*Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 1, 5-11*
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

DOI: 10.31548/machenergy.2020.01.005-011

УДК 693.546

# ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РУХУ МЕХАНІЗМІВ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ ТА ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА З БАЛОЧНОЮ СТРІЛОЮ

**В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, А. В. Ловейкін, Д. І. Муштин**

[1]Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.
[2]Київський національний університет імені Тараса Шевченка, Україна.

*Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.*

*Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.*

*Історія статті: отримано – жовтень 2019, акцептовано – січень 2020.*
*Бібл. 19, рис. 6, табл. 1.*

**Анотація.** Робота присвячена дослідженням процесів, які виникають при сумісному русі механізмів зміни вильоту вантажу та повороту баштового крана з горизонтальною балочною стрілою. В статі наведена динамічна модель руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана, на основі якої за допомогою рівняння Лагранжа другого роду складена система звичайних нелінійних диференційних рівнянь другого порядку. Розв'язок отриманих диференційних рівнянь здійснено чисельним методом з використанням стандартних програм, результатом яких стали графічні залежності кінематичних характеристик і динамічних характеристик ланок приводних механізмів зміни вильоту та повороту крана, а також вантажу.

Аналіз отриманих графічних залежностей показав, що в процесі пуску механізмів зміни вильоту та повороту крана виникають коливання як в елементах приводу так і в несучій конструкції, які передаються на вантаж та призводять до його розгойдування. Розгойдування вантажу ускладнює роботу кранівника, зменшує продуктивність та точність позиціонування вантажу при роботі крана, а також знижує його надійність, що збільшує ймовірність виникнення аварійних ситуацій. Вирішення поставлених задач динамічного аналізу сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту крана в процесі пуску дозволяє встановити чинники, які впливають на коливання елементів приводів, конструкцій та вантажу. В результаті проведеного аналізу режимів пуску механізмів зміни вильоту та повороту крана встановлено, що вплив на коливання елементів крана має характер зміни рушійних моментів приводних механізмів, а також геометричні, кінематичні та інерційні характеристики ланок. Для суттєвого зменшення динамічних ланок в елементах приводних механізмів, конструкцій крана та вантажу, запропоновано провести оптимізацію перехідних режимів пуску та гальмування при сумісному русі механізмів зміни вильоту та повороті крана.

Така оптимізація дозволить збільшити продуктивність вантажних операцій та підвищити точність позиціонування вантажу в процесі його переміщення, а також підвищити продуктивність роботи крана та зменшити можливість виникнення аварійних ситуацій.

**Ключові слова:** баштовий кран, динамічна модель, механізм зміни вильоту, механізм повороту, сумісний рух, динамічні навантаження, аналіз, математична модель.

## Постановка проблеми

В умовах серійного розвитку житлового будівництва значного поширення набули баштові крани з горизонтальною балочною стрілою, які виконують різноманітні транспортні та монтажні операції. Переміщення вантажів цими кранами здійснюють за рахунок роботи механізмів підйому та зміни вильоту вантажу, а також повороту стріли.

Для збільшення продуктивності роботи баштових кранів, кранівники використовують поєднання роботи двох механізмів в різних комбінаціях: 1. підйом або опускання вантажу та зміна його вильоту; 2. підйом або опускання вантажу та поворот стріли; 3. зміна вильоту вантажу та поворот стріли.

Забезпечення високої продуктивності баштових кранів при поєднані роботи різних механізмів приводить до підвищення коливань елементів приводів, конструкцій та вантажу закріпленому на гнучкому підвісі, що супроводжується значними динамічними навантаженнями, особливо під час проходження перехідних процесів (пуску/гальмування). Найбільш небезпечні динамічні навантаження виникають при суміщені операцій зміни вильоту вантажу та повороті стріли. При цьому динамічні навантаження, що виникають, суттєво зменшують надійність конструкції та продуктивність крана, ресурсу механізмі зміни вильоту та повороту стріли, а також піддають ризики роботі стропальників та кранівника за рахунок розгойдування вантажу та вимагаючи від кранівника постійно працювати в напруженому стані.

Отже задача дослідження динаміки руху механізмів зміни вильоту вантажу та повороту стріли баштового крана при їхньому сумісному русі є досить

актуальною, оскільки максимально наближена до реальних умов роботи крана.

### Аналіз останніх досліджень

Питаннями зменшення розгойдування вантажу на гнучкому підвісі та зниженням динамічних навантажень у механізмах вантажопідйомних машин займались багато дослідників[1–19].

В роботах [1–6, 11, 13, 16] досліджувалась динаміка руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу для різних типів кранів. При цьому використовувались різні методи визначення причин виникнення коливань вантажу на гнучкому підвісі.

Досліджувався також і механізм повороту крана, як його динаміка [1–5, 13, 16], так і конструкційні особливості [4, 5, 7–9, 17]. Кожним дослідником певного механізму було запропоновано свої методи покращення його роботи. Проте, слід зазначити, що детального аналізу динаміки механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана при їх сумісному русі, зокрема у перехідних режимах роботи, до цього часу не зроблено.

Тому це питання є актуальним та потребує більш глибокого вивчення.

