

В. С. ЛОВЕЙКІН, Ю. О. РОМАСЕВИЧ, О. В. СТЕХНО

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА З ОДИНАРНИМ ТА ПОДВІЙНИМ МАТЕМАТИЧНИМИ МАЯТНИКАМИ

У статті представлено порівняльний аналіз кінематичних та динамічних характеристик перехідного режиму пуску механізму зміни вильоту вантажу баштового крана із використанням одинарного і подвійного математичних маятників. Дослідження проведені з використанням параметрів, що відповідають фізичній моделі стрілової системи баштового крана, яка розміщена у лабораторії динаміки машин кафедри конструювання машин і обладнання НУБіП України.

В ході проведення порівняльного аналізу встановлено, що використання в якості моделі гнучкого підвісу вантажу одинарного або подвійного математичного маятника не суттєво впливає на величину та характер зміни зусилля у тяговому канаті та швидкості переміщення вантажного візка. Однак, спостерігається вплив на фазову траєкторію коливань закріпленого на гнучкому підвісі вантажу.

Порівняно результати теоретичних та експериментальних досліджень відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу при використанні моделі одинарного та подвійного математичного маятника. Встановлено, що протягом першої секунди руху результати експериментальних досліджень відхилень вантажу є більш близькими до моделі подвійного математичного маятника. Після першої секунди руху результати експериментальних досліджень є більш близькими до моделі одинарного маятника.

Ключові слова: баштовий кран, динамічна модель, математична модель, математичний маятник, параметри, вантаж, аналіз.

V. LOVEIKIN, Yu. ROMASEVYCH, O. STEKHNO

COMPARED ANALYSIS OF THE DYNAMICS OF CHANGES IN THE OUTREACH OF A TOWER CRANE LOAD WITH SINGLE AND DOUBLE MATHEMATICAL PENDULUMS

The article presents a comparative analysis of the kinematic and dynamic characteristics of the transient start-up mode of the trolley movement mechanism of a tower crane. The single and double mathematical pendulums effects are stressed. The study was carried out using parameters corresponding to the physical model of the tower crane boom system, which is located in the laboratory of machine dynamics of the Department of Machine and Equipment Design of NULES of Ukraine.

In the course of the comparative analysis, it was found that the use of a flexible load suspension model as single or double mathematical pendulum does not significantly affect the magnitude and the change in the force in the traction rope and the speed of the trolley. However, the model influences the phase trajectory of load pendulum oscillations.

The results of theoretical and experimental studies of the deviation from the vertical of a flexible load suspension by using a single and double mathematical pendulum models were compared. It was established that during the first second of movement, the results of experimental studies of load deflections are closer to the double pendulum model. After the first second of movement, the results of experimental studies are closer to the single pendulum model.

Keywords: tower crane, dynamic model, mathematical model, mathematical pendulum, parameters, load, analysis.

Вступ. Дослідження та аналіз динаміки зміни вильоту вантажу під час режиму пуску є однією із головних задач, при проєктуванні нових та модернізації вже існуючих баштових кранів. Такий аналіз дозволяє встановити величину наявних небажаних динамічних навантажень та їх характер зміни у часі.

Динамічний аналіз ґрунтується на побудові раціональної динамічної та відповідної їй математичної моделі руху в часі досліджуваного механізму. Адекватність моделей підтверджується шляхом проведення експериментальних досліджень.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

В умовах сьогодення актуальним залишається питання дослідження динамічних навантажень в елементах механізмів вантажопідіймальних машин. Тут не є виключенням й механізм зміни вильоту вантажу баштового крану. У Цьому механізмі коливання закріпленого

на гнучкому підвісі, може на певних етапах руху відбуватися у формі подвійного математичного маятника, що має вплив на достовірність отриманих результатів під час виконання динамічного аналізу.

У статтях [1-4] розроблено тримасові динамічні моделі, на основі яких складені відповідні математичні моделі для механізмів переміщення вантажного візка із вантажем на гнучкому підвісі та механізму підйому вантажу. При математичному моделюванні коливань вантажу на гнучкому підвісі, використано моделі подвійного математичного маятника.

У праці [5] розроблено математичну модель стрілової системи крана, яка представлена моделлю з двома ступенями вільності. Автори досліджують рівномірний та нерівномірноприскорений поворот ведучої ланки стрілової системи.

