

ДИСКРЕТНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І РОЗРОБКА ВДОСКОНАЛЕНИХ РЕЖИМІВ КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЮ СИСТЕМОЮ МОСТОВОГО КРАНА

Юрій Човнюк¹, Михайло Діктерук², Світлана Комоцька²

¹ Національний університет біоресурсів і природокористування України, вул. Героїв Оборони, 11, Київ, Україна, e-mail: ychovnyuk@ukr.net

² Київський національний університет будівництва і архітектури, Повітрофлотський просп., 31, Київ, Україна, e-mail: ychovnyuk@ukr.net

DISCRETE DESIGN AND DEVELOPMENT OF IMPROVED CONTROL MODE ELECTROMECHANICAL SYSTEM FOR OVERHEAD CRANES

Yuriy Chovnyuk¹, Mykhaylo Dykteruk², Svetlana Komotskaya²

¹ National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Heroiv Oborony st., 11, Kyiv, Ukraine, e-mail: ychovnyuk@ukr.net

² Kyiv National University of Construction and Architecture, Povitroflotsky Prospect, 31, Kyiv, Ukraine

АНОТАЦІЯ. Запропонована двомасова дискретна модель для дослідження технологічних операцій підйому вантажу мостовим краном. Задля забезпечення раціональних експлуатаційних режимів керування електромеханічною системою мостового крана необхідно контролювати темп нарощування динамічних навантажень за заданої продуктивності підйомно-транспортуючого обладнання, що забезпечує мехатронна система, побудована на базі мікроконтролерів. Отримані результати щодо показників якості перехідних процесів й раціоналізації швидкодії електромеханічної системи підйому вантажу мостового крана.

Ключові слова: дискретність, моделювання, вдосконалення, режими керування, електромеханічна система, мостовий кран.

АННОТАЦИЯ. Предложена двухмассовая модель для исследования технологических операций подъема груза мостовым краном. Для обеспечения рациональных эксплуатационных режимов управления электромеханической системой мостового крана следует контролировать темп нарастания динамических нагрузок при заданной производительности подъемно-транспортного оборудования, что обеспечивает мехатронная система, построенная на базе микроконтроллеров. Получены результаты по показателям качества переходных процессов и рационализации быстродействия электромеханической системы подъема груза мостового крана.

Ключевые слова: дискретность, моделирование, совершенствование, режимы управления, электромеханическая система, мостовой кран.

ABSTRACT. Purpose. A two-mass model for the study of technological operations of cargo's lifting with the help of bridge-cranes is proposed. In order to construct a rational operational management regimes of bridge crane's electromechanical system one may use control of the pace of increase of dynamic loads to a given performance materials handling equipment. The enables mechatronic system based on microcontrollers is used for these purposes. Good results in terms of quality of transient processes obtained. The rationalization of electromechanical system stream of bridge crane is developed as well. **Methodology/approach.** One may use as a criterion of quality of motion that, which minimizes the oscillations of the cargo on the rope. The methods of variation accounting are used. The damping effects of vibrations are not neglected. **Research limitations/implications.** The model of load mechanism of bridge cranes with the mechatronics control system is used. The linear system of motion equations is investigated. **Originality/value.** The coefficient of dynamic quality is valued. One may see, that this coefficient is practically equal to one (so-called idealized situation).

Key words: discrete, modeling, improvement, regimes of control, electromechanical system, bridge crane.

ВСТУП

Мостовий кран є ведучою машиною для переміщення вантажів (заготовок й деталей) між технологічними операціями, тобто безпосередньо приймає участь у виготовленні продукції.

Динамічні навантаження й розгойдування вантажу подовжують й знижують якість виконання операцій, що значно сповільнює весь виробничий процес. Встановлено, що біля 80...90% відмов сучасних вантажопідйомних машин у основному пов'язано з динамічними навантаженнями. На одну виробничу технологічну операцію припадає

до 10 операцій по переміщенню вантажів. Розв'язок даної проблеми, на думку авторів, лежить у площині підвищення степеня автоматизації електромеханічної системи (ЕМС) крана. Саме це дозволить врахувати низку кінематичних параметрів, які впливають на динамічні навантаження і розгойдування вантажів при їх переміщенні.

