнях.

На рис. 1 використані наступні позначення: 1 – канатний барабан приводу механізму зміни вильоту вантажу; 2 – вантажний візок; 3 – демпфер коливань візка відносно канатного барабана; 4 – вантаж, що закріплений на гнучкому підвісі; 5 – канатний блок; L – довжина гнучкого підвісу закріпленого вантажу; J_1 – зведений до канатного барабана момент інерції приводу; m_1 , m_2 – зведені маси вантажного візка та вантажу відповідно; c_k , c_d – зведені коефіцієнти

жорсткості каната приводу візка та демпфера відповідно; b_k , b_d – зведені коефіцієнти демпфування каната приводу візка та демпфера відповідно; M_1 – рушійний момент механізму; M_0 – зведений момент опору канатного барабана; R_1 – радіус канатного барабана; W – зведена сила статичного опору переміщення вантажного візка, яка є постійною величиною; g – прискорення вільного падіння; φ_1 – узагальнена кутова координата повороту канатного барабана механізму зміни вильоту вантажу; x_1 , x_2 – узагальнені лінійні координати центрів мас вантажного візка та вантажу відповідно.

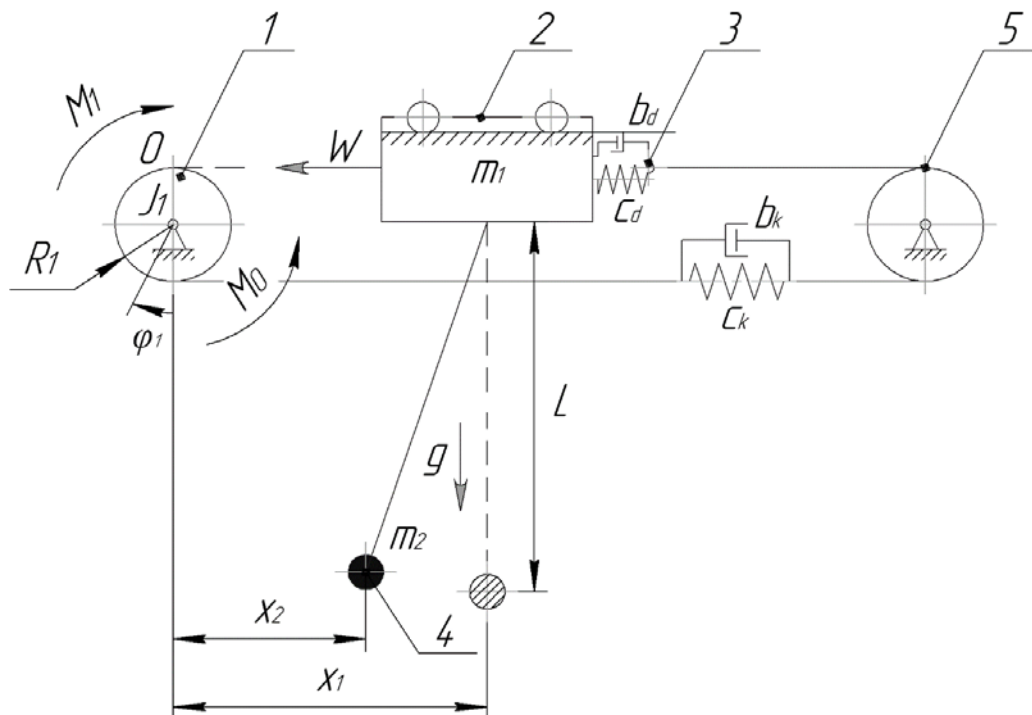


Рис. 1. Динамічна модель механізму зміни вильоту вантажу баштового крана.

При побудові динамічної моделі (рис. 1) прийняті наступні припущення [7]: 1) вантаж здійснює маятникові коливання на гнучкому підвісі; 2) рух всіх елементів механізму зміни вильоту вантажу відбувається у вертикальній площині (розглядається плоска задача); 3) зведені коефіцієнти жорсткості тягового каната c_k та демпфера c_d , а також зведені коефіцієнти дисипації b_k і b_d приймаються незмінними під час перехідних режимів руху досліджуваного механізму; 4) вітрові навантаження зведені до сили статичного опору переміщення вантажного візка W ; 5) зведений момент опору канатного барабана є постійною величиною 6) компоненти механізму зміни вильоту вантажу вважаються абсолютно жорсткими тілами, окрім тягового канату та демпферів вантажного візка, що мають пружно-дисипативні властивості.