### Мета досліджень

Мета даної роботи полягає у визначенні динамічних характеристик механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана з балочною стрілою при їхньому сумісному русі з урахуванням механічних характеристик приводних електродвигунів.

### Результати досліджень

Стрілову систему баштового крана з балочною стрілою представляємо як механічну систему, що складається з абсолютно твердих тіл, окрім гнучкого підвісу вантажу, який здійснює коливання в площині зміни вильоту і при повороті стрілової системи. За узагальнені координати прийнятої динамічної моделі обрані лінійні координати центрів мас візка $z$ та вантажу $x$ в площині зміни вильоту, а також кутові координати повороту стріли $\varphi$ та вантажу $\psi$ в горизонтальні площині. При цьому вважаємо, що довжина гнучкого підвісу $L$ є незмінною величиною в процесі руху механізмів, тобто L=const.

В площині зміни вильоту центри мас вантажу та візка відхиляється на відстань

$$\mathrm{AB} = z - xQ, \quad (1)$$

а при повороті крана ще переміщуються в горизонтальній площині на відстань:

$$\mathrm{BC} = x(\varphi - \psi)\, 0; \quad (2)$$

Тобто сумарне переміщення вантажу відносно візка при роботі механізмів зміни вильоту та повороту крана в горизонтальній площині визначається залежністю:

$$AC = u = [AB^2 + BC^2 - 2AB \cdot BC \cdot cos(\angle ABC)]^{1/2}; (3)$$

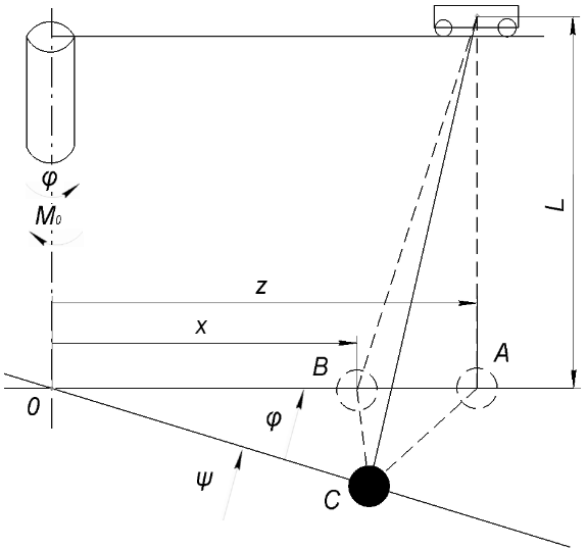


**Рис.1.** Динамічна модель руху механізмів зміни вильоту та повороту крана.

**Fig. 1.** Dynamic model of movement of mechanisms of change of departure and rotation of the crane.

Визначимо кут $\angle ABC$

$$\angle \mathrm{OBC} = \angle \mathrm{OCB} = \frac{\pi - (\varphi - \psi)}{2} = \frac{\pi}{2} - \frac{(\varphi - \psi)}{2};$$

$$\angle \mathrm{ABC} = \pi - \angle \mathrm{OBC} = \pi - \left[\frac{\pi}{2} - \frac{(\varphi - \psi)}{2}\right] =$$

$$= \frac{\pi}{2} + \frac{(\varphi - \psi)}{2}\, Q. \quad (4)$$

Після підстановки виразів (1), (2) і (4) в залежності (3) будемо мати:

$$AC = u = [(z - x)^2 + x^2(\varphi - \psi) - 2(z - x)x \cdot (\varphi - \psi) \cdot\cdot cos(\frac{\pi}{2} + \frac{(\varphi - \psi)}{2})]^{1/2} = [(z - x)^2 + x^2(\varphi - \psi) - -2x(z - x) \cdot (\varphi - \psi) \cdot sin(\frac{(\varphi - \psi)}{2})]^{1/2}\, Q. \quad (5)$$

Тепер можна визначити кутову координату відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі:

$$\nu = \frac{u}{L} Q. \quad (6)$$

Для складання рівнянь руху механізмів зміни вильоту і повороту крана використовуємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial T}{\partial z} = Q_z - \frac{\partial \Pi}{\partial z} Q \\ \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x - \frac{\partial \Pi}{\partial x} Q \\ \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} Q \\ \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} - \frac{\partial T}{\partial \psi} = Q_\psi - \frac{\partial \Pi}{\partial \psi} Q \end{cases} \quad (7)$$

де $t$ – час; $T$, $\Pi$ – відповідно кінетична та потенціальна енергія системи при роботі механізмів зміни вильоту та повороту крана; $Q_z, Q_x, Q_\varphi, Q_\psi$ – потенціальні складові узагальнених сил, що відповідають узагальненим координатам відповідно $z, x, \varphi, \psi$.

