

DOI: 10.32347/2786-7269.2023.3.90-107

УДК 621.873

к.т.н., доцент **Човнюк Ю.В.**,
ychovnyuk@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0608-0203,
доцент **Чередніченко П.П.**, petro_che@ukr.net, ORCID: 0000-0001-7161-661X,
к.т.н., доцент **Кравчук В.Т.**, vtk1@ukr.net, ORCID: 000-0002-5213-3644,
к.т.н., доцент **Остапущенко О.П.**,
olga_ost_17@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8114-349X,
Кравченко І.М., kim-ua@i.ua, ORCID: 0000-0001-7077-1546,
Київський Національний університет будівництва і архітектури

АНАЛІЗ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТАХ/КАНАТАХ БУДІВЕЛЬНИХ КРАНІВ

Проведений аналіз динамічної моделі механізму підйому вантажу будівельних кранів, запропонованої професором В.С. та ін. Задля визначення динамічних навантажень у пружному канаті використовується динамічна модель, у якій усі ділянки валів вважаються жорсткими, а лише канат – пружним. Приведення мас ротора двигуна, гальмівного шківів, зубчастих коліс, барабана і вантажу до гілок канату, які намотуються на барабан, дозволяє вихідну складну багатомасову технічну систему звести до спрощеної (т. з. двомасової) динамічної моделі механізму підйому вантажопідйомного крана, котра всебічно й детально проаналізована у режимах перехідного типу (зокрема, у режимі пуску).

Встановлений і обґрунтований критерій якості руху механізму підйому вантажу краном, за якого у режимі пуску мінімізовані динамічні напруження у канатній системі, як і динамічний коефіцієнт для різних способів підйому вантажу: 1) “з ваги”; 2) “з підхватом”/“з основи” – типові при реальній експлуатації кранів у операціях підйому/спуску вантажів (навантажувально-розвантажувальні роботи).

Використання методів класичного варіаційного числення (рівняння Ейлера-Пуассона) дозволяє визначити умови, за яких вказаний вище критерій якості руху механізму підйому вантажу може бути реалізований.

Визначені також закони руху вантажу і приводного механізму крана, а також закон зміни у часі (t) динамічного коефіцієнта, для яких відсутній коливний характер часової залежності, а вказані функції часу мають монотонно зростаючий у часі характер.

Отримані у роботі результати дозволяють (за умови використання мехатронних систем керування процесом підйому вантажу) запобігати перевантаженням системи канатів крану і можливим аварійним ситуаціям, які

призводять до розривів пружних елементів механізму підйому вантажу (тобто канатів), а також уточнюють і вдосконалюють існуючі інженерні методи розрахунків подібних складних технічних систем у режимах їх реальної експлуатації.

Ключові слова: аналіз; динамічна оптимізація; навантаження; пружні елементи; канати; будівельні крани; підйом вантажу “з ваги”; підйом вантажу “з основи”/ (“з підхватом”).

Постановка проблеми. Вантажопідйомні машини є невід’ємним елементом (частиною) сучасного виробництва, оскільки з їх допомогою здійснюється механізація основних технологічних процесів й допоміжних робіт. У поточних й автоматизованих лініях роль підйомно-транспортних машин якісно зросла й вони стали органічною частиною технологічного обладнання, а вплив їх на техніко-економічні показники підприємства став доволі суттєвим.

Задля збільшення виробництва прогресивних засобів механізації підйомно-транспортних, навантажувально-розвантажувальних та складських робіт, у тому числі вантажопідйомних/будівельних кранів, машин з дистанційним та програмним керуванням, збільшення продуктивності й покращення техніко-економічних показників підйомно-транспортних машин, підвищення їх міцності, надійності й довговічності необхідно застосовувати новітні методи розрахунку й конструювання, постійно їх уточнювати й вдосконалювати.

Особливо актуальним є вирішення проблем зменшення динамічних навантажень на пружні елементи (канати) вантажопідйомних кранів, коли останні функціонують у перехідних режимах роботи (пуск, гальмування, реверсування тощо) при використанні класичних способів підйому вантажів (будівельними) кранами: а) “з ваги” або б) “з підхватом” чи “з основи”.

Аналіз публікацій по темі дослідження. Моделюванню, аналізу, синтезу оптимальних режимів руху канатних систем вантажопідйомних/будівельних кранів, які мінімізують динамічні навантаження у їх пружних елементах (тобто канатах) при різних способах підйому вантажу присвячені [1-20] роботи. Проте, у більшості випадків для з’ясування умов вказаної оптимізації напруженого стану канатних систем будівельних кранів використовуються суто кінематичні термінальні умови, або спрощені моделі, які не у повній мірі відображають основні особливості руху й навантажень саме канатів.

Задля вдосконалення й уточнення умов (термінальних у тому числі), за яких мінімізуються динамічні навантаження у канатах (пружних елементах) будівельних/вантажопідйомних кранів (за різних способів підйому вантажу) для доволі узагальненої фізико-механічної й математичної моделі кранової системи і

її механізму підйому вантажу і проведене дане дослідження. В ньому частково використані результати цитованих вище робіт [1-20].

Мета роботи полягає у обґрунтуванні узагальненої фізико-механічної моделі механізму підйому вантажу будівельного/вантажопідйомного крана, у межах якої проведена оптимізація (мінімізація) динамічних навантажень канатної системи під час підйому вантажу різними способами (“з ваги”, “з основи”/“з підхватом”). Крім того, запропонований підхід дозволяє встановити основні закони руху як самого вантажу, так і приводної системи, які можна контролювати за допомогою сучасних мехатронних систем управління складними технічними системами, до яких належить, безумовно, й сучасний вантажопідйомний/будівельний кран та його механізм підйому вантажу.

Виклад основного змісту дослідження.

Відомо [1], що при моделюванні механізму підйому вантажу будівельного крана на рівні елементів сам механізм виступає як система. Елементами цієї системи є наступні складові механізму: 1)двигун; 2)гальмівний пристрій; 3)передавальний механізм; 4)барабанно-канатний механізм; 5)поліспастова система; 6)захватний пристрій. Ці елементи зв’язані між собою у відповідності з функціональною схемою механізму підйому. Робота кожного елемента описується відповідною функцією. Наприклад, барабанно-канатний механізм перетворює обертальний рух барабана у поступальний рух захватного пристрою. Як зовнішні навантаження на цю систему можна розглядати вагу вантажу, вітрові навантаження і рушійний момент на валу двигуна. Розглянутий механізм являє собою динамічну систему, яка змінює свій стан у часі. Предметом дослідження цієї системи є визначення та всебічний аналіз і оптимізація (мінімізація) динамічних навантажень у канаті (пружному елементі) поліспасової системи як функції рушійного (гальмівного) моменту і параметрів механізму.

Динамічна модель механізму підйому будівельного крана.

Як і у [1], для розробки динамічної моделі механізму підйому вантажу будівельного/вантажопідйомного крана використаємо подану нижче кінематичну схему. (Тут також використані позначення роботи [1]).