Після розробки динамічної моделі механізму зміни вильоту вантажу, виконаємо його математичне моделювання. При цьому доцільно рух механізму зміни вильоту вантажу розділити на декілька етапів. Під час переходу від одного етапу до іншого структура математичної моделі змінюється. Це пов'язано з тим, що різні елементи механізму зміни вильоту вантажу починають свій рух у різні моменти часу.

На першому етапі роботи механізму зміни вильоту вантажу відбувається вибір слабину тягового канату. При цьому рухається лише привод механізму. Його рух описується наступним диференціальним рівнянням другого порядку:

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_1 - M_o. \quad (1)$$

Крапка над символом означає диференціювання за часом. Початкові умови руху приводу на першому етапі є нульовими:

$$\varphi_1(0) = -\Delta\varphi; \quad \dot{\varphi}_1(0) = 0, \quad (2)$$

де: $\Delta\varphi$ – величина кута повороту канатного барабана, яка відповідає слабині тягового канату.

Перший етап закінчується в момент часу t_1 коли слабина тягового канату дорівнює нулю. При цьому привод встигає розігнатися до швидкості ω , яка приблизно відповідає швидкості ідеального холостого ходу двигуна.

На другому етапі руху системи виконується натяг каната до величини статичного опору W переміщення вантажного візка. Диференціальне рівняння руху механізму зміни вильоту вантажу під час другого етапу має наступний вигляд:

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_1 - M_o - \tilde{c} \cdot \varphi_1 \cdot R_1^2 - \tilde{b} \cdot \dot{\varphi}_1 \cdot R_1^2, \quad (3)$$

де: $\tilde{c}$ і $\tilde{b}$ – еквівалентні значення коефіцієнтів жорсткості та дисипації, які відповідають послідовному з'єднанню c_k і c_d та b_k і b_d відповідно.

Початковими умовами руху для другого етапу є кінцеві умови першого:

$$\varphi_1(t_1) = 0; \quad \dot{\varphi}_1(t_1) = \omega. \quad (4)$$

де: t_1 – тривалість першого етапу руху механізму зміни вильоту вантажу.

У подальших розрахунках приймемо припущення: $\dot{\varphi}_1 = \omega = const$. Справедливість цього припущення буде досліджено у подальшому викладі матеріалу. Із врахуванням цього отримаємо вираз для визначення моменту закінчення другого етапу:

$$t_2 = \frac{W - \tilde{b} \cdot R_1 \cdot \omega}{\tilde{c} \cdot R_1 \cdot \omega} + t_1. \quad (5)$$

Під час третього етапу руху механізму зміни вильоту вантажу відбувається переміщення вантажного візка та вантажу відповідно. Математична модель руху механізму зміни вильоту вантажу під час

третього етапу представлена у вигляді системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_1 - M_0 - \tilde{c} \cdot (\varphi_1 \cdot R_1 - x_1) \cdot R_1 - \tilde{b} \cdot (\dot{\varphi}_1 \cdot R_1 - \dot{x}_1) \cdot R_1; \\ W + m_1 \cdot \ddot{x}_1 = \tilde{c} \cdot (\varphi_1 \cdot R_1 - x_1) + \tilde{b} \cdot (\dot{\varphi}_1 \cdot R_1 - \dot{x}_1) - m_2 \cdot \frac{g}{L} \cdot (x_1 - x_2); \\ \ddot{x}_2 = \frac{g}{L} \cdot (x_1 - x_2). \end{cases} \quad (6)$$

Момент перевищення зусилля у канаті величини W визначає початок третього етапу. Кінцеві умови руху другого етапу є початковими для третього, вони записуються наступним чином:

$$\begin{cases} \varphi_1(t_2) = \omega \cdot (t_2 - t_1), \dot{\varphi}_1(t_2) = \omega; \\ x_1(t_2) = x_2(t_2) = \dot{x}_1(t_2) = \dot{x}_2(t_2) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Тривалість третього етапу залежить від відстані на яку потрібно переміщувати вантажний візок із вантажем на гнучкому підвісі.

Система диференціальних рівнянь (6) дає змогу визначити зусилля у канаті, яке представляє собою суму трьох складових: статичної, динамічних від маятникових коливань вантажу та від коливань вантажного візка відносно канатного барабана. Розгляд динамічних навантажень окремо один від одного обґрунтований тим, що парціальні частоти відповідних маятникових коливань вантажу та кранового візка відносно канатного барабану значно різняться між собою: перша коливна система є низькочастотною, а друга – високочастотною.