Знайдемо вирази кінетичної та потенціальної енергії системи при поєднанні роботі механізмів зміни вильоту та повороту крана $Q$ :

$$\mathrm{T} = \frac{1}{2} \cdot [\frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot {U_1}^2}{D^2} + m_1] \cdot (\dot{z}^2 + z^2 \cdot \dot{\varphi}^2) + \frac{1}{2} \cdot [I_2 \cdot \delta_2 \cdot \cdot {U_2}^2 + I_0] \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} \cdot m \cdot (\dot{x}^2 + x^2 \cdot \dot{\psi}^2); \quad (8)$$

$$\Pi = m \cdot g \cdot L \cdot (1 - cos\nu) = m \cdot g \cdot L \cdot (1 - cos\frac{u}{L})Q: \quad (9)$$

де $m_1, m$ – відповідно маси візка та вантажу; $I_1, I_2$ – відповідно момент інерції роторів електродвигунів механізмів зміни вильоту та повороту крана; $I_0$ – момент інерції поворотної частини крана відносно власної осі обертання; $\delta_1, \delta_2$ – коефіцієнт, що враховує інерційність елементів приводів відповідно механізмів зміни вильоту та повороту крана; $U_1, U_2$ – передаточні числа приводів відповідно механізмів зміни вильоту та повороту; D – діаметр барабана поворотного механізму переміщення візка; g – пришвидшення вільного падіння.

Непотенціальні складові узагальнених сил визначаються як різниця рушійних сил і сил опору в механізмах. Рушійні сили (моменти) для асинхронних двигунів змінного струму визначаються на базі формули Клосса. В результаті чого непотенціальні складові узагальнюючих сил мають вигляд :

$$Q_z = F = \frac{4M_{кр1} \cdot U_1 \cdot \eta_1 \cdot (1 + a_1 \cdot S_{кр1})}{D * (\frac{1 - \frac{2\dot{z} \cdot U_1}{D \cdot \omega_{01}}}{S_{кр1}} + \frac{S_{кр1}}{1 - \frac{2\dot{z} \cdot U_1}{D \cdot \omega_{01}}} + 2a_1 \cdot S_{кр1})} - W; \quad (10)$$

$$Q_\varphi = M = \frac{2M_{кр2} \cdot U_2 \cdot \eta_2 \cdot (1 + a_2 \cdot S_{кр2})}{\frac{1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot U_2}{\omega_{02}}}{S_{кр2}} + \frac{S_{кр2}}{1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot U_2}{\omega_{02}}} + 2a_2 \cdot S_{кр2}} - M_0 Q, \quad (11)$$

де $M_{кр1}, M_{кр2}$ – відповідно максимальні (критичні) значення моментів на валах електродвигунів приводних механізмів переміщення візка та повороту крана; $\eta_1, \eta_2$ – відповідно коефіцієнт корисної дії приводних механізмів переміщення візка та повороту крана; $a_1$, $a_2$– безрозмірні параметри двигунів приводних механізмів відповідно переміщення візка і повороту крана; $S_{кр1}, S_{кр2}$ – відповідно критичні ковзання двигунів механізмів переміщення візка та повороту крана; W – сила статичного опору переміщення візка; $M_0$ – момент статичного опору повороту крана. Безрозмірні параметри двигунів приводних механізмів відповідно переміщення візка і повороту крана:

$$a_1 = \frac{R_{11}}{R_{12}}; \quad (12)$$

$$a_2 = \frac{R_{21}}{R_{22}}., \quad (13)$$

де $R_{11}, R_{12}$ – відповідно опір обмотки статора і обмотки ротора зведеної до статора електродвигуна приводу переміщення візка; $R_{21}, R_{22}$ – відповідно опір обмотки статора і обмотки ротора зведеної до статора, електродвигуна приводу повороту крана.

Критичні ковзання визначаються наступними залежностями:

$$S_{кр1} = S_{n1}(\lambda_1 + \sqrt{\lambda_1{}^2 - 1}); \quad (14)$$

$$S_{кр2} = S_{n2}(\lambda_2 + \sqrt{\lambda_2{}^2 - 1})Q, \quad (15)$$

де $S_{n1}, S_{n2}$ – номінальні ковзання відповідно двигунів механізмів переміщення візка та повороту крана; $\lambda_1, \lambda_2$ – кратності критичного моменту відповідно двигунів механізмів переміщення візка та повороту крана.

Номінальні ковзання двигунів мають вигляд:

$$S_{n1} = 1 - \frac{\omega_{n1}}{\omega_{01}}; \quad (16)$$

$$S_{n1} = 1 - \frac{\omega_{n1}}{\omega_{01}}Q, \quad (17)$$

де $\omega_{n1}, \omega_{n2}$ – номінальні кутові швидкості валів двигунів механізмів відповідно переміщення візка і повороту крана; $\omega_{01}, \omega_{02}$ – відповідно синхронні кутові швидкості валів двигунів механізмів зміни вильоту та повороту крана.