В роботі [6] представлена методика вибору доцільних динамічних моделей баштових кранів в залежності від врахування характеристик стрілової системи. Динамічні моделі обиралися та досліджувалися шляхом порівняльного аналізу десяти 2D та 3D динамічних моделей, що відповідають трьом варіантам стріли баштового крана, які є найбільш поширеними.

У статті [7] баштовий кран розглядається як багатомасова система де рух кожної окремої маси моделюється за допомогою системи диференціальних рівнянь, які можна інтегрувати в реальному часі. Теоретичні результати моделювання порівняно з даними експериментальних досліджень динаміки реального баштового крана. Виконання таких розрахунків вимагає значних обчислювальних ресурсів.

У роботі [8] моделювання повороту крана проводиться на основі рівнянь Ейлера-Лагранжа. Аналіз отриманих результатів дозволив відстежити виникнення маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі та порівняти їх з результатами експериментальних досліджень. Авторами запропоновано спосіб керування крутним моментом приводу механізму повороту крана, який мінімізує коливання вантажу на гнучкому підвісі.

У дисертаційному дослідженні [9] проаналізовано вплив маятникових коливань вантажу на механічні напруження в металевих конструкціях крана під час різних режимів руху. Згідно з результатами проведеного аналізу, автор рекомендує оптимальне розташування візка на стрілі в умовах сильних вітрів, щоб знизити ризик аварійного обвалу крана.

У статті [10] наведено аналітичні залежності, які дозволяють визначити величину максимального зусилля у тяговому канаті механізму зміни вильоту вантажу баштового крана. Для встановлення адекватності отриманих залежностей, виконано порівняльний аналіз із результатами чисельного моделювання, який засвідчив несуттєву розбіжність із отриманими аналітичними даними.

За результатами проведеного аналізу існуючих досліджень можна зробити висновок, що дослідженню динаміки механізму зміни вильоту вантажу баштових кранів приділено не достатньо уваги. Особливо, якщо враховувати той факт, що рух вантажного візка досліджуваного механізму відбувається за допомогою тягового канату, який на початку режиму пуску має певну слабину, а закріпленому на гнучкому підвісі вантажу характерні різні типи коливань.

Мета та постановка задачі полягає у дослідженні та порівнянні величин і еволюцій кінематичних та динамічних характеристик руху механізму зміни вильоту вантажу при моделюванні його коливань у вигляді одинарного та подвійного математичного маятника.

Результати дослідження.

Для виконання досліджень у прийнятій динамічній моделі механізму зміни вильоту вантажу баштового крана коливання вантажу на гнучкому підвісі представимо у формі подвійного математичного маятника. Така динамічна модель зображена на рис. 1 [10–11].

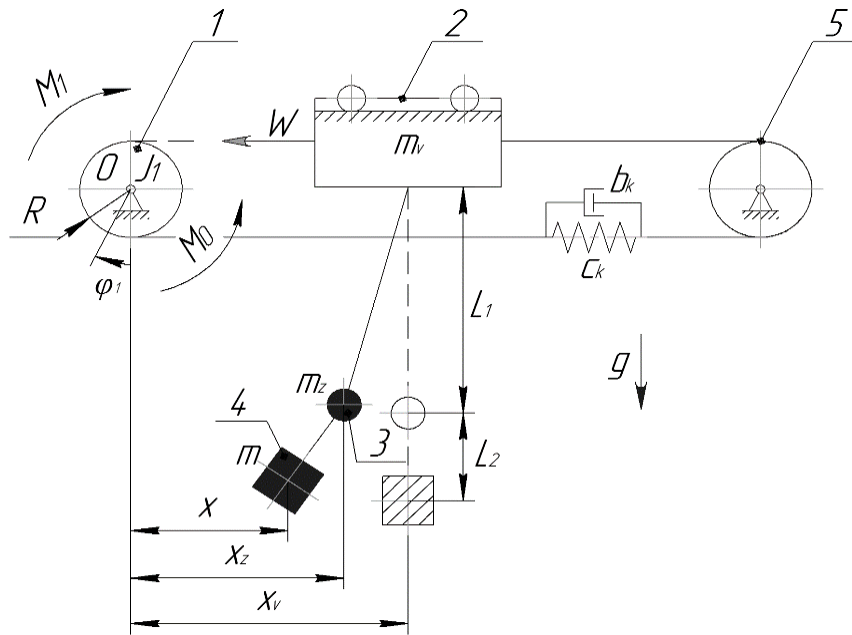


Рис. 1 – Розрахункова динамічна модель механізму зміни вильоту вантажу баштового крана