Представляє інтерес визначення максимальних значень зусиль у тяговому канаті для обох випадків: від маятникових коливань вантажу та від коливань візка відносно канатного барабана. Таке «розділення» зусиль у канаті дозволяє отримати аналітичні залежності, які описують максимальні зусилля у канаті. Крім того, у розрахунках для цього етапу також використовуємо припущення $\dot{\varphi}_1 = \omega = const$. Це дає змогу записати рівняння руху вантажного візка без врахування зусилля створюваного від маятникових коливань вантажу:

$$W + m_1 \cdot \ddot{x}_1 = \tilde{c} \cdot (\omega \cdot (t - t_1) \cdot R_1 - x_1) + \tilde{b} \cdot (\omega \cdot R_1 - \dot{x}_1), \quad (8)$$

або з урахуванням рівняння (5) будемо мати:

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 = \tilde{c} \cdot (\omega \cdot R_1 \cdot (t - t_2) - x_1) + \tilde{b} \cdot (\omega \cdot R_1 - \dot{x}_1). \quad (9)$$

Диференціальне рівняння (9) будемо інтегрувати із врахуванням початкових умов (7).

Розв'язок вище вказаної задачі Коші має наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
x_1 = & \frac{1}{2 \cdot \tilde{c} \cdot \sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1}} \cdot e^{\frac{\sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1} \cdot (t - t_2) - \tilde{b} \cdot (t + t_2)}{2 \cdot m_1}} \cdot (2 \cdot e^{\frac{\sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1} \cdot (t - t_2) + \tilde{b} \cdot (t + t_2)}{2 \cdot m_1}} \cdot \sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1} \times \\
& \times (\tilde{c} \cdot R_1 \cdot (t - t_1) \cdot \omega) + \tilde{b} \cdot e^{\frac{\tilde{b} \cdot t_2}{m_1}} \cdot (-1 + e^{\frac{\sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1} \cdot (t - t_2)}{m_1}}) \cdot (\tilde{c} \cdot R_1 \cdot (t_1 - t_2) \cdot \omega) + \\
& + e^{\frac{\sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1} \cdot (t - t_2) + \tilde{b} \cdot t_2}{m_1}} \cdot (-2 \cdot \tilde{c} \cdot m_1 \cdot R_1 \cdot \omega + \sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1} \cdot (\tilde{c} \cdot R_1 \cdot (t_1 - t_2) \cdot \omega)) + e^{\frac{\tilde{b} \cdot t_2}{m_1}} \times \\
& \times (2 \cdot \tilde{c} \cdot m_1 \cdot R_1 \cdot \omega + \sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1} \cdot (\tilde{c} \cdot R_1 \cdot (t_1 - t_2) \cdot \omega)).
\end{aligned} \tag{10}$$

Для того, щоб визначити низькочастотну складову зусилля в тяговому канаті також необхідно розв'язати задачу Коші, яка сформована з використанням припущення, що маятникові коливання вантажного візка відносно канатного барабана не мають значимого впливу на маятникові коливання вантажу. Диференціальне рівняння таких коливань має наступний вигляд:

$$x_2 + \frac{L}{g} \cdot \ddot{x}_2 = \omega \cdot (t - t_2) \cdot R_1. \tag{11}$$

Будемо інтегрувати рівняння при початкових умовах (7).

Розв'язок представленої задачі Коші (7), (11) має такий вигляд:

$$x_2 = R_1 \cdot \omega \cdot \left(t - t_2 - \sqrt{\frac{L}{g}} \cdot \sin \left(\frac{\sqrt{g} \cdot (t - t_2)}{\sqrt{L}} \right) \right). \tag{12}$$

Знайдемо чверті періодів коливань, парціальних систем.

Для першої парціальної системи:

$$t_{q,II}^1 = \sqrt{\frac{m_1}{\tilde{c}}} \cdot \frac{\pi}{2}. \tag{13}$$

Для другої парціальної системи:

$$t_{q,II}^2 = \sqrt{\frac{L}{g}} \cdot \frac{\pi}{2}. \tag{14}$$

До отриманих величин необхідно додати t_2 , що дозволить визначити моменти часу коли динамічні зусилля в канаті досягають максимумів. Знайдемо максимальні зусилля в тяговому канаті у вказані моменти часу. Для першого випадку зусилля в тяговому канаті $F_{КАН.1}$ та його максимальна $F_{КАН.1}^{MAX.}$ величина становлять:

$$F_{КАН.1} = \frac{\tilde{c} \cdot e^{\frac{(\tilde{b} + \sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1}) \cdot (R_1 \cdot (\tilde{b} + \tilde{c} \cdot t \cdot \tilde{c} \cdot t_1) \cdot \omega)}{2 \cdot \tilde{c} \cdot m_1 \cdot R_1 \cdot \omega}} \cdot (-1 \cdot e^{\frac{\sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1} \cdot (R_1 \cdot (\tilde{b} + \tilde{c} \cdot t \cdot \tilde{c} \cdot t_1) \cdot \omega)}{\tilde{c} \cdot m_1 \cdot R_1 \cdot \omega}}) \cdot m_1 \cdot R_1 \cdot \omega}{\sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1}}. \tag{15}$$

$$F_{КАН.1}^{MAX.} = \frac{\tilde{c} \cdot e^{\frac{\sqrt{\frac{m_1}{\tilde{c}}} \cdot (\tilde{b} + \sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1}) \cdot \pi}{4 \cdot m_1}} \cdot (-1 \cdot e^{\frac{\sqrt{\frac{m_1}{\tilde{c}}} \cdot (\tilde{b} + \sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1}) \cdot \pi}{2 \cdot m_1}}) \cdot m_1 \cdot R_1 \cdot \omega}{\sqrt{\tilde{b}^2 - 4 \cdot \tilde{c} \cdot m_1}}. \tag{16}$$

Для першого випадку залежність включає багато факторів, одним із них є коефіцієнт дисипації тягового каната $\tilde{b}$.

Для другого випадку аналогічні вирази мають наступний вигляд:

$$F_{КАН.2} = \sqrt{\frac{g}{L}} \cdot m_2 \cdot R_1 \cdot \omega \cdot \sin \left(\sqrt{\frac{g}{L}} \cdot \left(\frac{\tilde{b}}{\tilde{c}} + t - t_1 - \frac{W}{\tilde{c} \cdot R_1 \cdot \omega} \right) \right). \quad (17)$$

Максимальне значення $F_{КАН.2}$ визначається за такою формулою:

$$F_{КАН.2}^{MAX.} = m_2 \cdot R_1 \cdot \omega \cdot \sqrt{\frac{g}{L}}. \quad (18)$$

Для другого випадку (18) значна маса вантажу, який закріплено на гнучкому підвісі, а також швидкість набігання тягового каната на барабан і частота коливань вантажу спричиняють значні величини максимального навантаження в тяговому канаті.

Аналіз виразу (17) показує, що можна знайти таке значення $\tilde{b}$ при якому розв'язок рівняння (9) буде аперіодичним:

$$\tilde{b} = 2 \cdot \sqrt{\tilde{c} \cdot m_1}. \quad (19)$$

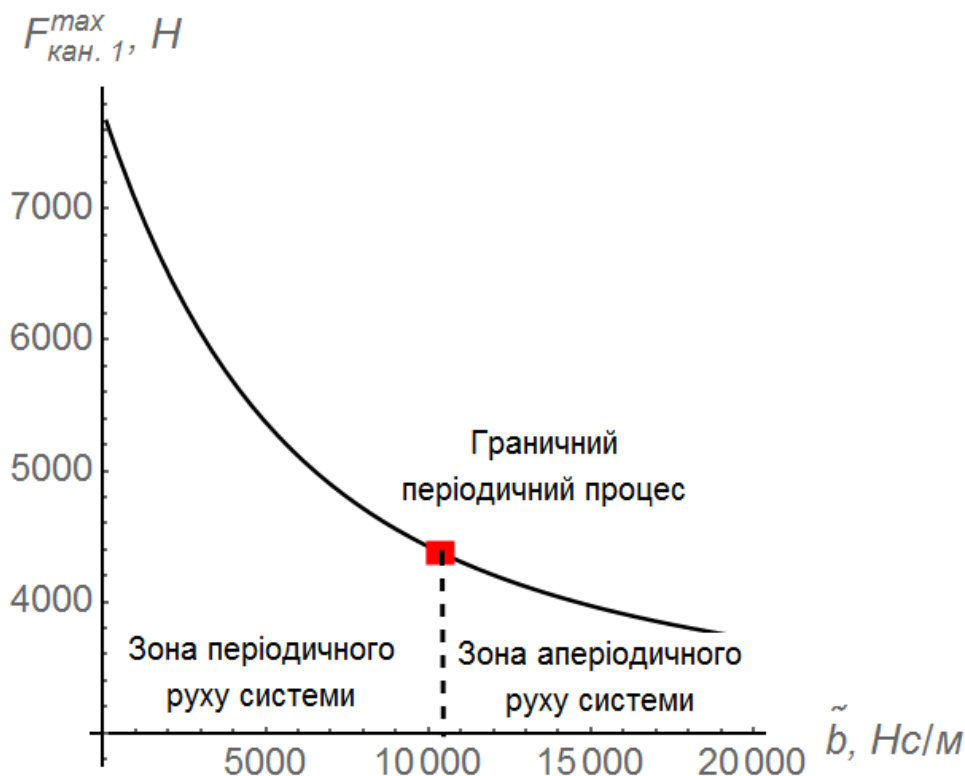


Рис. 2. Залежність максимального зусилля в канаті від коефіцієнта дисипації канатно-демпферної системи $\tilde{b}$.

Цей результат отримано шляхом проведення якісного аналізу диференційного рівняння (9).

Наведемо графічну залежність, яка відповідає максимальному зусиллю у канаті $F_{КАН.1}^{MAX.}$ в залежності від величини $\tilde{b}$ (рис. 2).

Місце точки на графіку (рис. 2), відповідає граничному періодичному випадку коливань візка відносно канатного барабана. Цей випадок відповідає переходу коливної системи „візок-канатний барабан” у режим аперіодичного руху, що означає відсутність коливань. Отриманий результат становить практичний інтерес стосовно конструювання раціональних демпферів коливань елементів баштових кранів.

Розрахунки максимального зусилля у тяговому канаті проведемо на прикладі чотирьох баштових кранів з горизонтальною стрілою: КБ-674 [8] (Нікопольський кранобудівний завод), 200 ЕС-Н 10 [9] (Liebherr), MTD 128 [10] (Potain) та 5 LC 5010 5t [11] (LINDEN COMANSA). Основні параметри механізму зміни вильоту вантажу вказаних кранів занесені в таблицю 1.

1. Параметри механізму зміни вильоту баштових кранів.

Параметри	Марки баштових кранів			
	КБ-674	200 ЕС-Н 10	MTD 128	5 LC 5010 5t
Максимальна вантажопідйомність, т	25	10	6	5
Швидкість переміщення візка, м/с	0,5	1,6	1,3	1,2
Максимальний виліт вантажу, м	35	60	55	50
Потужність механізму зміни вильоту, кВт	7,5	5,5	4,8	1,8

В результаті проведених розрахунків отримано значення максимальних зусиль в тяговому канаті $F_{КАН.1}^{MAX.}$ та $F_{КАН.2}^{MAX.}$. Результати розрахунків зведемо в таблицю 2.

2. Максимальні динамічні зусилля в канаті.

Позначення	Марки баштових кранів			
	КБ-674	200 ЕС-Н 10	MTD 128	5 LC 5010 5t
$F_{КАН.1}^{MAX.}$, Н	6263	4998	3084	2326
$F_{КАН.2}^{MAX.}$, Н	L = 20 м	7946	11316	5563
	L = 2 м	25127	35785	17591
			14279	

Із даних табл. 2 випливає, що на величину $F_{КАН.2}^{MAX.}$ має значний вплив довжина гнучкого підвісу L . Для оцінки прийнятності зробленого припущення стосовно незмінності кутової швидкості канатного барабана на другому та третьому етапі руху системи $\dot{\phi}_1 = \omega = const$,

виконаємо порівняння отриманих результатів із тими, що відповідають моделюванню руху системи із приводом від асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором (у розрахунках використаємо рівняння статичної механічної характеристики). Для цього випадку прийнемо:

$$M_1 = \frac{2 \cdot M_{MAX} \cdot U \cdot \eta}{\frac{(\omega_0 - \dot{\varphi}_1 \cdot U) s_{KP}}{\omega_0} + \frac{s_{KP} \cdot \omega_0}{\omega_0 - \dot{\varphi}_1 \cdot U}}, \quad (20)$$

де: M_{MAX} – максимальний обертовий момент на валу електродвигуна механізму зміни вильоту вантажу; s_{KP} – критичне ковзання електродвигуна механізму; U – загальне передавальне число приводу механізму; ω_0 – кутова швидкість ідеального холостого ходу електродвигуна; η – коефіцієнт корисної дії приводу механізму.