Знайдемо необхідні похідні від виразів кінетичної (8) та потенціальної (9) енергії, що входить в систему (7):

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1{}^2}{D^2}\right) z \cdot \dot{\varphi}^2;$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = m \cdot x \cdot \dot{\psi}^2; \ \frac{\partial T}{\partial \varphi} = \frac{\partial T}{\partial \psi} = 0; \quad (18)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = (m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1{}^2}{D^2})z; \ \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m \cdot \dot{x};$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = [(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1{}^2}{D^2})z^2 + I_0 + I_2 \cdot \delta_2 \cdot U_2{}^2] \cdot \dot{\varphi}; \ \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = m \cdot x^2 \cdot \dot{\psi};$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = \left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1{}^2}{D^2}\right) \cdot \ddot{z}; \ \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m \cdot \ddot{x}; \quad (19)$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \left[\left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1{}^2}{D^2}\right) \cdot z^2 + I_0 + I_2 \cdot \delta_2 \cdot U_2{}^2\right] \cdot \ddot{\varphi} + 2\left(m_1 + \frac{4 \cdot I_1 \cdot \delta_1 \cdot U_1{}^2}{D^2}\right) z \cdot \dot{z} \cdot \dot{\varphi}; \quad (20)$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = m \cdot x^2 \cdot \ddot{\Psi} + 2m \cdot x \cdot \dot{x} \cdot \dot{\psi}; \quad (21)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z} = m \cdot g \cdot L \cdot \frac{\partial \nu}{\partial z} \cdot sin\nu = m \cdot g \cdot L \cdot \nu \cdot \frac{\partial \nu}{\partial z}; \quad (22)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = m \cdot g \cdot L \cdot \frac{\partial \nu}{\partial x} \cdot sin\nu = m \cdot g \cdot L \cdot \nu \cdot \frac{\partial \nu}{\partial x}; \quad (23)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = m \cdot g \cdot L \cdot \frac{\partial \nu}{\partial \varphi} \cdot sin\nu = m \cdot g \cdot L \cdot \nu \cdot \frac{\partial \nu}{\partial \varphi}; \quad (24)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \psi} = m \cdot g \cdot L \cdot \frac{\partial \nu}{\partial \psi} \cdot sin\nu = m \cdot g \cdot L \cdot \nu \cdot \frac{\partial \nu}{\partial \psi}. \quad (25)$$

У виразах (22) - (25) зроблено заміну, що $sin\nu = \nu$, оскільки відхилення вантажного каната від вертикалі є незначними ($\angle 12^0$).

Тепер знайдемо похідну від виразу (6) з урахуванням рівняння (5).

$$\frac{\partial \nu}{\partial z} = \frac{L}{u} \cdot [z - x \cdot (1 - \frac{(\varphi - \psi)^2}{2})]; \quad (26)$$

$$\frac{\partial \nu}{\partial x} = \frac{L}{u} \cdot [x - z \cdot (1 - \frac{(\varphi - \psi)^2}{2})]; \quad (27)$$

$$\frac{\partial \nu}{\partial \varphi} = \frac{L}{u} \cdot x \cdot z \cdot (\varphi - \psi); \quad (28)$$

$$\frac{\partial \nu}{\partial \psi} = -\frac{L}{u} \cdot x \cdot z \cdot (\varphi - \psi). \quad (29)$$

Після підстановки виразів (5), (26) – (29) в залежності (22) – (25) отримаємо:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z} = \frac{mg}{L} \cdot [z - x \cdot (1 - \frac{(\varphi - \psi)^2}{2})]; \quad (30)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = \frac{mg}{L} \cdot [x - z \cdot (1 - \frac{(\varphi - \psi)^2}{2})]; \quad (31)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = \frac{mg}{L} \cdot x \cdot z \cdot (\varphi - \psi); \\ \frac{\partial \Pi}{\partial \psi} = \frac{mg}{L} \cdot x \cdot z \cdot (\varphi - \psi). \end{cases} \quad (32)$$

Підставивши вирази (10), (11), (18) – (21), (30) – (32) в систему (7) отримаємо диференціальне рівняння сумісного руху механізмів переміщення візка з вантажем та повороту крана.

$$\begin{cases} \left(m_1 + \frac{4\cdot I_1\cdot\delta_1\cdot {U_1}^2}{D^2}\right)\cdot(\ddot{z} - z\cdot\dot{\varphi}^2) = F - \\ \quad - \frac{m\cdot g}{L}\cdot\left(z - x\left(1 - \frac{(\varphi-\psi)^2}{2}\right)\right); \\ m\cdot(\ddot{x} - x\cdot\dot{\psi}^2) = -\frac{m\cdot g}{L}\cdot\left(x - z\left(1 - \frac{(\varphi-\psi)^2}{2}\right)\right); \\ \left[\left(m_1 + \frac{4\cdot I_1\cdot\delta_1\cdot {U_1}^2}{D^2}\right)z^2 + I_0 + I_2\cdot\ \delta_2\cdot {U_2}^2\right]\ddot{\varphi} + 2z\cdot \\ \cdot\left(m_1 + \frac{4\cdot I_1\cdot\delta_1\cdot {U_1}^2}{D^2}\right)\dot{z}\cdot\dot{\varphi} = M\ - \frac{m\cdot g}{L}x\cdot z(\varphi-\psi); \\ m\cdot x^2\cdot\ddot{\psi} + 2m\cdot x\cdot\dot{x}\cdot\dot{\psi} = \frac{m\cdot g}{L}\cdot x\cdot z(\varphi-\psi). \end{cases} \quad (33)$$

Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку здійснено чисельним методом в програмі "Mathematica" для баштового крана liebherr 140 hc з параметрами (табл.1):