На рис. 1 використано наступні позначення: 1 – канатний барабан приводу переміщення вантажного візка; 2 – вантажний візок; 3 – захватний пристрій (гакова підвіска); 4 – вантаж; 5 – канатний блок; R – радіус канатного барабану; L_1 та L_2 – відповідно довжини гнучкого підвісу захватного пристрою та вантажу; W – зведена сила статичного опору переміщення вантажного візка; J_1 – зведений до осі приводного барабану момент інерції; m_v , m_z та m – зведені маси вантажного візка, захватного пристрою та вантажу відповідно; c_k та b_k – зведені коефіцієнти жорсткості та демпфування тягового канату відповідно; g – прискорення вільного падіння; ϕ_1 – кутова координата повороту канатного барабану; x_v , x_z та x – узагальнені лінійні координати переміщення центрів мас вантажного візка, захватного пристрою та вантажу відповідно; M_1 M_0 – зведені до канатного барабану відповідно рушійний момент приводу електродвигуна та сили опору.

Рушійний момент визначається за рівнянням статичної механічної характеристики [10-11]:

$$M_1 = \frac{2 \cdot M_{MAX} \cdot U \cdot \eta}{\omega_0 - \phi_1 \cdot U} \cdot \frac{\omega_0}{s_{kr}} + \frac{s_{kr}}{\omega_0 - \phi_1 \cdot U} \cdot \omega_0 \tag{1}$$

де M_{MAX} – максимальний обертовий момент електродвигуна; U – загальне передаточне число приводу; η – загальне ККД приводу; ω_0 – кутова швидкість ідеального холостого ходу електродвигуна; s_{kr} – критичне ковзання електродвигуна [10–11].

Рух у часі представленої динамічної моделі (рис. 1), описується за допомогою системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\phi}_1 + R \cdot c_k \cdot (\dot{\phi}_1 \cdot R - \dot{x}_v) + R \cdot b_k \cdot (\dot{\phi}_1 \cdot R - \dot{x}_v) + M_0 \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_1) = M_1; \\ W \cdot \text{sign}(\dot{x}_v) + m_v \cdot \ddot{x}_v + (x_v - x) \cdot \frac{g}{L_1} \cdot m = c_k \cdot (\dot{\phi}_1 \cdot R - \dot{x}_v) + b_k \cdot (\dot{\phi}_1 \cdot R - \dot{x}_v); \\ m_z \cdot \ddot{x}_z - m_z \cdot \frac{g}{L_1} \cdot (x_v - x) + m \cdot \frac{g}{L_2} \cdot (x_v - (x_z - x)) = 0; \\ m \cdot \ddot{x} - m \cdot \frac{g}{L_2} \cdot (x_v - (x_z - x)) = 0. \end{cases} \tag{2}$$

Оскільки рух у часі системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту починає відбуватися у кінці другого етапу руху t_2 , тому початкові умови руху для системи диференціальних рівнянь (2) мають наступний вигляд [10]:

$$\begin{cases} \phi_1(t_2) = \omega \cdot (t_2 - t_1); \\ \dot{\phi}_1(t_2) = \omega; \\ x_v(t_2) = \dot{x}_v(t_2) = x_z(t_2) = \dot{x}_z(t_2) = x(t_2) = \dot{x}(t_2) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

де ω – кутова швидкість обертання канатного барабану; t_1 – тривалість першого етапу руху механізму (вибір слабину тягового канату).

Для порівняння отриманих результатів чисельних інтегрувань, наведемо математичну модель, у якій коливання закріпленого на гнучкому підвісі вантажу описуються у формі одинарного математичного маятника. Такі рівняння руху із відповідними до них початковими умовами виглядають наступним чином [11]:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\phi}_1 + R \cdot c_k \cdot (\phi_1 \cdot R - x_v) + R \cdot b_k \cdot (\dot{\phi}_1 \cdot R - \dot{x}_v) + M_0 \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_1) = M_1; \\ W \cdot \text{sign}(\dot{x}_v) + m_v \cdot \ddot{x}_v + (x_v - x) \cdot \frac{g}{L} \cdot m = c_k \cdot (\phi_1 \cdot R - x_v) + b_k \cdot (\dot{\phi}_1 \cdot R - \dot{x}_v); \\ \ddot{x} = (x_v - x) \cdot \frac{g}{L}. \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \phi_1(t_2) = \omega \cdot (t_2 - t_1); \\ \dot{\phi}_1(t_2) = \omega; \\ x_v(t_2) = \dot{x}_v(t_2) = x(t_2) = \dot{x}(t_2) = 0. \end{cases}$$