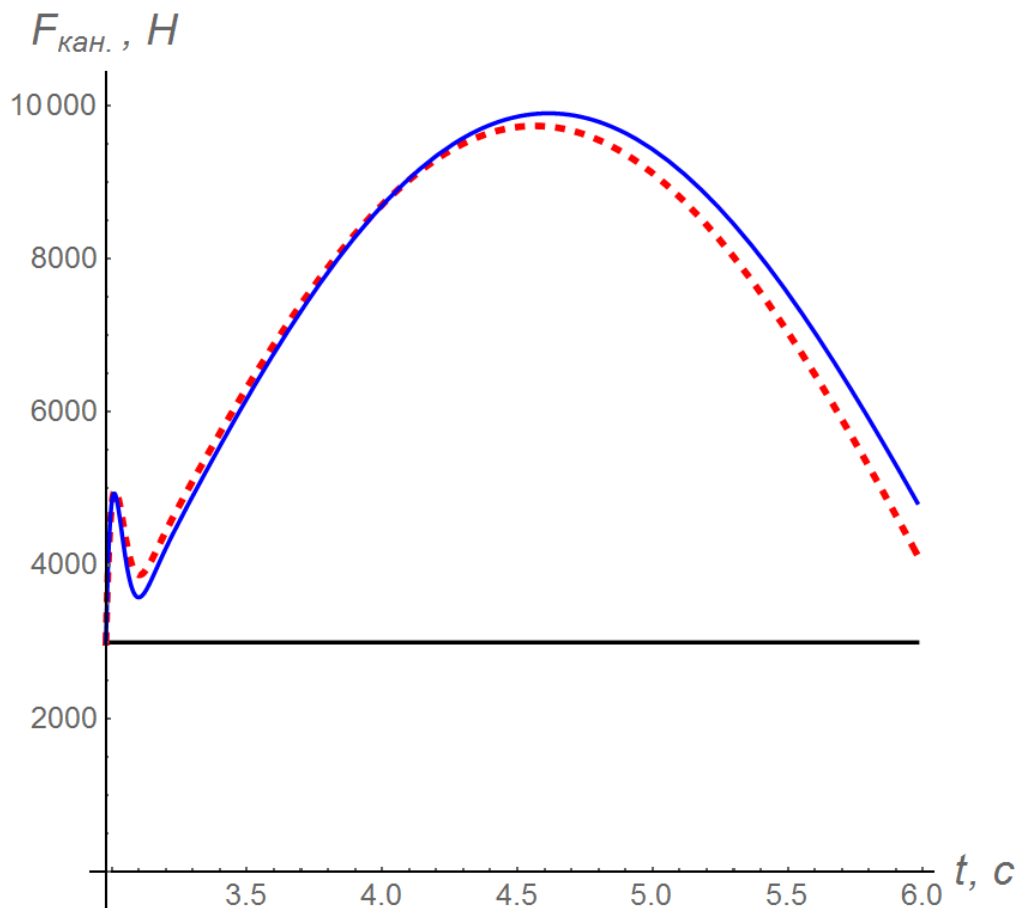


Рис. 3. Графіки функції, що відповідають зусиллю в тяговому канаті для аналітичного (пунктирна крива) і чисельного (суцільна крива) розрахунків.

Початкові умови для обох випадків однакові. В результаті чисельного розв'язку системи диференційних рівнянь (6), (7) побудовано графіки зусилля в тяговому канаті, які відповідають

аналітичним та чисельним розрахункам (рис. 3). Горизонтальна лінія на рис. 3 відповідає зусиллю W .

Похибка визначення максимального зусилля в тяговому канаті для величини $F_{КАН.1}^{MAX.}$ складає не більше 8% у більшу сторону, оскільки не враховано зменшення швидкості приводу при натягуванні канату. Похибка визначення величини $F_{КАН.2}^{MAX.}$ складає менше одного відсотка. Наведені дані підтверджують прийнятність зробленого припущення.

Висновки

У статті досліджено динамічні навантаження в тяговому канаті механізму зміни вильоту вантажу баштового крана. За параметрами досліджуваного механізму для чотирьох баштових кранів встановлено, що максимальні зусилля у тяговому канаті для першого випадку (високочастотна складова) знаходиться в діапазоні від 2326 до 6263 Н. Для низькочастотної складової діапазон максимальних зусиль в тяговому канаті за довжини гнучкого підвісу вантажу $L = 2$ метри знаходиться в межах від 14279 до 35785 Н, а для довжини гнучкого підвісу $L = 20$ метрів від 4516 до 11316 Н. Максимальна розбіжність аналітичних розрахунків в порівнянні з чисельними даними складає 8%. Крім того, встановлено значення коефіцієнта дисипації канатно-демпферної системи, при якому відбувається перехід в зону аперіодичного руху системи.