АНАЛІЗ ПУБЛІКАЦІЙ

Динаміка вантажопідйомних кранів досліджена в роботах [1...3, 9...11]. У роботі [8] здійснений аналіз та синтез кранових ЕМС. Дослідження [4...7] присвячені подальшому вдосконаленню раціональних режимів керування ЕМС мостових кранів шляхом підвищення степеня їх автоматизації. В цих роботах відсутні чіткі критерії якості руху ЕМС керування мостового крана, яким повинна задовольняти вказана система у перехідних режимах функціонування (пуску, гальмування, реверсування руху). У даному дослідженні на основі результатів робіт [1...3, 8] встановлені чіткі критерії якості руху ЕМС керування мостового крана, що дозволяють реалізувати раціональні (оптимальні) режими руху мостового крана, за яких зменшується динамічні навантаження у його пружних елементах (канатах) у процесі підйому вантажу («з ваги»). Результати робіт [1...8] частково використані у даному дослідженні.

МЕТА РОБОТИ

Мета роботи полягає у обґрунтуванні дискретної моделі ЕМС підйому вантажу мостового крана і раціоналізації/оптимізації режимів керування вказаної системи засобами сучасної механотроніки. На основі побудованої моделі з'являється можливість реалізації раціональних/оптимальних експлуатаційних режимів вертикального переміщення вантажів ЕМС мостового крана.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- розробити математичний опис технологічного процесу вертикального переміщення вантажів ЕМС мостового крана для заданих рушійних сил і опорів;
- провести розрахунок динамічних навантажень у пружних елементах (канатах) мостового крана, який містить: а) складання розрахункових зв'язаних чи еквівалентних схем механізму підйому вантажу мостового крана; б) визначення величини і характеру зміни зовнішніх навантажень, які прикладені до системи; в) визначення жорсткості пружних зв'язків; г) складання диференціальних рівнянь руху мас системи; д) знаходження пружних сил і моментів у ланцюгах привода;
- визначити кінематичні закономірності руху елементів ЕМС, котрі формують динамічні навантаження, і дослідити їх у перехідних режимах;
- встановити критерії раціональних/оптимальних експлуатаційних режимів керування ЕМС мостового крана, які зменшують/мінімізують динамічні навантаження у його пружних елементах (канатах);
- дати рекомендації щодо побудови раціональних (оптимальних) експлуатаційних режимів руху вантажопідйомного механізму мостового крана.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО ЗМІСТУ ДОСЛІДЖЕННЯ

Як об'єкт дослідження приймаємо ЕМС підйому вантажів мостовим краном НК 1090А. Його технічні характеристики наступні: номінальна маса вантажу $m_L = 16$ т; маса кранового мосту $m_K = 25$ т; маса візка $m_B = 6$ т; швидкість підйому вантажу $v_h = 20$ м/хв = 0,333 м/с; висота прольоту балки $h = 2,5$ м; система електроприводу – тиристорний перетворювач частоти – асинхронний електродвигун (ТПЧ – АД) з законом регулювання $U_{1m} / f_1 = \text{const}$.

Предметом дослідження є кінематичні закономірності руху вантажу й елементів

ЕМС на певних етапах підйому й автоматичне керування ними.

Різні частини механізмів крана починають свій рух неодноразово. Оскільки у перший момент пуску вантаж ще не почав свій рух (при підйомі «з підхватом»), а частини механізму, які обертаються, здійснюють розгін до певної швидкості, рух другої маси відбувається лише після вибору половини зазору у одну й іншу сторону, тому при $|\varphi_1 - \varphi_2| < \frac{\delta}{2}$ у системі з'являється зазор. Це

призводить до виникнення додаткових зусиль. І вантаж, і частини механізму вважаємо не абсолютно жорсткими. Додаткові зусилля призводять як до коливань ЕМС, так і самого вантажу. Наслідком коливальних процесів є динамічні навантаження. При переміщенні вантажів ЕМС мостового крана повинна забезпечувати мінімум динамічних навантажень при заданій продуктивності роботи вантажопідйомного механізму.

Відомо, що у мостових кранів найбільші динамічні навантаження виникають при підніманні вантажу з основи чи при гальмуванні [2, 3]. Якщо не враховувати цього на перших етапах підйому, тривалість пуску суттєво збільшується.