**Таблиця 1.** Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь для баштового крана liebherr 140 hc.

**Table 1.** Solution of the nonlinear differential equation system for liebherr 140 hc tower crane.

| | | |
|---|---|---|
| $m_1 = 300$кг; | $a_1 = 0{,}2$; | $I_0 = 5{,}5\cdot 10^6$ кг $\cdot$ м$^2$; |
| $m = 5000$кг; | $a_2 = 0{,}2$; | $I_1 = 0.3$ кг $\cdot$ м$^2$; |
| $W = 5500$ Н; | $\delta_1 = 1{,}1$; | $I_2 = 0.056$ кг $\cdot$ м$^2$; |
| $S_{кр1} = 0{,}37$; | $\delta_2 = 1{,}1$; | $M_0 = 50100$ Н $\cdot$ м; |
| $S_{кр2} = 0{,}37$; | $D = 0{,}3$ м; | $M_{кр1} = 120$ Н $\cdot$ м; |
| $\eta_1 = 0{,}71$; | $L = 10$ м; | $M_{кр2} = 120$ Н $\cdot$ м; |
| $\eta_2 = 0{,}8$; | $U_1 = 17$; | $\omega_{01} = 104{,}72$ рад/с; |
| $g = 9{,}8$ м/с$^2$. | $U_2 = 1429$; | $\omega_{02} = 104{,}72$рад/с; |

Оскільки вважаємо, що динамічна система у початковий момент руху знаходиться у стані спокою то початкові умови руху для системи рівнянь (33) будуть такі:

$$\begin{cases} x(0) = x_0;\ \dot{x}(0) = 0;\ z(0) = z_0;\ \dot{z}(0) = 0; \\ \varphi(0) = 0;\ \dot{\varphi}(0) = 0;\ \psi(0) = 0;\ \Psi(0) = 0. \end{cases} \quad (34)$$

Розв'язавши систему нелінійних диференціальних рівнянь (33) чисельним методом, для параметрів крана (табл.1) і початкових умов руху (34), отримаємо закони руху ланок та силові і енергетичні характеристики приводних механізмів, які представлені на Рис.2 – Рис.6.

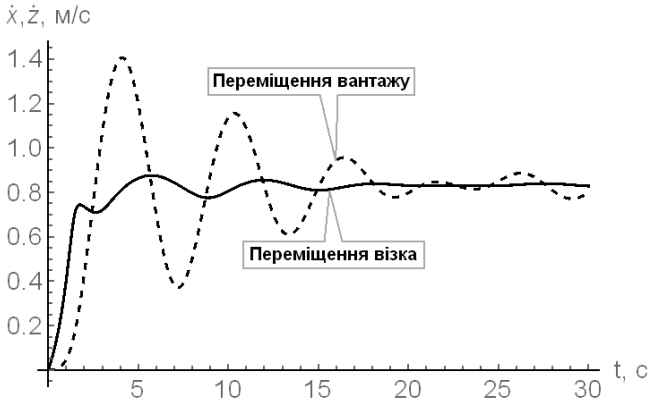


**Рис.2.** Графіки зміни швидкості вантажу $\dot{x}$ та візка $\dot{z}$ при зміні вильоту вздовж стріли.

**Fig. 2.** Changes in load velocity $\dot{x}$ and trolley $\dot{z}$ when changing takeoff along the boom.

**Рис. 3.** Графіки прискорення вантажу $\ddot{x}$ та візка $\ddot{z}$ при зміні вильоту вздовж стріли.

**Fig. 3.** Cargo acceleration schedules $\ddot{x}$ and trolley $\ddot{z}$\ when changing boom.

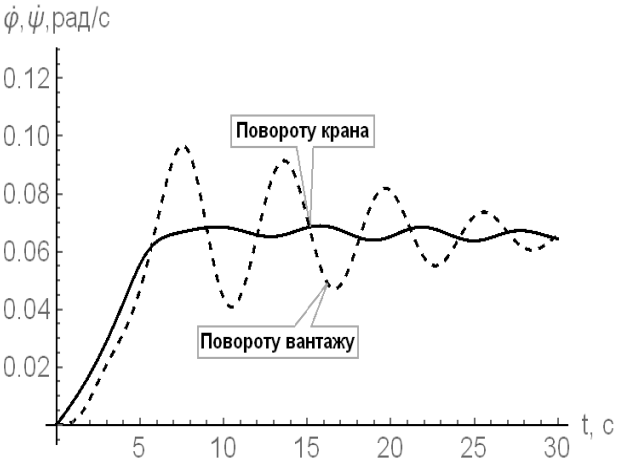


**Рис.4.** Графіки зміни кутової швидкості при повороті башти крана $\dot{\varphi}$ та вантажу $\dot{\psi}$ відносно горизонтальної площині.

**Fig. 4.** Graphs of the change in angular velocity when turning the crane tower $\dot{\varphi}$ and load $\dot{\psi}$ relative to the horizontal plane.