Отримані результати можуть бути використані для розробки інженерних методик розрахунку динамічних навантажень механізмів баштового крана. Вони також будуть корисними для проектування демпферів коливань елементів баштових кранів.

Список літератури

1. Григоров О. В., Свіргун В. П., Аніщенко Г. О., Стрижак В. В., Окунь А. О. Оптимальне керування підйомно-транспортними машинами (Optimale Steuerung für Hebe-und Fördermaschinen): навчальний посібник. Харків. НТУ «ХПІ». 2013. 174 с. (нім. мовою).
2. Герасимьяк Р. П., Лещёв В. А. Анализ и синтез крановых электромеханических схем. Одесса. Издательство «СМИЛ» 2008. 192 с.
3. Shengchun Wang, Rongsheng Shen, Tonghong Jin, Shijun Song. Dynamic behavior analysis and its application in tower crane structure damage identification. Advanced Materials Research. Trans tech publications, Switzerland. (2012). Vol. 368-373. 2478-2482.
4. Florentin Rauscher, Oliver Sawodny. An elastic jib model for the slewing control of tower cranes. Elsevier. Science Direct. IFAC PapersOnLine. (2017). Vol. 50-1. 9796–9801.
5. Подоляк О. С. Підвищення техніко-експлуатаційних показників стрілових самохідних кранів застосуванням гідравлічних гасителів коливань. Автореф. дисертація на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук. 05.05.05. Харків. 2010. 18 с.

6. *Ловеikin В. С., Ромасевич Ю. О., Шумілов Г. В.* Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана: монографія. Київ. НУБіП України. Вид-во ЦП „КОМПРИНТ”. 2013. 174 с.
7. *Ловеikin В. С., Ромасевич Ю. О., Стехно О. В.* Математичне моделювання динаміки руху механізму зміни вильоту вантажу баштового крана. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 359–369.
8. Башенный кран КБ-674. URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D0%91-674>.
9. Башенный кран Liebherr 200 EC-H 10. URL: <http://ru.8sbzfqbnedk.ru-p1ai/liebherr/39-liebherr-200-ec-h10>.
10. Башенный кран Potain MTD 128. URL: <https://www.manitowoccranes.com/ru-RU/cranes/potain/top-slewing/mdt-city/MDT-128>.
11. Башенный кран LINDEN COMANSA серии LC 500. URL <http://ru.8sbzfqbnedk.ru-p1ai/linden-comansa/16-lc-500>.

References

1. *Hryhorov, O. V., Svirhun, V. P., Anishchenko, H. O., Stryzhak, V. V., Okun, A. O.* (2013). Optimal control of lifting machines. Tutorial. Kharkiv. NTU «KhPI». 174.
2. *Herasymyak, R. P., Leshchyy, V. A.* (2008). Analysis and synthesis of crane electromechanical systems. Tutorial. Odessa. Publisher «SMYL». 192.
3. *Shengchun Wang, Rongsheng Shen, Tonghong Jin, Shijun Song.* (2012). Dynamic behavior analysis and its application in tower crane structure damage identification. Advanced Materials Research. Trans tech publications, Switzerland. Vol. 368-373. 2478-2482.
4. *Florentin Rauscher, Oliver Sawodny.* (2017). An elastic jib model for the slewing control of tower cranes. Elsevier. Science Direct. IFAC PapersOnLine. Vol. 50-1. 9796–9801.
5. *Podoliak, O. S.* (2010). Improvement of technical-operational indicators of mast cranes by mean of hydraulic dampers. Kharkiv. 18.
6. *Loveikin, V. S., Romasevych, Yu. O., Shumilov, H. V.* (2013). Tower crane regimes of lifting and derricking optimization. Monograph. Kyiv. NULES of Ukraine. Publisher TsP «KOMPRINT». 174.
7. *Loveikin, V. S., Romasevych, Yu. O., Stekhno, O. V.* (2017). Mathematical modeling of dynamic of tower crane derricking mechanism. Tutorial. National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: technique and energy of APK. Kyiv. Vol. 258. 359–369.
8. Tower crane KB-674. URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D0%91-674>.
9. Tower crane Liebherr 200 EC-H 10. URL: <http://ru.8sbzfqbnedk.ru-p1ai/liebherr/39-liebherr-200-ec-h10>.
10. Tower crane Potain MTD 128. URL: <https://www.manitowoccranes.com/ru-RU/cranes/potain/top-slewing/mdt-city/MDT-128>.
11. Tower crane LINDEN COMANSA type LC 500. URL <http://ru.8sbzfqbnedk.ru-p1ai/linden-comansa/16-lc-500>.