Для дослідження технологічних операцій підйому як розрахункову модель ЕМС [2, 3] приймаємо двомасову модель, яка представлена на рис.1. ЕМС має дві маси m_1 й m_2 , які переміщуються поступально і з'єднані пружним елементом із жорсткістю C , де m_1 – зведена маса частин ЕМС підйому, які обертаються, m_2 – маса вантажу. До маси m_1 прикладене рушійне зусилля P ($P = P_{\text{нд}} + G$, $P_{\text{нд}}$ – надлишкове зусилля, що перевищує вагу вантажу G), а до маси m_2 – вага вантажу $G = m_2 \cdot g$. У вихідному стані обидві маси нерухомі, тому зусилля у пружному елементі (канаті/підвісці) $S_0 = G$. Від цього початкового стану відраховуємо переміщення мас x_1 та x_2 . Рух починається після моменту розгальмування маси m_1 . При русі системи зусилля у пружному ланцюгу (канаті) склада-

ється з двох частин:

$$S = S_{\text{ст}} + S_{\text{дн}} = G + C(x_1 - x_2), \quad (1)$$

де $S_{\text{ст}}$ – статична складова зусилля у пружному канаті, $S_{\text{дн}}$ – динамічна складова зусилля у пружному канаті.

$$S_{\text{ст}} = S_0 = G = m_2 g; \quad S_{\text{дн}} = C(x_1 - x_2). \quad (2)$$

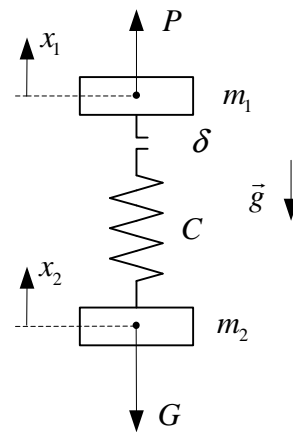


Рис.1. Розрахункова модель ЕМС мостового крана (δ – зазор)

Fig.1. The estimated model EMS of bridge crane (δ – gap)

Диференціальні рівняння руху першої та другої мас мають такий вигляд:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + c(x_1 - x_2) = P_{\text{нд}}(t) + G; \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + C(x_2 - x_1) = -G, \end{cases} \quad (3)$$

де $\ddot{x}_1 \equiv \frac{d^2 x_1}{dt^2}$, $\ddot{x}_2 \equiv \frac{d^2 x_2}{dt^2}$, $P_{\text{нд}}(t)$ – функція часу t .

Шляхом нескладних перетворень з рівнянь системи (3) можна отримати рівняння відносного переміщення $u = x_1 - x_2$

($\ddot{u} = \ddot{x}_1 - \ddot{x}_2$) вигляду:

$$\ddot{u} + \lambda^2 \cdot u = \frac{P_{\text{нд}}(t)}{m_1} + G \cdot \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right). \quad (4)$$

Якщо всі члени рівняння (4) помножити

на C , то можна отримати диференціальне рівняння для динамічної складової $S_{\text{дн}} \equiv F$ вигляду:

$$\begin{aligned} \ddot{F} + \lambda^2 \cdot F &= \frac{C}{m_1} P_{\text{нд}}(t) + \lambda^2 \cdot G; \\ \lambda^2 &= \frac{C(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}, \quad \ddot{F} \equiv \frac{d^2 F}{dt^2}. \end{aligned} \quad (5)$$

Слід зазначити, що привід сучасних ЕМС мостових кранів, як правило, складається з великої кількості зосереджених й розподілених мас, внаслідок чого теоретичне дослідження такої системи стає доволі важким або взагалі неможливим. Проте, з достатньою для практики точністю визначення максимальних динамічних навантажень в елементах механізмів підйому мостових кранів можна проводити саме за запропонованою вище розрахунковою схемою (тобто за двомасовою системою з пружним ланцюгом). Саме внаслідок значної жорсткості деталей приводу у порівнянні із жорсткістю канатного поліспасти вважаємо m_1 масою усіх деталей механізму підйому вантажу, які обертаються, а масою m_2 – масу вантажу. Зв'язок між жорсткостями мас m_1 й m_2 визначається жорсткістю канатного поліспасти C . До маси m_1 прикладене рушійне (при пуску двигуна) чи гальмівне (при гальмуванні приводу) зусилля $P(t)$, а до маси m_2 – вага вантажу (G).