За окремі маси механізму приймаємо ротор електродвигуна (1), муфту з гальмівним шківом (2), зубчасті колеса (3.1 та 3.2) передавального механізму (редуктора) (3), барабан (4) та вантаж (6). Тут не враховані окремими масами вали і канати, бо їх маси приводяться до відповідних елементів, які на них закріплено. Наприклад, маси вхідного і вихідного валів редуктора приведені відповідно до мас зубчастих коліс 3.1 та 3.2, а маса канату – до вантажу 6. У цьому механізмі маси 1,2, 3.1, 3.2 і 4 здійснюють обертальний рух, а маса 6 – поступальний.

Складемо з цих мас динамічну модель, з'єднавши їх між собою безінерційними пружними елементами і приклавши діючі навантаження до мас, що розглядаються (рис.1).

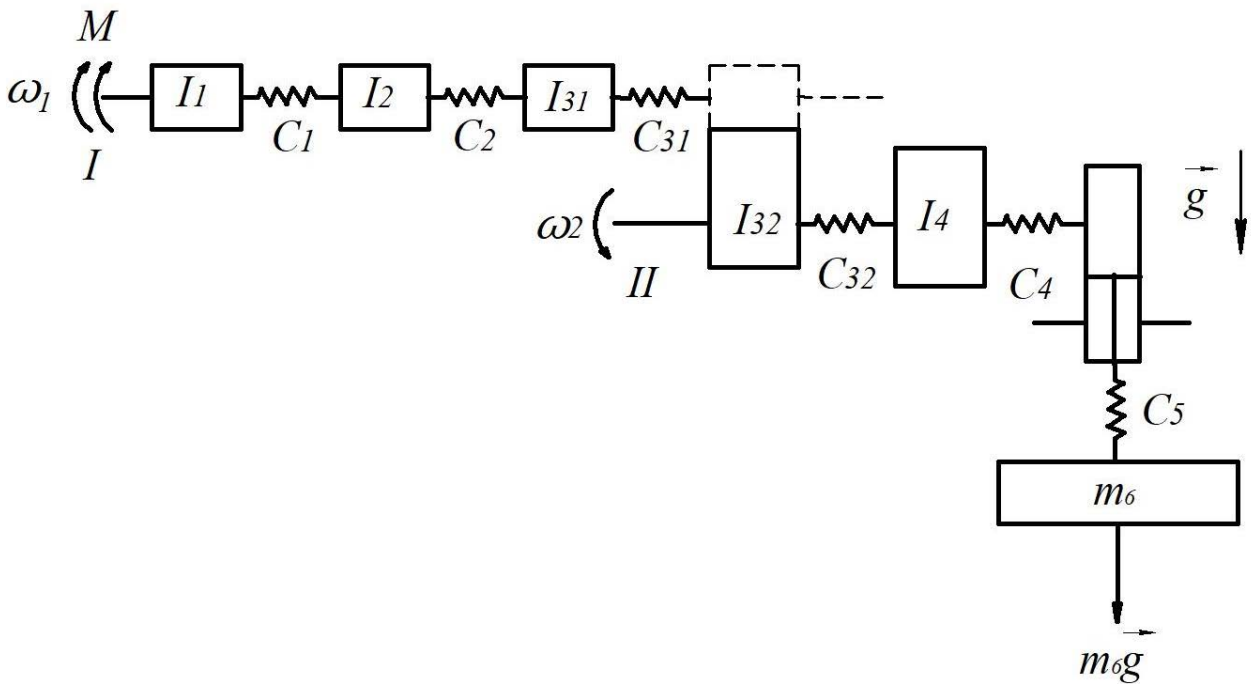


Рис.1. Динамічна модель механізму підйому будівельного/вантажопідйомного крана

Модель складається з двох ділянок безінерційного вала, кожна з яких обертається з кутовими швидкостями ω_1 і ω_2 , а також безінерційного каната, що намотується на барабан зі швидкістю V . Маси елементів двигуна 1, гальмівного шківів 2, передавального механізму 3 і барабана 4 на рис.1 у вигляді умовних дисків із моментами інерції I_1 , I_2 , I_{31} , I_{32} , I_4 , а вантаж 6 – у вигляді матеріальної точки масою m_6 . Умовні диски зв'язані між собою пружними безінерційними ділянками валів із коефіцієнтами крутильної жорсткості C_1 , C_2 , C_{31} , C_{32} , C_4 . Диск I_4 зв'язано з вантажем масою m_6 пружним безінерційним канатом з лінійною жорсткістю C_6 через поліспастову систему 5 із кратністю n . Кутові швидкості валів із зубчастими колесами 3.1 і 3.2 зв'язані між собою передавальним відношенням $i = \omega_1/\omega_2$. На рис 1 M – рушійний момент на валу ротора, m_6g – вага вантажу.

За допомогою побудованої динамічної моделі у [1] створено математичну модель, яка дає можливість визначити динамічні навантаження у канаті, який з'єднує барабан із вантажем через поліспастову систему. Задля спрощення моделі і визначення динамічних навантажень у пружному канаті використаємо у подальшому динамічну модель, у якій усі ділянки валів вважаються жорсткими, а лише канат – пружним.

При приведенні мас ротора двигуна, гальмівного шківів, зубчастих колес, барабана і вантажу до гілок канату, які намотуються на барабан, динамічна модель механізму підйому вантажу будівельного крана має вигляд, показаний на рисунку 2.