У системі диференціальних рівнянь довжина гнучкого підвісу L виражається наступним чином: $L = L_1 + L_2$, а до величини m додається маса захватного пристрою m_z . Чисельний розв'язок системи диференціальних рівнянь (4) здійснювався за параметрами системи, які відповідають механізму зміни вильоту вантажу фізичної моделі стрілової системи баштового крана, яка розміщена у лабораторії динаміки машин, кафедри конструювання машин і обладнання НУБіП України [10–11].



Рис. 2. – Загальний вигляд фізичної моделі стрілової системи баштового крана

Основні технічні характеристики фізичної моделі прийняті наступні: максимальна вантажопідіймальність, становить 100 кг; швидкість зміни вильоту вантажу - 0.46 м/с; мінімальний та максимальний виліт вантажу - 1 і 3.8 м відповідно. Загальний вигляд фізичної моделі представлено на рис. 2 [10–11].

Основні параметри механізму зміни вильоту вантажу фізичної моделі стрілової системи баштового крана зведено до таблиці 1.

Таблиця 1 – Основні технічні параметри фізичної моделі стрілової системи

Параметр	Розмірність	Значення
P_{nom}	Вт	180
U	-	20
R	м	0.065
W	Н	35
J_1	кг · м ²	256
L_1	м	0.7
L_2	м	0.5
η	-	0.85
M_0	Н	0.19
m_v	кг	6
m_z	кг	6
m	кг	13
c_k	Н/м	$8.25 \cdot 10^3$
b_k	Н · с/м	75.3
g	м · с ²	9.81
ω_{nom}	рад/с	143.3
ω_0	рад/с	157.0
ω	рад/с	7.1

В результаті розв'язування систем диференційних рівнянь (3) та (4), отримано відповідні графічні залежності, що відповідають динамічним та кінематичним характеристикам руху досліджуваної стрілової системи механізму зміни вильоту вантажу баштового крана. Графічні залежності, що відповідають зміні зусилля у тяговому канаті, представлено на рис 3.

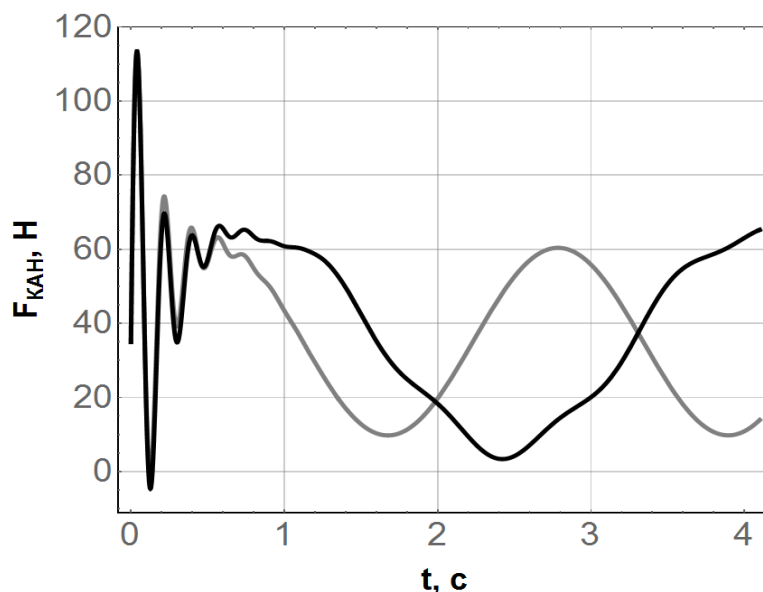


Рис. 3. – Графічні залежності зміни зусилля у тяговому канаті: сіра крива – одинарний, а чорна - подвійний математичні маятники

Графічні залежності, які характеризують зміну швидкості руху вантажного візка наведено на рис 4.