У подальшому будемо досліджувати процес підйому вантажу при пуску й гальмуванні механізму підйому, коли вантаж висить на канатах (підйом вантажу «з ваги»), або коли вантаж починає підніматись з опори без слабину канату (тобто не враховуватимемо виникаючих при підйомі «з підхватом» зазорів).

Постійне рушійне зусилля двигуна $P(t)$ не є характерною ознакою ЕМС механізмів мостових кранів. Воно змінюється як функція кутової швидкості ротора.

Для багатьох ЕМС пуск двигуна здійснюється за допомогою пускового реостата,

при якому момент двигуна змінюється за лінійним законом від швидкості (електропривід асинхронного двигуна з фазним ротором, шунтового двигуна постійного струму [8]):

$$P(t) = P_0 - B \cdot \dot{x}_1, \quad [B] = \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad (6)$$

де B – коефіцієнт пропорціональності, P_0 – рушійна сила при нерухомому роторі, \dot{x}_1 – кутова швидкість ротора (всі величини приведені до поступального переміщення вантажу).

$$P_0 = \frac{T_{\text{max}} \cdot U \cdot i_n}{R_0} \eta_{\text{мех}}; \quad P_{\text{гл}} = \frac{T_r \cdot U \cdot i_{\text{п}}}{R_0 \cdot \eta_{\text{мех}}}, \quad (7)$$

де $P_{\text{гл}}$ – гальмівне зусилля, зведене до вантажу, Н; T_{max} – максимальний момент двигуна, Нм; T_r – розрахунковий гальмівний момент, Нм; U – передаточне число зубчастих передач; i_n – кратність поліспасти; $\eta_{\text{мех}}$ – ККД механізму; R_0 – радіус барабана, м.

Сила опору при підніманні вантажу:

$$G = G_{\text{вн}} + G_{\text{п}}, \quad (8)$$

де $G_{\text{вн}}$ – вага власне вантажу, Н; $G_{\text{п}}$ – вага крюкової підвіски. Тому маса m_2 визначається зі співвідношення

$$m_2 = \frac{G}{g}, \quad (9)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Маса m_1 є результатом зведення до канатів мас механізму підйому вантажу, які обертаються, на ділянці від двигуна до барабана:

$$m_1 = \tilde{\delta} \cdot (I_p + I_m) \cdot \frac{U^2 \cdot i_n^2 \cdot \eta_{\text{мех}}}{R_0^2}, \quad (10)$$

де $\tilde{\delta} = 1,154 \dots 1,25$ – коефіцієнт, який враховує моменти інерції мас деталей, які обертаються повільніше, ніж вал двигуна;

I_p – момент інерції ротора двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

I_m – момент інерції зубчастої муфти з гальмівним приводом, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Під жорсткістю C у динамічній системі механізму підйому вантажу мостового крана розумітимемо зведену до канатів сумарну жорсткість пружних елементів (валів, зубців передач, канатів і т.д.) самого механізму й металоконструкції. Отримати аналітичним методом уточнене значення жорсткості механізму доволі важко. Але оскільки жорсткість канатів (у більшості механізмів підйому) значно менша жорсткості інших пружних елементів, то можна записати

$$C \approx C_{\text{п}} = E_{\text{к}} \cdot S_{\text{к}} \cdot \frac{\alpha \cdot i_{\text{п}}}{H}, \quad (11)$$

де $E_{\text{к}}$ – модуль пружності канатів, Па; $S_{\text{к}}$ – площа металевго перерізу канату, м²; α – число поліспасти ($\alpha=1$ – для плоских й $\alpha=2$ – для подвійних поліспастів); H – довжина підвіски вантажу (висота підйому), м.

$E_{\text{к}}=(1,1\dots1,3)10^9$ Па – для канатів з органічною серцевиною; $E_{\text{к}}=1,4 \cdot 10^9$ Па – для канатів з металевою серцевиною).

1. Розглянемо спочатку випадок, коли $P(t) = P_0 (B \equiv 0)$.