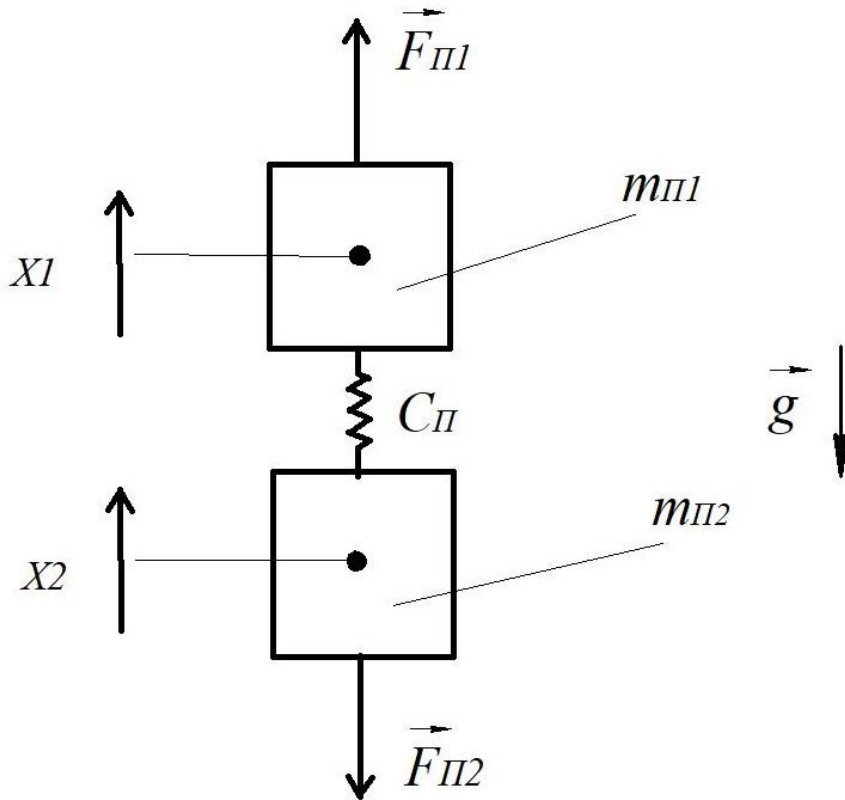


Рис.2. Спрощена динамічна модель механізму підйому вантажу будівельного крана

Тут прийняті такі позначення: $m_{П1}$ – приведена маса ротора двигуна, гальмівного шківів, зубчастих колес та барабана до гілок каната; $m_{П2}$ – приведена маса вантажу до гілок каната; $\vec{F}_{П1}$, $\vec{F}_{П2}$ – приведені до канату сили від дії відповідно до рушійного моменту на валу двигуна й ваги вантажу; $C_{П}$ – приведена жорсткість гілок канату; x_1 , x_2 – координати центрів мас відповідно $m_{П1}$ і $m_{П2}$.

Приведення мас та моментів інерції тіл системи базується на рівності кінетичної енергії заданої й приведеної систем; приведення сил і моментів сил – на рівності робіт (потужностей), які виконують ці сили й моменти та їх приведені величини; приведення жорсткостей – на рівності потенціальних енергій, якими володіють пружні елементи заданої і приведеної систем.

Приведення мас, діючих сил та жорсткостей до гілок канату, що намотується на барабан для механізму підйому будівельного/вантажопідйомного крана здійснено авторами [1]. Оскільки виникає потреба визначення динамічних навантажень у гілках канату, тоді приведення здійснюється з двох сторін. До

верхньої частини канату приводяться всі елементи від двигуна до барабана включно, а до нижньої частини –вантаж і канат (рис.2).

Виходячи з міркувань, наведених вище, маємо наступні значення приведених параметрів моделі [1]:

$$m_{\Pi 1} = 4 \left[(I_1 + I_2 + I_{31}) \cdot i^2 + I_{32} + I_4 \right] / D^2 ; \quad (1)$$

$$m_{\Pi 2} = \frac{m_6}{n^2} + 2H\rho ; \quad (2)$$

$$F_{\Pi 1} = 2M\eta_1 \cdot i/D ; \quad F_{\Pi 2} = \frac{m_6 g}{\eta_2 n} ; \quad (3)$$

$$C_{\Pi} = \frac{C}{n^2} = 2ES \cdot \left\{ \frac{1}{(n-1)h} + \frac{1}{H} \right\}, \quad (4)$$

де: D – діаметр барабана; H – довжина рухомих гілок каната від осі блоків поліспасти до осі барабана; ρ – маса одиниці довжини каната; n – кратність поліспасової системи; η_1 – ККД передачі від двигуна до барабана; η_2 – ККД поліспасової системи; h – відстань між осями рухомих і нерухомих блоків; ES – жорсткість одиниці довжини каната (E – модуль пружності матеріалу каната, S – площа його поперечного перерізу); C – жорсткість канатно-поліспасової системи.

Динамічна модель, що показана на рис.1, має сім ступенів свободи, а на рис.2 – тільки два. Таке спрощення динамічної моделі механічної системи незначно знижує її точність, але набагато спрощує її математичну модель. Зниження точності динамічної моделі механізму підйому вантажу будівельного крана для визначення динамічних навантажень у пружному канаті за рахунок значного зменшення кількості ступенів свободи відповідає точності визначення моментів інерції, жорсткості окремих елементів і рушійного моменту привода [1].

Диференціальні рівняння руху механізму підйому вантажу будівельного/вантажопідйомного крана та їх аналіз.

Використовуючи основні методи отримання диференціальних рівнянь руху механічних систем при відомих їх динамічних моделях, [1,2] визначили наступну систему диференціальних рівнянь, яка описує рух динамічної моделі, показаної на рис.2:

$$\begin{cases} m_{\Pi 1} \cdot \ddot{x}_1 + C_{\Pi} \cdot (x_1 - x_2) = F_{\Pi 1}; \\ m_{\Pi 2} \cdot \ddot{x}_2 - C_{\Pi} \cdot (x_1 - x_2) = -F_{\Pi 2}. \end{cases} \quad (5)$$

Розв'яжемо систему рівнянь (5) для різних початкових умов і припущення, що $F_{\Pi 1}$, $F_{\Pi 2}$ є постійними величинами, незалежними від часу (t).

Зазначимо, що отримана система диференціальних рівнянь (5) являє собою математичну модель для визначення динамічних навантажень R у пружному канаті.

Випадок А. Початкові умови руху системи:

$$x_1|_{t=0} = x_2|_{t=0} = 0; \dot{x}_1|_{t=0} = \dot{x}_2|_{t=0} = 0. \quad (6)$$

З (5), після нескладних перетворень, з умов (6) руху системи у початковий момент часу можна отримати:

$$\begin{cases} \{x_1(t) - x_2(t)\} = \left\{ \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) / \Omega^2 \right\} \cdot (1 - \cos \Omega t), \\ \Omega^2 = C_{II} \cdot \left(\frac{1}{m_{II1}} + \frac{1}{m_{II2}} \right). \end{cases} \quad (7)$$

Аналіз виразу (7) дозволяє, використовуючи формули тригонометрії, подати $(x_1 - x_2)$ у більш зручному для подальших досліджень вигляді:

$$(x_1 - x_2) = \left\{ \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) / \Omega^2 \right\} \cdot 2 \sin^2 \left(\frac{\Omega t}{2} \right). \quad (8)$$

З (8) випливає, що динамічне навантаження у пружному канаті можна подати наступним чином:

$$\begin{aligned} R = C_{II} \cdot (x_1 - x_2) &= \left\{ \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \cdot \left(\frac{1}{m_{II1}} + \frac{1}{m_{II2}} \right)^{-1} \right\} \cdot 2 \sin^2 \left(\frac{\Omega t}{2} \right) = \\ &= 2 \left\{ \left(\frac{F_{II1} m_{II2} + F_{II2} m_{II1}}{m_{II1} + m_{II2}} \right) \right\} \cdot \sin^2 \left(\frac{\Omega t}{2} \right). \end{aligned} \quad (9)$$

Аналіз виразу (9) показує, що амплітуда коливань динамічного навантаження R у пружному канаті набуває свого максимального значення R_{\max} :

$$R_{\max} = 2 \left\{ \left(\frac{F_{II1} m_{II2} + F_{II2} m_{II1}}{m_{II1} + m_{II2}} \right) \right\}, \quad (10)$$

у моменти часу t_k :

$$\frac{\Omega t_k}{2} = (2k - 1) \cdot \frac{\pi}{2}, \quad k \in N, \quad (11)$$

або:

$$t_k = \frac{(2k - 1) \cdot \pi}{\Omega}, \quad k \in N. \quad (12)$$

Такі режими підйому вантажу будівельним/вантажопідйомним краном за умов на початку руху ($t = 0$) (6) можуть призвести до перевантажень канатної системи і, як наслідок, до аварійних ситуацій (зокрема, до розриву канатів).