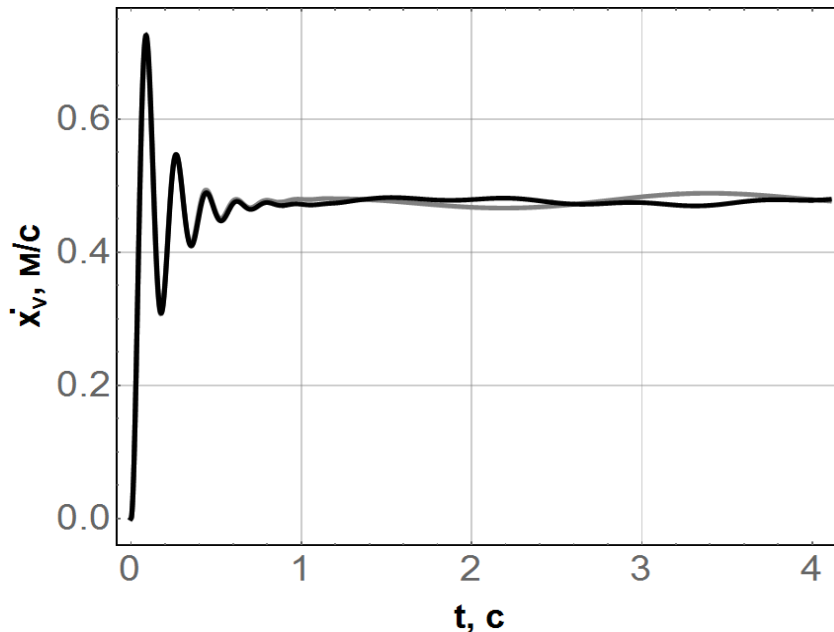


Рис. 4. – Графічна залежність зміни швидкості руху вантажного візка: сіра крива – одинарний, а чорна - подвійний математичні маятники

Фазова траєкторія коливань вантажу на гнучкому підвісі наведена на рис. 5.

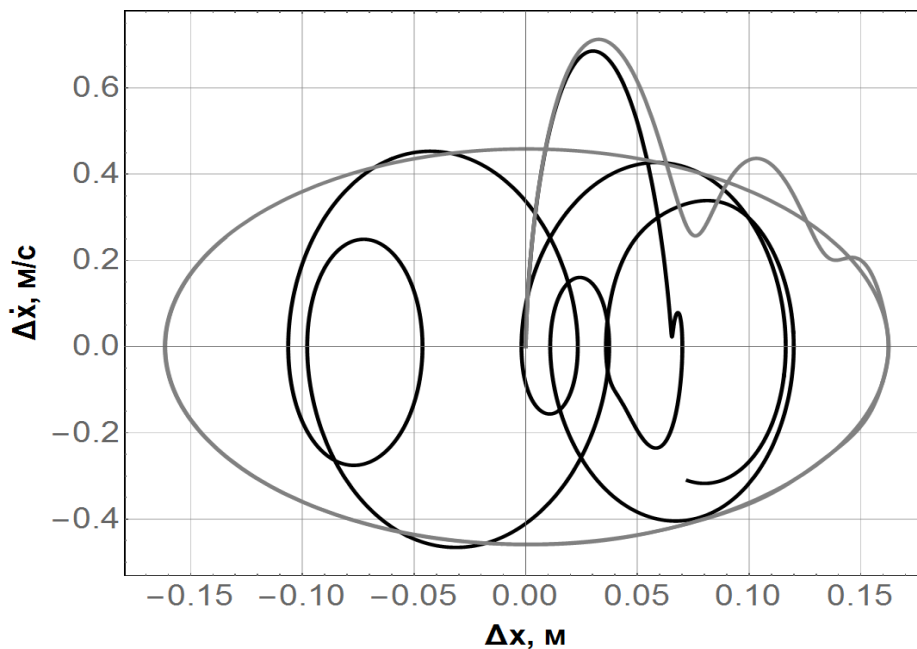


Рис. 5. – Фазова траєкторія коливань вантажу: сіра крива одинарний; чорна крива подвійний, математичні маятники

Аналізуючи графічні залежності (рис. 3–5), можна зробити наступні висновки: використання у якості моделі гнучкого підвісу вантажу одинарного чи подвійного математичних маятників не суттєво впливає на величину максимального зусилля у тяговому канаті (рис 3), однак характер коливань у процесі усталеного руху механізму дещо відрізняється. Середньоквадратичне значення зусилля у тяговому канаті при застосуванні

моделі подвійного математичного маятника на 9,8 % перевищує аналогічний показник отриманий при моделі одинарного математичного маятника.