Розв'язок рівняння (5) розшукуємо при наступних початкових умовах:

$$F|_{t=0} = G; \quad \dot{F}|_{t=0} = 0. \quad (12)$$

Тоді матимемо

$$F(t) = G + \frac{m_2 \cdot (P_0 - G)}{(m_1 + m_2)} \cdot (1 - \cos \lambda \cdot t). \quad (13)$$

Хоча цей випадок і має суто теоретичне значення, він дозволяє встановити умови, за яких у системі виникають власні коливання періоду T й лінійної частоти f :

$$T = \frac{2\pi}{\lambda};$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\lambda}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}, \quad (14)$$

котрі призводять до генерації максимального зусилля у пружному зв'язку (у канаті) F_{max} :

$$F_{\text{max}} = \frac{2 \cdot m_2 \cdot (P_0 - G)}{(m_1 + m_2)}, \quad (15)$$

коли виконується умова

$$\cos(\lambda t) = -1 \Leftrightarrow \lambda t = (2k + 1)\pi, k = 0, 1, 2, \dots \quad (16)$$

Тобто, у моменти часу

$$t^* = \frac{(2k + 1)\pi}{\lambda}, k = 0, 1, 2, \dots \quad (17)$$

у механізмі підйому вантажу мостового крана виникає ситуація, за якої динамічний коефіцієнт ($K_{\text{д}}$) приймає максимальне значення:

$$K_{\text{д}}^{\text{max}} = \frac{F_{\text{max}}}{G};$$

$$K_{\text{д}}^{\text{max}} = 1 + \frac{2(P_0 - G) \cdot m_2}{G \cdot (m_1 + m_2)}. \quad (18)$$

Зрозуміло, що $K_{\text{д}}^{\text{max}} > 1$, оскільки $P_0 > G$.

2. Раціональний спосіб підйому вантажу, запропонований у [4].

При підйомі вантажу виникає слабина канату, що може призвести (при підйомі «з підхватом») до його виходу з канавок підйомного барабана, порушенню нормальної роботи, «підскокам» вантажу. Автори запропонували більш раціональний, на їх думку, спосіб підйому, який дозволить реалізувати наступний закон зміни рушійного зусилля:

$$P(\tilde{t}) = G + \frac{P_0}{\tilde{B} \cdot \exp(-\tilde{B} \cdot \tilde{t} / T_m)} \cdot (1 - \exp[-\tilde{B} \tilde{t} / T_m]), \quad (19)$$

де \tilde{t} – час підйому вантажу, T_m – електромеханічна постійна часу електроприводу. \tilde{B} – безрозмірний коефіцієнт. В подальшому символ над t опускаємо. Тоді $P(t)$ з (19) можна подати у наступному вигляді:

$$P(t) = G - \frac{P_0}{\tilde{B}} + \frac{P_0}{\tilde{B}} \exp(\tilde{B} \cdot t / T_m). \quad (20)$$

У свою чергу, рівняння (5) із урахуванням (20) набуває вигляду

$$\ddot{F} + \lambda^2 \cdot F = \frac{C \cdot P_0}{m_1 \tilde{B}} \cdot [e^{\tilde{B}t/T_m} - 1] + \lambda^2 \cdot G. \quad (21)$$

Розв'язок (21) знову розшукуємо при початкових умовах (12). Тоді у даному випадку матимемо:

$$\begin{aligned}
F(t) &= -\frac{CP_0}{m_1 \cdot T_m \left(\frac{\tilde{B}^2}{T_m^2} + \lambda^2 \right) \lambda} \sin \lambda t + \\
&+ \frac{CP_0 \tilde{B}}{m_1 (\tilde{B}^2 + \lambda^2 \cdot T_m^2) \cdot \lambda^2} \cos \lambda t + \\
&+ G + \frac{CP_0}{m_1 \tilde{B} \left(\frac{\tilde{B}^2}{T_m^2} + \lambda^2 \right)} \exp(\tilde{B}t/T_m) - \frac{CP_0}{m_1 \tilde{B} \lambda^2} = \quad (22) \\
&= \left\{ G - \frac{CP_0}{m_1 \tilde{B} \lambda^2} \right\} + \frac{CP_0}{m_1 \lambda \cdot (\tilde{B}^2 + \lambda^2 T_m^2)} \\
&\cdot \left\{ T_m \sin(\lambda t) + \frac{\tilde{B}}{\lambda} \cos(\lambda t) + \frac{T_m^2 \lambda}{\tilde{B}} \exp(\tilde{B}t/T_m) \right\}.
\end{aligned}$$

У виразах (19) – (22) $T_m = \frac{J_1}{\beta}$, де β – модуль жорсткості механічної характеристики; J_1 – момент інерції двигуна.