Задля уникнення подібних ситуацій у перехідному режимі руху системи (тривалістю у часі τ_{II}), тобто при $t \in [0, \tau_{II}]$, слід визначити його параметри, котрі забезпечуть принаймні мінімальні значення величини R . (Зазначимо, що

тривалість перехідного режиму руху τ_{II} визначається з умови настання моменту часу $t = \tau_{II}$, за якого стабілізується швидкість підйому вантажу V_{II} , котра, у свою чергу, визначається умовами, технікою безпеки, нормативами експлуатації даної конкретної моделі будівельного/вантажопідйомного крана, а також режимом функціонування останнього).

Критерій мінімізації R^2 на проміжку часу $[0, \tau_{II}]$ має вид:

$$I = \left\{ \frac{1}{\tau_{II}} \int_0^{\tau_{II}} R^2 dt \right\}^{\frac{1}{2}} = \left\{ \frac{1}{\tau_{II}} \int_0^{\tau_{II}} [C_{II} \cdot (x_1 - x_2)]^2 dt \right\}^{\frac{1}{2}} \Rightarrow \min. \quad (13)$$

Враховуючи друге рівняння системи (5), можна подати I (13) у наступному вигляді:

$$I = \left\{ \frac{1}{\tau_{II}} \cdot \int_0^{\tau_{II}} (m_{II2} \ddot{x}_2 + F_{II2})^2 dt \right\}^{\frac{1}{2}} \Rightarrow \min. \quad (14)$$

Використовуючи рівняння Ейлера-Пуассона, можна звести (14) до розв'язку диференціального рівняння [2]:

$$x_2^{(IV)} = 0. \quad (15)$$

Будемо розшукувати розв'язок (15) у вигляді сплайна по часу t третього порядку:

$$x_2(t) = A_0 + A_1 t + A_2 t^2 + A_3 t^3, \quad (16)$$

де: (A_0, A_1, A_2, A_3) – константи, які слід визначати з наступних, фізично обгрунтованих умов руху системи на початку (при $t = 0$) й у кінці перехідного режиму ($t = \tau_{II}$):

$$x_2|_{t=0} = 0; \dot{x}_2|_{t=0} = 0; \ddot{x}_2|_{t=0} = -F_{II2}/m_{II2}; \dot{x}_2|_{t=\tau_{II}} = V_{II}. \quad (17)$$

З умов (17) легко отримаємо:

$$A_0 = 0; A_1 = 0; 2A_2 = -F_{II2}/m_{II2}; 2F_{II2} \cdot \tau_{II} + 3A_3 \cdot \tau_{II}^2 = V_{II}. \quad (18)$$

Тоді, для режиму руху вантажу $x_2(t)$, який реалізує на проміжку часу $t \in [0, \tau_{II}]$ критерій якості руху (13), (14) за умов (17) маємо:

$$x_2(t) = \left(-\frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \cdot \frac{1}{2} t^2 + \frac{1}{3\tau_{II}^2} \cdot \left\{ V_{II} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \cdot \tau_{II} \right\} \cdot t^3. \quad (19)$$

Оскільки з (5):

$$R = m_{II2} \ddot{x}_2 + F_{II2}, \quad (20)$$

тоді, із урахуванням (19), для $R(t)$ маємо:

$$\begin{aligned}
 R(t) &= F_{II2} + m_{II2} \cdot \left\{ \left(-\frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) + \frac{2}{\tau_{II}^2} \cdot \left[V_{II} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \cdot \tau_{II} \right] \cdot t \right\} = \\
 &= \frac{2m_{II2}}{\tau_{II}^2} \cdot \left[V_{II} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \cdot \tau_{II} \right] \cdot t.
 \end{aligned} \tag{21}$$

Тобто, $R(t)$, згідно з (21), тепер має не коливний характер залежності від часу, а монотонний (з полином часу), і у момент $t = \tau_{II}$ досягає свого максимального значення R_{\max}^* :

$$R_{\max}^* = R(t)|_{t=\tau_{II}} = \frac{2m_{II2}}{\tau_{II}^2} \cdot \left[V_{II} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \cdot \tau_{II} \right] \cdot \tau_{II} = \frac{2m_{II2}}{\tau_{II}} \cdot \left[V_{II} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \cdot \tau_{II} \right]. \tag{22}$$

Із урахуванням співвідношення (3) маємо:

$$R(t) = \left\{ \frac{2m_{II2}}{\tau_{II}^2} \cdot V_{II} + \frac{2F_{II2}}{\tau_{II}} \right\} \cdot t = \left\{ \frac{2 \left[\frac{m_6}{n^2} + 2H\rho \right] \cdot V_n}{\tau_{II}^2} + \frac{2}{\tau_{II}} \cdot \frac{m_6 g}{\eta_2 n} \right\} \cdot t. \tag{23}$$

$$R_{\max}^* = \left\{ \frac{2}{\tau_{II}} \cdot \left[\frac{m_6}{n^2} + 2H\rho \right] V_{II} + \frac{2m_6 g}{\eta_2 n} \right\}. \tag{24}$$

Для динамічного коефіцієнту $k_{\text{дин}}(t)$ маємо:

$$k_{\text{дин}}(t) = \frac{R(t)}{m_6 g} = \left\{ \frac{2 \left[\frac{1}{gn^2} + \frac{2H\rho}{m_6 g} \right] \cdot V_{II}}{\tau_{II}^2} + \frac{2}{\tau_{II} \eta_2 n} \right\} \cdot t. \tag{25}$$

Отже, й $k_{\text{дин}}(t)$ теж носить монотонний характер залежності від часу (t), а його максимальне значення має наступну величину (при $t = \tau_{II}$):

$$k_{\text{дин}}^{(\max)} = k_{\text{дин}}(t)|_{t=\tau_{II}} = \left\{ \frac{2 \left[\frac{1}{gn^2} + \frac{2H\rho}{m_6 g} \right] \cdot V_n}{\tau_{II}} + \frac{2}{\eta_2 n} \right\}. \tag{26}$$

Закон руху $x_2(t)$ для оптимізації (мінімізації) величини $R(t)$ при $t \in [0, \tau_{II}]$ визначаємо з (5):

$$m_{II1} \ddot{x}_1 = F_{II1} - R(t) \Rightarrow m_{II1} \ddot{x}_1 = F_{II1} - \left\{ \frac{2 \left[\frac{m_6}{n^2} + 2H\rho \right] \cdot V_{II}}{\tau_{II}^2} + \frac{2}{\tau_{II}} \cdot \frac{m_6 g}{\eta_2 n} \right\} \cdot t. \tag{27}$$

Двічі інтегруючи (27) по часу t , з урахуванням початкових умов (6), маємо:

$$x_1(t) = \frac{F_{II1}}{2m_{II1}} \cdot t^2 - \left\{ \frac{\left[\frac{m_6}{n^2} + 2H\rho \right] \cdot V_n}{\tau_{II}^2} + \frac{m_6 g}{\tau_{II} \eta_2 n} \right\} \cdot \frac{t^3}{3m_{II1}}. \quad (28)$$

Слід зазначити, що закони руху $(x_1(t))$ (28) та $(x_2(t))$ (19) на проміжку часу $t \in [0, \tau_{II}]$ можна забезпечити шляхом використання мехатронних систем керування рухом механізмів підйому вантажів будівельних/вантажопідйомних кранів. Саме такий підхід забезпечить безаварійний режим роботи останніх.