Графічні криві зміни швидкості вантажного візка (рис. 4) при моделі одинарного або подвійного математичного маятника фактично не відрізняються між собою. Що стосується фазових траєкторій коливань вантажу (рис. 5), то тут спостерігається суттєва розбіжність, яка пов'язана із тим, що частоти власних коливань одинарного та подвійного математичних маятників значно різняться між собою.

Оскільки під час аналізу фазових траєкторій коливань вантажу (рис. 5), спостерігається їх суттєва розбіжність, тому запропоновано дослідити відхилення тягового каната від вертикалі при коливаннях одинарного та подвійного математичного маятника, а отримані результати порівняти із відповідними експериментальними даними.

На рис. 6 наведено графічні залежності, що відповідають коливанням одинарного і подвійного математичного маятників та відповідна до них експериментальна залежність.

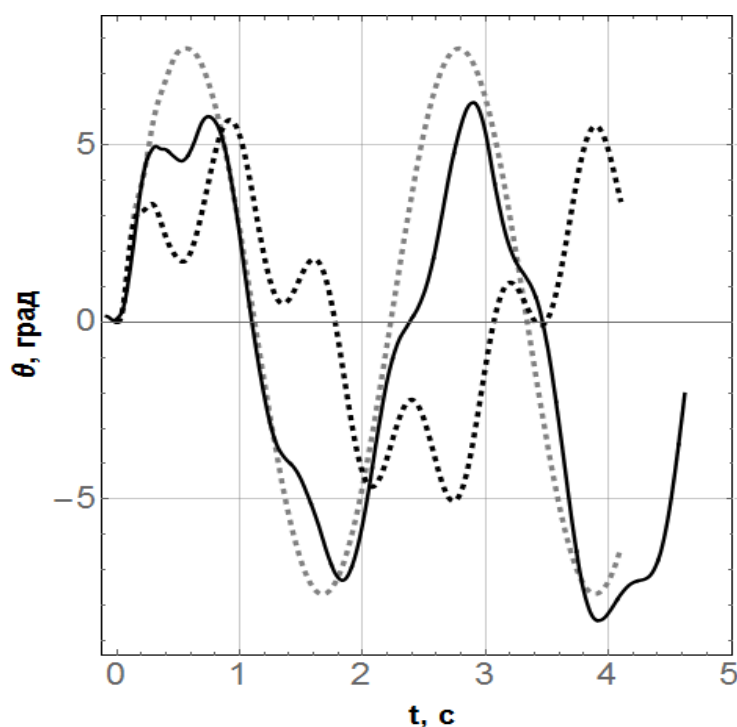


Рис. 6. – Графічна залежність відхилення від вертикалі тягового канату із вантажем: сіра пунктирна крива - одинарний математичний маятник; чорна пунктирна крива - подвійний математичний маятник; чорна суцільна крива експериментальна залежність

При аналізі графічної залежності (рис. 6 – чорна крива) можна дійти до наступних висновків: величина максимального відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу на початку пуску (протягом 1 секунди) механізму, співпадає із аналогічним показником для подвійного математичного маятника. Пов'язано це з тим, що на початку перехідного процесу руху (при виході механізму із стану спокою під дією рушійного зусилля) у системі виникають відповідні коливні процеси, величина яких перевищує сили тертя-кочення, що наявні у шарнірах його гакової підвіски. У зв'язку з цим модель коливань близька до подвійного математичного маятника.

Далі у процесі руху (після 1 секунди) коливання у системі мінімізуються (так як відбувся вихід зі стану спокою) і величина максимального відхилення вантажу та частота коливань є більш близькими до моделі коливань одинарного математичного маятника.

Величина похибки максимального відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу під час першої секунди руху системи при порівнянні експериментальних даних з теоретичними

при моделі коливань подвійного математичного маятника становить 0.5 %, а при моделі одинарного маятника – 20 %.

Після першої секунди руху системи, значення похибки при порівнянні експериментального значення із аналогічним показником, отриманим при моделі подвійного математичного маятника становить 28.5 % і 13.3 % при моделі одинарного математичного маятника.