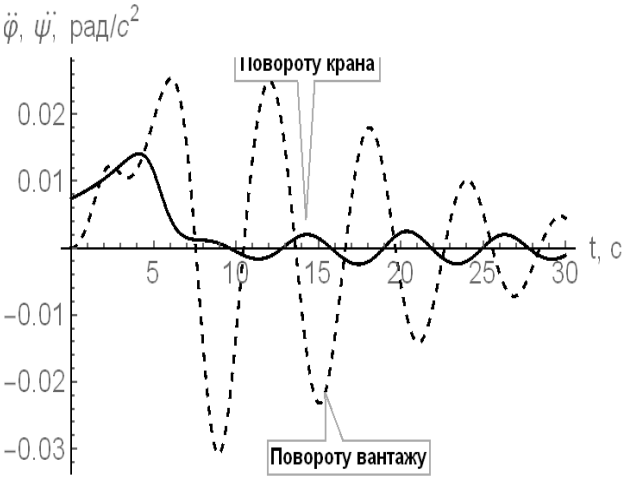


**Рис.5.** Графіки зміни кутового прискорення при повороті башти крана $\ddot{\varphi}$ та вантажу $\ddot{\psi}$ відносно горизонтальної площини.

**Fig. 5.** Graphs of change in angular acceleration when turning the crane tower $\ddot{\varphi}$ and load $\ddot{\psi}$ relative to the horizontal plane.

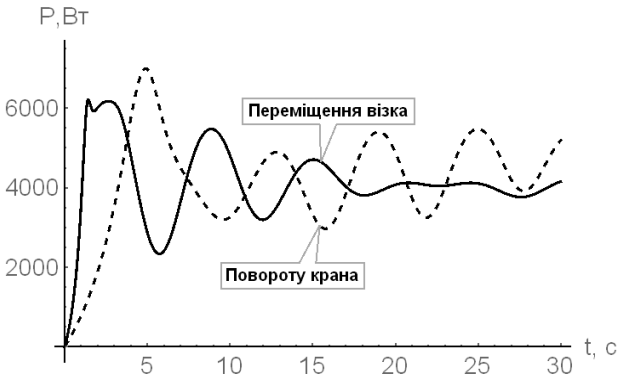


**Рис. 6.** Графіки зміни потужності електродвигунів візка та повороту крана.

**Fig. 6.** Graphs of change of capacity of electric motors of the trolley and rotation of the crane.

Аналізуючи отримані залежності (рис. 2 - рис. 5.) можна бачити, що перехідний процес розгону супроводжується коливаннями швидкостей та прискорень, однак при досягнені усталеної швидкості механізмом переміщення візка та повороту крана коливання плавно затухають.

З графіків швидкостей та прискорень візка та вантажу (рис. 2 та рис. 3) в площині зміни вильоту вздовж стріли виявлено, що імпульс, який виникає від різкого прискорення візка на другій секунді руху призводить до розгойдування вантажу яке стабілізується тільки на 20 с. руху.

Проаналізувавши графіки зміни кутової швидкості (рис. 4.) та кутового прискорення (рис. 5.) башти крану та вантажу відносно горизонтальної площини, видно, що башта крана переходить на усталену швидкість через 10 с. При цьому розгойдування вантажу стабілізується тільки на 25 с повороту крана.

З графіків зміни потужності приводів, переміщення візка та повороту стріли видно, що максимальна потужність двигуна для переміщення візка становить $P_{дв.пер.}$= 6250 Вт. і зафіксована на другій секунді руху, максимальна потужність двигуна для здійснення повороту крана зафіксована на п’ятій секунді роботи та становить $P_{дв.пов.}$= 7000 Вт.

## Висновки

1. Розроблено динамічну модель та адекватну їй математичну модель сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана з балочною стрілою, яка являє собою систему лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, яку розв’язано чисельними методами.

2. Розв’язавши нелінійні диференціальні рівняння, що описують рух кожної із ланок чотири масової динамічної моделі, отримано графіки перехідних процесів пуску (рис. 2-6). Слід відзначити, що після досягнення візком усталеної швидкості, коливання швидкості та прискорення вантажу в площини зміни вильоту візка мають плавно згасаючий характер. При цьому кутова швидкість та прискорення при повороті крана та вантажу в горизонтальній площині з переходом на усталену швидкість також стабілізуються.

3. Усунути коливання, вантажу та інших елементів крана в процесі пуску/ гальмування за короткий проміжок часу можливо шляхом оптимізації перехідного процесу. Оптимізація перехідного процесу дасть змогу зменшити динамічні навантаження на металоконструкцію баштового крана, полегшити роботу кранівнику та підвищити продуктивність і надійність роботи крана.

## Список літератури

1. *Казак С. А.* Статическая динамика и надежность подъемно-транспортных машин. 2007. 86 с. (УПИ им. С.М. Кирова).

2. *Орлов А. Н.* Общая динамическая модель грузоподъемных кранов. Оптимизация параметров строительных и дорожных машин. Ярославль. Изд-во Яросл. полит. ин-та. 2012. С. 13-20.

3. *Герасимяк Р. П., Найденко О. В.* Особливості керування електроприводом механізму вильоту стріли під час обертання крана з підвішеним вантажем. Електромашинобудування та електрообладнання. 2007. Вип. 68. С. 11-15.

4. *Герасимяк Р. П., Лещёв В. А.* Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса. СМИЛ. 2008. 192 с.

5. *Rubio-Avila J. J., R. Alcantara-Ramirez, J. Jaimes-Ponce, I. I.* Siller-Alcala. Design, construction, and control of a novel tower crane. International Journal of Mathematics and Computers in Simulation. Issue 2. Volume 1. 2007. 24.