Випадок Б. Підйом вантажу способом “з ваги”. Початкові умови руху системи [4]:

$$(x_1 - x_2)|_{t=0} = \frac{F_{II2}}{C_{II}}; (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)|_{t=0} = 0. \quad (29)$$

Система рівнянь руху (5) після введення змінної $\tilde{S} = x_1 - x_2$ набуває вигляду :

$$\ddot{\tilde{S}} + \Omega^2 \tilde{S} = \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right). \quad (30)$$

З (30) можна легко знайти $R(t)$:

$$R(t) = C_{II} \tilde{S} = \left\{ \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) - \ddot{\tilde{S}} \right\} \cdot \frac{C_{II}}{\Omega^2}. \quad (31)$$

Тоді критерій якості руху механізму підйому вантажу способом “з ваги” (13) набуває вигляду:

$$I = \left\{ \frac{1}{\tau_{II}} \cdot \int_0^{\tau_{II}} [R(t)]^2 dt \right\}^{1/2} = \left\{ \frac{1}{\tau_{II}} \cdot \int_0^{\tau_{II}} \left[\left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) - \ddot{\tilde{S}} \right]^2 \cdot \frac{C_{II}^2}{\Omega^2} dt \right\}^{1/2} \Rightarrow \min. \quad (32)$$

Рівняння Ейлера-Пуассона для (32) набуває виду:

$$\tilde{S}^{(IV)} = 0. \quad (33)$$

Розв’язок (33) шукаємо у наступному вигляді:

$$\tilde{S}(t) = B_0 + B_1 t + B_2 t^2 + B_3 t^3, \quad (34)$$

де: (B_0, B_1, B_2, B_3) – константи, величини котрих знаходимо з наступних початкових умов (з урахуванням (29) та (30)):

$$\begin{cases} \tilde{S}|_{t=0} = \frac{F_{\Pi 2}}{C_{\Pi}}; \dot{\tilde{S}}|_{t=0} = 0; \ddot{\tilde{S}}|_{t=0} = \left(\frac{F_{\Pi 1}}{m_{\Pi 1}} + \frac{F_{\Pi 2}}{m_{\Pi 2}} \right) - \Omega^2 \cdot \frac{F_{\Pi 2}}{C_{\Pi}}; \\ \dot{\tilde{S}}|_{t=\tau_{\Pi}} = V_{\Pi}. \end{cases} \quad (35)$$

Для значень B_0, B_1, B_2, B_3 з (35) маємо:

$$\begin{cases} B_0 = \frac{F_{\Pi 2}}{C_{\Pi}}; B_1 = 0; 2B_2 = \left(\frac{F_{\Pi 1}}{m_{\Pi 1}} + \frac{F_{\Pi 2}}{m_{\Pi 2}} \right) - \Omega^2 \cdot \frac{F_{\Pi 2}}{C_{\Pi}} = \left(\frac{F_{\Pi 1}}{m_{\Pi 1}} - \frac{F_{\Pi 2}}{m_{\Pi 1}} \right); \\ B_3 = \frac{1}{3\tau_{\Pi}^2} \cdot \left\{ V_{\Pi} - 2\tau_{\Pi} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{F_{\Pi 1} - F_{\Pi 2}}{m_{\Pi 1}} \right) \right\} = \frac{1}{3\tau_{\Pi}^2} \left\{ V_{\Pi} - \tau_{\Pi} \left(\frac{F_{\Pi 1} - F_{\Pi 2}}{m_{\Pi 1}} \right) \right\}. \end{cases} \quad (36)$$

Тому, остаточно, для $\tilde{S}(t)$, що задовольняє критерію якості руху (32) при підйомі вантажу “з ваги”, маємо:

$$\begin{aligned} \tilde{S}(t) = (x_1(t) - x_2(t)) = & \frac{F_{\Pi 2}}{C_{\Pi}} + \left(\frac{F_{\Pi 1} - F_{\Pi 2}}{m_{\Pi 1}} \right) \cdot \frac{t^2}{2} + \\ & + \left\{ \frac{1}{3\tau_{\Pi}^2} \cdot \left[V_{\Pi} - \tau_{\Pi} \cdot \left(\frac{F_{\Pi 1} - F_{\Pi 2}}{m_{\Pi 1}} \right) \right] \right\} \cdot t^3. \end{aligned} \quad (37)$$

Для знаходження закону руху вантажу при підйомі “з ваги” приймаємо для власне вантажу наступні початкові умови:

$$x_2(t)|_{t=0} = 0; \dot{x}_2(t)|_{t=0} = 0, \quad (38)$$

а закон руху вантажу $\dot{x}_2(t)$ знаходимо, розв’язавши рівняння :

$$\ddot{x}_2 = \frac{C_{\Pi} \tilde{S}}{m_{\Pi 2}} - \frac{F_{\Pi 2}}{m_{\Pi 2}} = \frac{C_{\Pi}}{m_{\Pi 2}} \cdot \left\{ \frac{(F_{\Pi 1} - F_{\Pi 2}) \cdot t^2}{2m_{\Pi 1}} + \left[\frac{1}{3\tau_{\Pi}^2} \cdot \left(V_{\Pi} - \tau_{\Pi} \cdot \frac{(F_{\Pi 1} - F_{\Pi 2})}{m_{\Pi 1}} \right) \right] \cdot t^3 \right\} \quad (39)$$

Враховуючи умови (38), інтегрування рівняння (39) двічі по t дає наступний закон руху вантажу у цьому випадку – для підйому “з ваги” й мінімальними навантаженнями [у період пуску ($t \in [0, \tau_{\Pi}]$)]:

$$x_2(t) = \frac{C_{\Pi} (F_{\Pi 1} - F_{\Pi 2})}{24m_{\Pi 1} m_{\Pi 2}} \cdot t^4 + \frac{C_{\Pi}}{60\tau_{\Pi}^2 m_{\Pi 2}} \cdot \left(V_{\Pi} - \tau_{\Pi} \cdot \frac{(F_{\Pi 1} - F_{\Pi 2})}{m_{\Pi 1}} \right) \cdot t^5. \quad (40)$$

Для знаходження закону руху першої маси $m_{\Pi 1}$ використаємо наступні початкові умови:

$$x_1(t)|_{t=0} = \frac{F_{\Pi 2}}{C_{\Pi}}; \dot{x}_2(t)|_{t=0} = 0, \quad (41)$$

а також рівняння:

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \frac{F_{II1}}{m_{II1}} - \frac{C_{II}\tilde{S}}{m_{II1}} = \\ &= \frac{F_{II1}}{m_{II1}} - \frac{C_{II}}{m_{II1}} \cdot \left\{ \frac{(F_{II1} - F_{II2}) \cdot t^2}{2m_{II1}} + \left[\frac{1}{3\tau_{II}^2} \cdot \left(V_{II} - \tau_{II} \cdot \frac{(F_{II1} - F_{II2})}{m_{II1}} \right) \right] \cdot t^3 \right\}. \end{aligned} \right. \quad (42)$$

У результаті інтегрування (42) по t двічі матимемо:

$$\begin{aligned} x_1(t) &= \frac{F_{II1}}{m_{II1}} \cdot \frac{t^2}{2} - \\ &- \frac{C_{II}}{m_{II1}} \cdot \left\{ \frac{(F_{II1} - F_{II2}) \cdot t^4}{24m_{II1}} + \left[\frac{1}{3\tau_{II}^2} \cdot \left(V_{II} - \tau_{II} \cdot \frac{(F_{II1} - F_{II2})}{m_{II1}} \right) \right] \cdot \frac{t^5}{20} \right\} + \frac{F_{II2}}{C_{II}}. \end{aligned} \quad (43)$$

Для $R(t)$, використовуючи (37), маємо:

$$\begin{aligned} R(t) &= C_{II}\tilde{S}(t) = \\ &= F_{II2} + C_{II} \cdot \left(\frac{F_{II1} - F_{II2}}{m_{II1}} \right) \cdot \frac{t^2}{2} + \left\{ \frac{C_{II}}{3\tau_{II}^2} \cdot \left[V_{II} - \tau_{II} \cdot \left(\frac{F_{II1} - F_{II2}}{m_{II1}} \right) \right] \right\} \cdot t^3. \end{aligned} \quad (44)$$

Коефіцієнт динамічності для цього способу підйому вантажу “з ваги” набуває наступного значення:

$$\begin{aligned} k_{\text{дин}}(t) &= \frac{R(t)}{m_6 g} = \\ &= \frac{F_{II2}}{m_6 g} + \frac{C_{II}(F_{II1} - F_{II2})}{2m_{II1}m_6 g} \cdot t^2 + \left\{ \frac{C_{II}}{3\tau_{II}^2 m_6 g} \cdot \left[V_{II} - \tau_{II} \cdot \left(\frac{F_{II1} - F_{II2}}{m_{II1}} \right) \right] \right\} \cdot t^3. \end{aligned} \quad (45)$$

Максимального значення коефіцієнт динамічності у цьому випадку набуває при $t = \tau_{II}$:

$$\begin{aligned} k_{\text{дин}}^{(\max)} &= k_{\text{дин}}(t) \Big|_{t=\tau_{II}} = \\ &= \frac{F_{II2}}{m_6 g} + \frac{C_{II}(F_{II1} - F_{II2})}{2m_{II1}m_6 g} \cdot \tau_{II}^2 + \left\{ \frac{C_{II} \cdot \tau_{II}}{3m_6 g} \cdot \left[V_{II} - \tau_{II} \cdot \left(\frac{F_{II1} - F_{II2}}{m_{II1}} \right) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (46)$$

Випадок В. Підйом вантажу способом “з підхватом”/“з основи”. Початкові умови руху системи[4]:

$$(x_1 - x_2) \Big|_{t=0} = 0; (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \Big|_{t=0} = V_0, \quad (47)$$

де: V_0 – швидкість приведеної маси привода у процесі вибору слабину канату, яка близька до номінальної, тобто до V_{II} , але все ж таки $V_0 < V_{II}$.

Міркування щодо рівнянь (30)-(33), наведені вище, у цьому випадку повторюються, але розв’язок (33) шукатимемо у такому вигляді:

$$\tilde{S}(t) = D_0 + D_1 t + D_2 t^2 + D_3 t^3, \quad (48)$$

де: (D_0, D_1, D_2, D_3) – константи, значення котрих встановлюємо з наступних початкових умов:

$$\tilde{S}\Big|_{t=0} = 0; \quad \dot{\tilde{S}}\Big|_{t=0} = V_0; \quad \ddot{\tilde{S}}\Big|_{t=0} = \frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}}; \quad \dot{\tilde{S}}\Big|_{t=\tau_{II}} = V_{II}. \quad (49)$$

Для значень D_0, D_1, D_2, D_3 з (49) маємо:

$$D_0 = 0; \quad D_1 = V_0; \quad 2D_2 = \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right); \quad D_3 = \frac{1}{3\tau_{II}^2} \left\{ V_{II} - \tau_{II} \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \right\}. \quad (50)$$

Тому, остаточно, для $\tilde{S}(t)$, що задовольняє критерію якості руху (32) при підйомі вантажу способом “з підхватом”/“з основи”, маємо:

$$\tilde{S}(t) = V_0 t + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \cdot t^2 + \frac{1}{3\tau_{II}^2} \cdot \left\{ V_{II} - \tau_{II} \cdot \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \right\} \cdot t^3. \quad (51)$$

Для знаходження закону руху вантажу при підйомі “з підхватом”/“з основи” для власне вантажу приймаємо наступні початкові умови

$$x_2(t)\Big|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}_2(t)\Big|_{t=0} = 0,$$

а закон руху вантажу $x_2(t)$ знаходимо у цьому випадку, розв’язавши рівняння:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_2 &= \frac{C_{II}\tilde{S}}{m_{II2}} - \frac{F_{II2}}{m_{II2}} = \\ &= \frac{C_{II}}{m_{II2}} \left\{ V_0 t + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) t^2 + \frac{1}{3\tau_{II}^2} \left[V_{II} - \tau_{II} \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \right] t^3 \right\} - \frac{F_{II2}}{m_{II2}}. \end{aligned} \quad (53)$$

З урахуванням умов (52) для розв’язку рівняння (53) маємо:

$$\begin{aligned} x_2(t) &= \frac{C_{II}}{m_{II2}} \left\{ V_0 \frac{t^3}{6} + \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \frac{t^4}{24} + \frac{1}{60\tau_{II}^2} \left[V_{II} - \tau_{II} \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \right] t^5 \right\} - \\ &- \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \cdot \frac{t^2}{2}. \end{aligned} \quad (54)$$

Для знаходження закону руху першої маси m_{II1} використаємо наступні початкові умови:

$$x_1(t)\Big|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}_1(t)\Big|_{t=0} = V_0, \quad (55)$$

а також рівняння:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \frac{F_{II1}}{m_{II1}} - \frac{C_{II}\tilde{S}}{m_{II1}} = \\ &= \frac{F_{II1}}{m_{II1}} - \frac{C_{II}}{m_{II1}} \left\{ V_0 t + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) t^2 + \frac{1}{3\tau_{II}^2} \left[V_{II} - \tau_{II} \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \right] t^3 \right\}. \end{aligned} \quad (56)$$