Для більш детального дослідження максимальної величини відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу та еволюції у часі, необхідно будувати такі математичні моделі руху, у яких безпосередньо враховуються сили тертя кочення та тертя ковзання в компонентах досліджуваного механізму.

Висновки.

Виконано дослідження кінематичних та динамічних характеристик під час режиму пуску механізму зміни вильоту вантажу баштового крана при використанні моделі одинарного та подвійного математичних маятників. Для проведення досліджень розроблено динамічну та побудовано математичну моделі досліджуваного механізму, в яких коливання закріпленого на гнучкому підвісі вантажу описуються моделлю у формі подвійного математичного маятника.

Чисельний розрахунок системи диференціальних рівнянь виконувався за параметрами фізичної моделі стрілової системи баштового крана. У результаті розв'язування системи диференціальних рівнянь отримано відповідні графічні залежності, які характеризують кінематичні та динамічні показники руху механізму зміни вильоту вантажу. Проведений порівняльний аналіз кінематичних та динамічних характеристик руху досліджуваного механізму при застосуванні моделі одинарного й подвійного математичних маятників засвідчив повне співпадіння швидкості переміщення вантажного візка та максимального зусилля у тяговому канаті. При цьому середньоквадратичний показник зусилля у канаті відрізняється лише на 9,8 %.

Аналіз похибки відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу знаходиться у діапазоні 0.5 ... 20 % при порівнянні експериментального значення і аналогічними показниками, які отримані при коливаннях моделей одинарного та подвійного математичних маятників.

Список літератури:

1. Balogun Wasiu Adebayo, Z. Mohamed, Auwalu M. Abdullahi, S.M. Fasih ur Rehman. Design and real-time implementation of a distributed-delay input shaper for sway control of a double-pendulum overhead crane. *Int. J. Mechatronics and Manufacturing Systems*. 2023. Vol. 16. No. 4. p. 364-380. DOI:[10.1504/IJMMS.2023.137371](https://doi.org/10.1504/IJMMS.2023.137371).
2. Jaafar H.I., Mohamed Z., Ahmad M.A., Wahab, N.A., Ramli L., Shaheed M.H. 2021. Control of an underactuated double-pendulum overhead crane using improved model reference command shaping: design, simulation and experiment. *Mech. Syst. and Signal Process.* 2021. Vol. 151, pp.107358. DOI:10.1016/j.ymsp.2020.107358.
3. Jaafar H.I., Mohamed Z., Mohd Subha N.A., Husain A.R., Ismail F.S., Ramli L., Tokhi M.O., Shamsudin M.A. Efficient control of a nonlinear double-pendulum overhead crane with sensorless payload motion using an improved PSO-tuned PID controller. *Journal of Vibration and Control*. 2019. Vol. 25, pp. 907–921. DOI: 10.1177/1077546318804319.
4. Jaafar H.I., Mohamed Z., Shamsudin M.A., Mohd Subha N.A., Ramli L., Abdullahi, A.M. Model reference command shaping for vibration control of multimode flexible systems with application to a double-pendulum overhead crane. 2019. *Mech. Syst. and Signal Process.* Vol. 115. pp.677–695. DOI: 10.1016/j.ymsp.2018.06.005.
5. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О. Математична модель коливань вантажу при повороті крана підйомно-транспортної машини. *Сільськогосподарські машини*. 2013. Вип. 25. С. 111-117.
6. Brandon Johns, Elahe Abdi, Mehrdad Arashpour. Dynamical modelling of boom tower crane rigging systems: model selection for construction. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2023. Vol. 23. Issue 3. Article number 162. p. 1 - 17. DOI:/10.1007/s43452-023-00702-x.
7. Schlott P., Rauscher F., Sawodny O. Modelling the Structural Dynamics of a Tower Crane. *IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. 2016, P. 763-768.
8. Doçi I., Shpetim L. Rotational motion of tower crane – dynamic analysis and regulation using schematic modeling. *International scientific journal "Mathematical modeling"*. 2018. Issue 1. P. 21-25.