6. *Казак С. А.* Динамика мостовых кранов. Москва. Машиностроение. 2008. 332 с.

7. *Анненкова О. С., Францен Г. Е.* Строительные башенные краны и подъемники для возведения многоэтажных зданий. Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. Барнаул. Изд-во АлтГТУ. 2008. 206 с.

8. *Гохберг М. М.* Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Ленинград. Машиностроение. 2009. 2. 520 с.

9. *Іванченко Ф. К.* Підйомно-транспортні машини. Київ. Вища школа. 2013. 413 с.

10. *Григоров О. В., Петренко Н. О.* Вантажопідйомні машини: навчальний посібник. Харків. НТУ „ХПІ”. 2006. 304 с.

11. *Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О.* Динамічний аналіз процесу розгону візка на природній механічній характеристиці. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2011. Вип. 166. Ч. 1. С. 46-49.

12. *Дьяконов В. П.* Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах. Москва. СОЛОН-Пресс. 2004. 696 с.

13. *Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О.* Динаміка машин. Київ. Компринт. 2013. 227 с.

14. *Ловейкін В. С.* Мінімізація динамічних навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. Київ. 1998. Вип. 52. С. 63-68.

15. *Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О.* Аналіз і синтез оптимального керування рухом вантажопідйомно-

го крана прямим варіаційним методом. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2014. Вип. 196. Ч. 1. С. 129-139.

16. *Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Лимар П. В., Мельниченко В. В.* Динамічна модель руху грейфера, підвішеного на гнучкому підвісі, при повороті крана. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2014. Вип. 196. Ч. 1. С. 162-171.

17. *Афтанділянц Є. Г., Ловейкін В. С., Шевчук О. Г.* Аналіз конструкції стрілових систем баштових кранів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 121-130.

18. *Ловейкін В. С., Паламарчук Д. А.* Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана. Київ. Компринт. 2015. 224 с.

19. *Ловейкін В. С., Лимар П. В.* Оптимізація режиму руху тримасової системи крана за комплексним критерієм. Підйомно-транспортна техніка. №3 (47). 2015. С. 4-12.

## References

1. *Kazak S. A.* (2007). Static dynamics and reliability of hoisting and transport machines. Sverdlovsk. Publishing house in the UPI them. S.M. Kirov.

2. *Orlov A.N.* (2012). A general dynamic model of load-lifting cranes. Optimization of parameters of construction and road machines. Yaroslavl. Yaroslavl Publishing House.

3. *Gerasimyak R.P., Naydenko O.V.* (2007) Features of controlling the electric drive of the boom departure mechanism during the rotation of the crane with suspended load. Electrical engineering and electrical equipment.

4. *Gerasimyak R.P., Leshchev V.A.* (2008) Analysis and synthesis of ultra-new electromechanical systems. Odessa.

5. *Rubio-Avila J. J., R. Alcantara-Ramirez, J. Jaimes-Ponce, I. I. Siller-Alcala.* (2007). Design, construction, and control of a new tower crane. International Journal of Mathematics and Computers in Simulation. Issue 2. Volume 1.

6. *Kazak S. A.* (2008). Dynamics of bridge cranes. Moscow. Mechanical Engineering.

7. *Annenkova G. E., Franzen G. E.* (2008). Construction cranes and elevators for the construction of multistorey buildings. Alt. state. tech. them. II Po-lzunov. Barnaul. AltSTU Publishing House.

8. *Hochberg M. M.* (2009). Metal structures of hoisting and transport machines. Leningrad. Machine-building.

9. *Ivanchenko F. K.* (2013). Lifting and transport machines. Kiev. High school.

10. *Grigorov O. V., Petrenko N. O.* (2006). Load-lifting machines: a textbook. Kharkiv. NTU "KPI".

11. *Loveykin V.S., Romasevich Y. O.* (2011). Dynamic analysis of the process of acceleration of the trolley on the natural mechanical characteristic. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: APC Engineering and Energy.

12. *Dyakonov V. P.* (2004). Mathematica 4.1/4.2/5.0 in mathematical and scientific-technical calculations. Moscow. SOLON-Press.

13. *Loveykin V. S., Romasevich Y. O.* (2013). Dynamics of Machines. Kiev. Sprint.

14. *Loveykin V. S.* (2008). Minimization of dynamic loads in the elastic elements of hoisting machines. Mining, construction, road and reclamation machines. Kiev.

15. *Loveykin V. S., Romasevich Y. O.* (2014). Analysis and synthesis of optimal control of hoisting crane movement by direct variational method. Scientific Bulletin of the National University of Bioresources and Natural Resources of Ukraine. Series: APC Engineering and Energy Engineering.

16. *Loveykin V. S., Chovnyuk Y. V.* (2014). Mel'nichenko A dynamic model of the motion of a grapple suspended on a flexible suspension, when turning the crane. Scientific Bulletin of the National University of Bioresursus and Nature Management of Ukraine. Series: Engineering and Power Engineering.

17. *Aftandylyants E. G., Loveykin V. S., Shevchuk A. G.* (2015). Analysis of construction of boom systems of tower cranes. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: APC Engineering and Energy.