В результаті інтегрування по t (56) з урахуванням (55) маємо:

$$x_1(t) = \frac{F_{II1}}{m_{II1}} \cdot \frac{t^2}{2} - \frac{C_{II}}{m_{II1}} \left\{ V_0 \frac{t^3}{6} + \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \frac{t^4}{24} + \frac{1}{60\tau_{II}^2} \left[V_{II} - \tau_{II} \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \right] t^5 \right\} + V_0 t. \quad (57)$$

Для $R(t)$, використовуючи (51), маємо:

$$R(t) = C_{II} \tilde{S}(t) = C_{II} \left\{ V_0 t + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) t^2 + \frac{1}{3\tau_{II}^2} \left[V_{II} - \tau_{II} \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \right] t^3 \right\}. \quad (58)$$

Коефіцієнт динамічності для цього способу підйому вантажу “з підхватом”/“з основи” набуває наступного значення:

$$k_{дин}(t) = \frac{R(t)}{m_6 g} = \frac{C_{II}}{m_6 g} \left\{ V_0 t + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) t^2 + \frac{1}{3\tau_{II}^2} \left[V_{II} - \tau_{II} \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \right] t^3 \right\}. \quad (59)$$

Максимального значення коефіцієнт динамічності у цьому випадку набуває при $t = \tau_{II}$:

$$k_{дин}^{(max)} = \frac{C_{II}}{m_6 g} \left\{ V_0 \tau_{II} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \tau_{II}^2 + \frac{1}{3} \left[V_{II} - \tau_{II} \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \right] \tau_{II}^3 \right\}. \quad (60)$$

Вирази (46) та (60) доцільно порівняти між собою, провівши елементарні перетворення/спрощення:

$$\frac{k_{дин}^{(max)}(\text{Випадок В})}{k_{дин}^{(max)}(\text{Випадок Б})} = \frac{\frac{C_{II}}{m_6 g} \left\{ V_0 \tau_{II} + \frac{1}{3} V_{II} \tau_{II} + \frac{1}{6} \left(\frac{F_{II1}}{m_{II1}} + \frac{F_{II2}}{m_{II2}} \right) \tau_{II}^2 \right\}}{\frac{F_{II2}}{m_6 g} + \frac{C_{II}}{m_6 g} \left\{ \frac{1}{3} V_{II} \tau_{II} + \frac{1}{6} \frac{(F_{II1} - F_{II2})}{m_{II1}} \tau_{II}^2 \right\}}. \quad (61)$$

З виразу-порівняння (61) чітко видно, що, регулюючи величину τ_{II} (наприклад, $\tau_{II} \rightarrow 0$), можна суттєво зменшити чисельник цього виразу, у той же час як у знаменнику буде залишатись доданок $F_{II2}/(m_6 g)$, котрий від τ_{II} взагалі не залежить, а представляє собою скінченну величину. Тому можна зазначити, що спосіб підйому вантажу “з ваги” відрізняється більшими значеннями $k_{дин}(t)$ у порівнянні зі способом підйому вантажу “з основи”/“з підхватом”.

ВИСНОВКИ

1. Обґрунтована фізико-механічна модель механізму підйому вантажу будівельними/вантажопідйомними кранами, яка дозволяє визначати основні закони руху вантажу та приводного механізму, напруження у канатах.

2. Наведені оптимальні закони руху вантажу, які мінімізують напруження у канатній системі крана за різних способів підйому вантажу: а) “з ваги”; б) “з основи”/“з підхватом”. Мінімізований й коефіцієнт динамічності канатної системи крана, для якого, як і для напруження у канатній системі, відсутній коливний характер, а залежність від часу (t) має монотонно зростаючий характер, що дозволяє суттєво зменшити і навіть уникнути перевантажень цієї системи, а значить, зменшити ризики виникнення аварійних ситуацій при реалізації навантажувально-розвантажувальних робіт.

3. Результати даного дослідження можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих методів інженерних розрахунків механізмів підйому вантажу будівельних кранів у режимах їх реальної експлуатації.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем. – Київ –Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 175 с.
2. Ловейкін В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
3. Горский Б.Е., Ловейкин В.С. Методика составления операторов передачи движения // Горные, строительные и дорожные машины. – К.: Техніка, 1979. Вып. 28. С.99-105.
4. Гоберман Л.А., Степанян К.В., Яркін А.А., Заленский В.С. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 407 с.
5. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Човнюк Ю.В., Кадикало І.О. Динаміка й оптимізація підйомно-транспортних машин. – К.: ЦП “Компрінт”, 2019. – 292 с.
6. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Динамічна оптимізація механізму підйому вантажу мостових кранів. – К.: ЦП “Компрінт”, 2015. – 197 с.
7. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин. – К. – Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
8. Ловейкін В.С., Нестеров А.П. Динамічна оптимізація підйомних машин. – Х.: ХДАДТУ, 2002. – 285 с.
9. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Математичне моделювання роботи механізму підйому вантажу мостового крана // Збірник наукових праць “Машинобудування”. – 2014. – №13. – С.15-23.
10. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом. – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 184 с.
11. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Аналіз та синтез оптимального керування рухом вантажопідйомного крана прямим варіаційним методом // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія “Техніка та енергетика АПК”. – 2014. – Вип.196. – Частина 1. – С.129-139.
12. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідйомних машин. – К.: ЦП “Компрінт”, 2012. – 298 с.

13. Ромасевич Ю.О. Синтез оптимального керування рухом вантажопідйомними кранами // Всеукраїнський зб. наук. праць «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини». – 2014. – №83. – С.26-33.
14. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Синтез оптимального керування рухом динамічних систем за інтегрально-термінальним критерієм // Зб. наук. праць. Серія “Галузеве машинобудування, будівництво”. – 2012. Вип.1 (31). – С.67-73.
15. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Шумілов Г.В. Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана. – К.: ЦП “Компрінт”, 2013. – 174 с.
16. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Оптимізація режимів руху кранових механізмів. – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2011. – 307 с.
17. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Ромасевич Ю.О. Застосування методів варіаційного числення в задачах оптимального управління вантажопідйомними машинами сільськогосподарського призначення // Підйомно-транспортна техніка. – 2010. – №2. – С.3-15.
18. Ловейкін В.С., Войтюк Д.Г., Ромасевич Ю.О., Човнюк Ю.В. Розробка мехатронних систем керування рухом кранового механізму з гнучким підвісом вантажу. Методичні рекомендації. Науково-методичний центр аграрної освіти. – К., 2011. – 27 с.
19. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Комплексний синтез оптимального керування рухом вантажопідйомного крана // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – №45. – С.385-399.
20. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Оптимальне керування рухом динамічних систем з урахуванням вищих похідних функції керування // Науковий вісник НЛТУ України. – Львів, 2015. – Вип. 21. – С.304-312.