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА ГРУЗА БАШЕННОГО КРАНА

В. С. Ловеikin, Ю. А. Ромасевич, О. В. Стехно

Аннотация. В статье приведены исследования, посвященные расчетам динамических нагрузок в тяговом канате механизма

изменения вылета груза башенного крана. Для исследования динамических нагрузок разработана динамическая модель движения отдельных приведенных масс системы. На основе динамической модели с помощью принципа д'Аламбера составлена многоэтапная математическая модель движения механизма изменения вылета груза. Установлено, что величина усилия в тяговом канате включает три составляющие: статическую, динамическую от маятниковых колебаний груза и динамическую от упругих колебаний грузовой тележки относительно канатного барабана.

В ходе дальнейших исследований предложено рассматривать динамические нагрузки отдельно друг от друга. Это связано с тем, что частоты соответствующих маятниковых колебаний груза и грузовой тележки относительно канатного барабана значительно различаются между собой. Определены максимальное усилие в тяговом канате от маятниковых колебаний груза и от колебаний грузовой тележки относительно канатного барабана. В результате анализа полученных результатов определена величина коэффициента диссипации канатно-демпферной системы, при которой колебания тележки относительно канатного барабана являются апериодическими.

Определение максимальных усилий в тяговом канате проведено на примере четырех башенных кранов марок: КБ-674, 200 EC-H 10 Liebherr, MTD 128 Potain и 5 LC 5010 5t LINDEN COMANSA. Для установления адекватности полученных аналитических результатов проведено их сравнение с данными численного интегрирования уравнений движения механизма изменения вылета груза башенного крана КБ-674.

Ключевые слова: башенный кран, механизм изменения вылета, груз, тяговый канат, парциальные частоты, колебания, динамические нагрузки, коэффициент диссипации

ANALYSIS OF TDYNAMICS OF LUFFING CARGO CRANE TOWER

V. S. Loveikin, Yu. O. Romasevych, O. V. Stekhno

Abstract. In the article the researches of calculations of dynamic loads in a haul cable of a derricking mechanism of a tower crane are stated. In order to study the dynamic loads, a dynamic model of the motion of reduced masses of the system has been developed. On the basis of the dynamic model with the help of the d'Alambert's principle, a multi-stage mathematical model of the movement derricking mechanism has been designed. It has been established that the value of the force in the haul cable force includes three components: static, dynamic which is caused by the pendulum oscillations of a payload and dynamic which is caused by the elastic vibrations of the trolley relative to the rope drum.

In the course of further research it is proposed to consider dynamic loads separately from each other. This is due to the fact that the frequency of the corresponding pendulum oscillation of the payload and the trolley relative to the rope drum varies considerably. The maximum forces in the haul cable from the pendulum oscillations of the payload and the fluctuations of the trolley relative to the rope drum have been calculated. As a result of the obtained results analysis, the value of the dissipation factor of the cable-damping system has been determined. It value provides aperiodic oscillations of the trolley relative to rope drum.

Determination of maximum forces in the haul cable has been carried out on example of four tower cranes: KB-674, 200 EC-H 10 Liebherr, MTD 128 Potain, 5 LC5010 5t LINDEN COMANSA. In order to establish the adequacy of the obtained analytical results they have been compared with data of numerical integration of the movement equations of the derricking mechanism of tower crane KB-674.

Key words: *tower crane, derricking mechanism, payload, haul cable, partial frequencies, oscillations, dynamic loads, dissipation factor*

УДК 631.331

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ПРИСМОКТУВАННЯ НАСІНИНИ ДО КОМІРЧИНИ ВИСІВНОГО ЕЛЕМЕНТА З НАХИЛЕНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ, ЩО РУХАЄТЬСЯ ВГОРУ

М. С. Шведик, кандидат технічних наук
ORCID 0000-0002-7991-5603

Ю. Л. Гунько, кандидат технічних наук
ORCID 0000-0002-1441-9625

Луцький національний технічний університет
В. В. Теслюк, доктор сільськогосподарських наук
ORCID 0000-0002-9233-6518

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України**
e-mail: Shvedykms.@gmail.com

Анотація. *Стаття приурочена дослідженню пневматичного апарата централізованого висіву дискового типу з нахиленою віссю обертання, у якого комірчки для висіву насіння розміщені концентрично на нижній основі диска. При цьому значення сили*

© М. С. Шведик, Ю. Л. Гунько, В. В. Теслюк, 2018