9. Nalbandian A.H. Dynamic Analysis of the Tower Crane. Dissertation submitted to the faculty of engineering, university of malaya in partial fulfillment of the requirement for the degree of master of mechanical engineering. P 125.
10. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Стехно О.В. Аналіз динаміки зміни вильоту вантажу баштового крана. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України*. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ, 2018. Вип. 282. С. 74-87.
11. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Стехно О.В., Муштин Д.І. Наукове обґрунтування і розробка методів динамічного моделювання та режимно-параметричної оптимізації сучасних вантажопідійомних машин. Монографія. ЦП „КОМПРИНТ”. Київ. 2023. 458 с.

References (transliterated):

1. Balogun Wasiu Adebayo, Z. Mohamed, Auwalu M. Abdullahi, S.M. Fasih ur Rehman. Design and real-time implementation of a distributed-delay input shaper for sway control of a double-pendulum overhead crane. *Int. J. Mechatronics and Manufacturing Systems*. 2023. Vol. 16. No. 4. p. 364-380. DOI: [10.1504/IJMMS.2023.137371](https://doi.org/10.1504/IJMMS.2023.137371).
2. Jaafar H.I., Mohamed Z., Ahmad M.A., Wahab, N.A., Ramli L., Shaheed M.H. Control of an underactuated double-pendulum overhead crane using improved model reference command shaping: design, simulation and experiment. *Mech. Syst. and Signal Process.* 2021. Vol. 151. pp.107358. DOI: 10.1016/j.ymsp.2020.107358.
3. Jaafar H.I., Mohamed Z., Mohd Subha N.A., Husain A.R., Ismail F.S., Ramli L., Tokhi M.O., Shamsudin M.A. Efficient control of a nonlinear double-pendulum overhead crane with sensorless payload motion using an improved PSO-tuned PID controller. *Journal of Vibration and Control*. 2019. Vol. 25, pp. 907–921. DOI: 10.1177/1077546318804319.
4. Jaafar H.I., Mohamed Z., Shamsudin M.A., Mohd Subha N.A., Ramli L., Abdullahi, A.M. Model reference command shaping for vibration control of multimode flexible systems with application to a double-pendulum overhead crane. 2019. *Mech. Syst. and Signal Process.* Vol. 115. pp.677–695. DOI: 10.1016/j.ymsp.2018.06.005.
5. Pryimakov O.G. Hradyskiy Yu.O. Matematychna model kolyvan vantazhu pry povoroti kрана pidiomno-transportnoi mashyny. *Silskohospodarski mashyny*. 2013. Vol. 25. P. 111-117.
6. Brandon Johns, Elahe Abdi, Mehrdad Arashpour. Dynamical modelling of boom tower crane rigging systems: model selection for construction. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2023. Vol. 23. Issue 3. Article number 162. p. 1 - 17. DOI:/10.1007/s43452-023-00702-x.
7. Schlott P., Rauscher F., Sawodny O. Modelling the Structural Dynamics of a Tower Crane. *IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. 2016, P. 763-768.
8. Doçi I., Shpetim L. Rotational motion of tower crane – dynamic analysis and regulation using schematic modeling. *International scientific journal "Mathematical modeling"*. 2018. Issue 1. P. 21-25.
9. Nalbandian A.H. Dynamic Analysis of the Tower Crane. Dissertation submitted to the faculty of engineering, university of malaya in partial fulfillment of the requirement for the degree of master of mechanical engineering. P 125.
10. Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Stekhno O. V. Analiz dynamiky zminy vylotu vantazhu bashtovoho kрана. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy*. Serii: tekhnika ta enerhetyka APK. Kyiv. 2018. Vol. 282. P. 74-87.
11. V. S. Loveikin, Yu. O. Romasevych, O. V. Stekhno. D. I. Mushtyn (2023). *Naukove obgruntuvannia i rozrobka metodiv dynamichnoho modeliuvannia ta rezhymno-parametrychnoi optymizatsii suchasnykh vantazhopidiomnykh mashyn*. Monohrafiia. TsP „KOMPRINT”. P. 458.

Надійшла (received) 21.08.2024 р.

Відомості про авторів / About the Authors

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

Ромасевич Юрій Олександрович (Romasevych Yuriy) – доктор технічних наук, професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, професор кафедри конструювання машин і обладнання; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5069-5929>; e-mail: romasevichyuriy@ukr.net.

Стехно Олексій Володимирович (Stekhno Olexij) – доктор філософії (PhD), Національний університет біоресурсів і природокористування України, асистент кафедри конструювання машин і обладнання; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7285-6508>; e-mail: alexeystekhno1992@ukr.net.