Ph.D., Professor **ISA Chovnyuk Yurii**,
Associate Professor **Cherednichenko Petro**,
Ph.D., Associate Professor **Kravchuk Volodymyr**,
Ph.D., Associate Professor **Ostapushchenko Olga, Kravchenko Igor**,
Kyiv National University of Construction and Architecture, Ukraine

DYNAMIC LOADS IN ELASTIC ELEMENTS/ROPES OF CONSTRUCTION CRANES ANALYSIS AND OPTIMIZATION

In the study, an analysis of the dynamic model of construction cranes' load lifting mechanism, proposed by professor Loveikyn V.S. and others, was carried out. In order to determine the dynamic loads in the elastic rope, a dynamic model is used, in which all sections of the shafts are considered rigid, and only the cable is elastic. Bringing the engine rotor masses, brake pulley, gears, drum and load to the rope branchers that are wound on the drum, allows the original complex multi-mass technical system to be reduced to a simplified (two-mass) crane lifting mechanism dynamic model, which is comprehensively and in detail analyzed in transition-type modes (for example, in the start-up mode).

An established and substantiated criterion for the movement quality of the hoisting crane load mechanism, at which rope system dynamic stresses are minimized in the starting mode, as well as the dynamic coefficient for different ways of lifting the

load: 1) “from the weight”; 2) “with a pick up”/ “from the base” – typical during cranes real work in cargo lifting/lowering operations (loading and unloading).

Classical variational calculus methods usage (Euler-Poisson equation) allows to determine the conditions, according to which the above-mentioned criterion for the movement quality of the load lifting mechanism can be implemented.

The movements laws of the load cargo and the drive crane mechanism are also defined, as well as law of dynamic coefficient change in time, for which there is no oscillation nature of time dependence, and the specified time functions have a monotonically growing character over time.

The results obtained in the work allow (when using mechatronic control systems for the cargo lifting process) prevent overloading of the crane rope system and possible emergency situations, which lead to breaks in the elastic elements of the load lifting mechanisms (i.e. ropes), and also clarify and improve the existing engineering methods of similar complex technical systems calculations in their real operation modes.

Key words: analysis; dynamic optimization; load; elastic elements; ropes; construction cranes; lifting the load “from the weight”; lifting the load “with a pick up”/ (“from the base”).

REFERENCES

1. Loveikin V.S., Nazarenko I.I., Onyshchenko O.H. Teoriia tekhnichnykh system. – Kyiv –Poltava: IZMN – PDTU, 1998. – 175 s. {in Ukrainian}
2. Loveikin V.S, Raschetы optimalnykh rezhimov dvizheniya mekhanizmov stroitelnykh mashyn. – K.: UMK VO, 1990. – 168 s. {in Russian}
3. Horskyi B.E., Loveikyn V.S. Metodyka sostavleniya operatorov peredachy dvizheniya // Горные, стroytelные y dorozhные mashyny. – K.: Tekhnika, 1979. Выр .28. S. 99-105. {in Russian}
4. Hoberman L.A., Stepanian K.V., Yarkyn A.A., Zalenskyi V.S. Teoryia, konstruktsiya y raschet stroytelnykh y dorozhnykh mashyn. – M.: Mashynostroenye, 1979. – 407 s. {in Russian}
5. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O., Chovniuk Yu.V., Kadykalo I.O. Dynamika y optymizatsiia pidiomno-transportnykh mashyn. – K.: TsP “Komprint”, 2019. – 292 s. {in Ukrainian}
6. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O. Dynamichna optymizatsiia mekhanizmu pidiomu vantazhu mostovykh kraniv. – K.: TsP “Komprint”, 2015. – 197 s. {in Ukrainian}
7. Loveikin V.S., Chovniuk Yu.V., Dikteruk M.H., Pastushenko S.I. Modeliuvannia dynamiky mekhanizmiv vantazhopidiomnykh mashyn. – K. – Mykolaiv: RVV MDAU, 2004. – 286 s. {in Ukrainian}
8. Loveikin V.S., Nesterov A.P. Dynamichna optymizatsiia pidiomnykh mashyn. – Kh.: KhDADTU, 2002. – 285 s. {in Ukrainian}

9. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O. Matematychno modeliuвання roboty mekhanizmu pidiomu vantazhu mostovoho krana // Zbirnyk naukovykh prats “Mashynobuduvannya”. – 2014. – №13. – S. 15-23. {in Ukrainian}
10. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O. Optymizatsiia perekhidnykh rezhymiv rukhu mekhanichnykh system priamym variatsiinym metodom. – K.; Nizhyn: Vydavets PP Lysenko M.M., 2010. – 184 s. {in Ukrainian}
11. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O. Analiz ta syntezy optimalnoho keruvannya rukhom vantazhopidomnoho krana priamym variatsiinym metodom // Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannya Ukrainy. Seriya “Tekhnika ta enerhetyka APK”. – 2014. – Vyp.196. – Chastyna 1. – S. 129-139. {in Ukrainian}
12. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O. Analiz ta syntezy rezhymiv rukhu mekhanizmiv vantazhopidomnykh mashyn. – K.: TsP “Komprint”, 2012. – 298 s. {in Ukrainian}
13. Romasevych Yu.O. Syntezy optimalnoho keruvannya rukhom vantazhopidomnykh kranamy // Vseukrainskyi zb. nauk. prats «Hirnychi, budivelni, dorozhni ta melioratyvni mashyny”. – 2014. – №83. – S. 26-33. {in Ukrainian}
14. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O. Syntezy optimalnoho keruvannya rukhom dynamichnykh system za intehralno-terminalnym kryteriiem // Zb. nauk. prats. Seriya “Haluzeve mashynobuduvannya, budivnytstvo”. – 2012. Vyp.1 (31). – S. 67-73. {in Ukrainian}
15. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O., Shumilov H.V. Optymizatsiia rezhymu zminy vylotu i pidiomu vantazhu bashtovoho krana. – K.: TsP “Komprint”, 2013. – 174 s. {in Ukrainian}
16. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O. Optymizatsiia rezhymiv rukhu kranovykh mekhanizmiv. – K.; Nizhyn: Vydavets PP Lysenko M.M., 2011. – 307 s. {in Ukrainian}
17. Loveikin V.S., Chovniuk Yu.V., Romasevych Yu.O. Zastosuvannya metodiv variatsiinoho chyslennia v zadachakh optimalnoho upravlinnia vantazhopidomnykh mashynamy silskohospodarskoho pryznachennia // Pidomno-transportna tekhnika. – 2010. – №2. – S. 3-15. {in Ukrainian}
18. Loveikin V.S., Voitiuk D.H., Romasevych Yu.O., Chovniuk Yu.V. Rozrobka mekhatronnykh system keruvannya rukhom kranovoho mekhanizmu z hnuchkym pidvisom vantazhu. Metodychni rekomendatsii. Naukovo-metodychnyi tsestr ahrarnoi osvity. – K., 2011. – 27 c. {in Ukrainian}
19. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O. Kompleksnyi syntezy optimalnoho keruvannya rukhom vantazhopidomnoho krana // Avtomatyzatsiia vyrobnychykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni. – 2011. – №45. – S. 385-399. {in Ukrainian}
20. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O. Optymalne keruvannya rukhom dynamichnykh system z urakhuvanniam vyshchykh pokhidnykh funktsii keruvannya // Naukovyi visnyk NLTU Ukrainy. – Lviv, 2015. – Vyp. 21. – S. 304-312. {in Ukrainian}