18. *Loveykin V. S., Palamarchuk D. A.* (2015). Optimization of the modes of motion of the hinged-jointed boom crane system. Kiev. Sprint.

19. *Loveykin V. S., Limar P. V.* (2015). Optimization of the mode of motion of the three-mass crane system by a complex criterion. Material handling equipment. No. 3 (47). 2015, P. 4-12.

## ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РОЛИКОВОЙ ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ С УЧЕТОМ ДИССИПАТИВНЫХ СВОЙСТВ УРАВНОВЕШЕННОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА

*В. С. Ловейкин, Ю. А. Ромасевич,*
*Ю. В. Ловейкин, Д. И. Муштын*

**Аннотация.** Работа посвящена исследованию процессов, которые возникают при совместном движении механизмов изменения вылета груза и поворота башенного крана с горизонтальной балочной стрелой.

В статье приведена динамическая модель движения механизмов изменения вылета и поворота башенного крана, на основе которой с помощью уравнения Лагранжа второго рода составлена система обычных нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка. Решение полученных дифференциальных уравнений осуществлено численным методом с использованием стандартных программ, результатом которых стали графические зависимости кинематических характеристик и динамических характеристик звеньев приводных механизмов изменения вылета и поворота крана, а также груза.

Анализ полученных графических зависимостей показал, что в процессе пуска механизмов изменения вылета и поворота крана возникают колебания как в элементах поводу так и в несущей конструкции, пере-

даются на груз и приводят к его раскачивание. Раскачивание груза усложняет работу крановщика, уменьшает производительность и точность позиционирования груза при работе крана, а также снижает его надежность, что увеличивает вероятность возникновения аварийных ситуаций. Решение поставленных задач динамического анализа совместного движения механизмов изменения вылета и поворота крана в процессе пуска позволяет установить факторы, влияющие на колебания элементов приводов, конструкций и груза. В результате проведенного анализа режимов пуска механизмов изменения вылета и поворота крана установлено, что влияние на колебания элементов крана имеет характер изменения движущих моментов приводных механизмов, а также геометрические, кинематические и инерционные характеристики звеньев. Для существенного уменьшения динамических звеньев в элементах приводных механизмов, конструкций крана и груза, предложено провести оптимизацию переходных режимов пуска и торможения при совместном движении механизмов изменения вылета и повороте крана.

Такая оптимизация позволит увеличить производительность грузовых операций и повысить точность позиционирования груза в процессе его перемещения, а также повысить производительность работы крана и уменьшить возможность возникновения аварийных ситуаций.

**Ключевые слова:** башенный кран, динамическая модель, механизм изменения вылета, механизм поворота, совместим движение, динамические нагрузки, анализ, математическая модель.

## DYNAMIC ANALYSIS OF ROLLER MOLDING INSTALLATION TAKING INTO ACCOUNT DISSIPATIVE PROPERTIES BALANCED DRIVE MECHANISM

*V. S. Lovejkin, Yu. O. Romasevich, A. V. Loveikin, D. I. Mushtyn*

**Abstract.** The work is devoted to the research of the processes that arise in the joint movement of mechanisms of change of departure departure and rotation of the tower crane with horizontal beam boom. The article presents a dynamic model of motion of mechanisms of change of departure and rotation of a tower crane, on the basis of which, by means of the Lagrange equation of the second kind, a system of ordinary nonlinear differential equations of the second order is made. The differential equations obtained were solved numerically using standard programs, which resulted in graphical dependences of the kinematic characteristics and dynamic characteristics of the links of the drive mechanisms of change of departure and rotation of the crane, as well as the load.

The analysis of the obtained graphical dependencies showed that during the start of the mechanisms of change of departure and rotation of the crane oscillations occur both in the elements of the drive and in the supporting structure, which are transmitted to the load and lead to its swing. The swinging of the load complicates the operation of the crane, reduces the productivity and accuracy of the positioning of the load during the operation of the crane, and also reduces its reliability, which increases the likelihood of accidents. The solution of the tasks of dynamic analysis of the joint motion of mechanisms of change of departure and rotation of the crane during the start-up process allows to establish the factors that influence the oscillations of elements of drives, structures and cargo. As a result of the analysis of modes of start-up of mechanisms of change of departure and rotation of the crane it is established that influence on oscillations of elements of the crane has the character of change of driving moments of driving mechanisms, and also geometrical, kinematic and inertial characteristics of links. To significantly reduce the dynamic links in the elements of the drive mechanisms, crane structures and cargo, it is proposed to optimize the transient modes of start-up and braking with the combined movement of the mechanisms of departure and rotation of the crane.

Such optimization will increase the productivity of cargo operations and increase the accuracy of the positioning of the cargo in the process of moving it, as well as increase the productivity of the crane and reduce the possibility of emergencies.

**Key words:** tower crane, dynamic model, departure mechanism, rotation mechanism, compatible motion, dynamic loads, analysis, mathematical model.

**В. С. Ловейкін** ORCID 0000-0003-4259-3900.
**Ю. О. Ромасевич** ORCID 0000-0001-5069-5929.
**А. В. Ловейкін** ORCID 0000-0003-4570-563X.
**Д. І. Муштин** ORCID 0000-0003-2416-1565.