Аналіз виразу (22) показує, що $K_d = \frac{F(t)}{G}$ дорівнює одиниці тільки на початку руху системи, тобто $K_d|_{t=0} = 1$, а з плином часу t за рахунок члену, який пропорціональний $\exp(\tilde{B} \cdot t / T_m)$ у моменти часу, коли $\cos \lambda t = 1$, зростає і тому може називатись лише раціональним режимом руху ЕМС мостового крана.

3. Оптимальний режим руху ЕМС мостового крана.

З рівняння (5) чи (4) легко визначити зв'язок $P_{нд}(t)$ з F та U :

$$P_{нд}(t) = \begin{cases} \frac{m_1}{C} \cdot [\ddot{F} + \lambda^2 \cdot F - \lambda^2 \cdot G]; \\ m_1 \cdot [\ddot{U} + \lambda^2 \cdot U - \lambda^2 \cdot \frac{G}{C}]. \end{cases} \quad (23)$$

Вираз (23) справедливий для будь-якого моменту часу t , у т.ч. для $t \in [0, t_p]$, де t_p – тривалість перехідного процесу (розгону) ЕМС вантажопідйомного механізму мостового крана.

Як критерій якості руху розглядуваної системи обираємо наступний:

$$\int_0^{t_p} [P_{нд}(t)]^2 dt \Rightarrow \min. \quad (24)$$

Саме цей критерій дозволяє мінімізувати вплив зовнішньої вимушеної сили, яка спонукає виникнення у системі небажаних коливань.

Враховуючи (23), критерій (24) можна подати у такій формі:

$$m_1^2 \int_0^{t_p} \left\{ \ddot{U} + \lambda^2 U - \lambda^2 \frac{G}{C} \right\}^2 dt \Rightarrow \min. \quad (25)$$

Необхідною умовою реалізації/досягнення (25) є умова у вигляді рівняння Ейлера-Пуассона:

$$U^{(IV)} + 2\lambda^2 \cdot \ddot{U} + \lambda^4 \cdot U = \lambda^4 \cdot \frac{G}{C}. \quad (26)$$

Розв'язок (26) розшукуємо при наступних початкових і кінцевих умовах руху системи, яка функціонує у перехідному режимі (режимі пуску):

$$\begin{aligned}
U|_{t=0} &= \frac{G}{C}; \quad \dot{U}|_{t=0} = 0; \\
\ddot{U}|_{t=0} &= \frac{P_{надл.}(0)}{m_1}; \quad \dot{U}|_{t=t_p} = V, \quad (27)
\end{aligned}$$

де V – усталена швидкість руху системи після закінчення перехідного процесу (розгону).

Розв'язок (26) має такий загальний вид:

$$\begin{aligned}
U(t) &= (C_1 + C_2 t) \cdot \sin(\lambda t) + \\
&+ (D_1 + D_2 t) \cdot \cos(\lambda t) + \frac{G}{C}, \quad (28)
\end{aligned}$$

де $C_{1,2}$ й $D_{1,2}$ – константи, які можна легко знайти з умов (27). Вони приймають наступні значення:

$$\begin{cases} D_1 = 0, C_2 = \frac{P_{надл.}(0)}{2m_1 \lambda}, D_2 = -C_1 \cdot \lambda; \\ C_1 = \frac{V - C_2 [\sin(\lambda t_p) + \lambda t_p \cdot \cos(\lambda t_p)]}{\lambda^2 \cdot t_p \sin(\lambda t_p)}. \end{cases} \quad (29)$$

З урахуванням (29) отримуємо

$$\begin{aligned}
U(t) &= \\
&= \frac{\left[V - \frac{P_{нд}(0)}{2m_1 \lambda} \{ \sin \lambda t_p + \lambda t_p \cos(\lambda t_p) \} \right]}{\lambda^2 \cdot t_p \cdot \sin(\lambda t_p)}. \quad (30)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&\cdot \{ \sin(\lambda t) - (\lambda t) \cos(\lambda t) \} + \\
&+ \frac{G}{C} + \frac{P_{нд}(0)}{2m_1 \lambda} \cdot t \cdot \sin(\lambda t).
\end{aligned}$$

Введемо наступні позначення:

$$\tilde{A} = \frac{\left[V - \frac{P_{\text{вд}}(0)}{2m_1\lambda} \{ \sin \lambda t_p + \lambda t_p \cos(\lambda t_p) \} \right]}{\lambda^2 \cdot t_p \cdot \sin(\lambda t_p)};$$

$$\tilde{B}^* = \frac{P_{\text{вд}}(0)}{2m_1\lambda}. \quad (31)$$

Тоді (30) можна надати у вигляді

$$U(t) = \tilde{A} \cdot \{ \sin(\lambda t) - (\lambda t) \cdot \cos(\lambda t) \} + \frac{G}{C} + \tilde{B}^* \cdot t \cdot \sin(\lambda t). \quad (32)$$

Користуючись виразом (32) і рівнянням для x_2 з системи (3), можна знайти закон руху вантажу $x_2(t)$, що задовольняє критерію (25):

$$x_2(t) = \frac{C}{m_2} \cdot \left\{ \left(-\frac{1}{x^2} \right) \tilde{A} [3 \sin(\lambda t) - (\lambda t) \cos(\lambda t)] + \left(-\frac{1}{x^3} \right) \tilde{B}^* [2 \cos(\lambda t) + (\lambda t) \sin(\lambda t)] \right\}. \quad (33)$$

Початкові умови для x_2 при цьому нульові.

Закон руху для маси m_1 , який задовольняє критерію якості руху (25), можна знайти, виходячи зі співвідношень (32) й (33):

$$x_1(t) = U(t) + x_2(t), \quad (34)$$

або

$$x_1(t) = \tilde{A} \left(1 - \frac{3C}{m_2\lambda^2} \right) \sin(\lambda t) - \tilde{B}^* \left(\frac{2C}{m_2\lambda^3} \right) \cos(\lambda t) + \frac{G}{C} + \tilde{A} \left(\frac{C}{m_2\lambda} - \lambda \right) \cdot t \cdot \cos(\lambda t) + \tilde{B}^* \left(1 - \frac{C}{m_2\lambda^2} \right) \cdot t \cdot \sin(\lambda t). \quad (35)$$

Використовуючи (6) та (35), знаходимо $P(t)$ для режиму пуску двигуна, який задовольняє критерію якості руху (25):

$$P(t) = P_0 - B \cdot \dot{x}_1 = P_0 - B \cdot \left\{ \begin{aligned} & \tilde{A} \left(1 - \frac{3C}{m_2\lambda^2} \right) \lambda \cos(\lambda t) + \\ & + \tilde{B}^* \left(\frac{2C}{m_2\lambda^2} \right) \sin(\lambda t) + \\ & + \tilde{A} \left(\frac{C}{m_2\lambda} - \lambda \right) \cos(\lambda t) - \\ & - \tilde{A} \cdot \left(\frac{C}{m_2\lambda} - \lambda \right) t \lambda \sin(\lambda t) + \\ & + \tilde{B}^* \left(1 - \frac{C}{m_2\lambda^2} \right) \sin(\lambda t) + \\ & + \tilde{B}^* \cdot \left(1 - \frac{C}{m_2\lambda^2} \right) t \lambda \cos(\lambda t) \end{aligned} \right\}. \quad (36)$$

Після нескладних перетворень замість (36) можна одержати

$$P(t) = P_0 - B \cdot \dot{x}_1 = P_0 - B \cdot \left\{ \begin{aligned} & \tilde{A} \left(-\frac{2C}{m_2\lambda} \right) \cos(\lambda t) + \\ & + \tilde{B}^* \left(1 + \frac{C}{m_2\lambda^2} \right) \sin(\lambda t) - \\ & - \tilde{A} \cdot \left(\frac{C}{m_2\lambda} - \lambda \right) t \lambda \sin(\lambda t) + \\ & + \tilde{B}^* \cdot \left(1 - \frac{C}{m_2\lambda^2} \right) t \lambda \cos(\lambda t) \end{aligned} \right\}. \quad (37)$$

Для сили F (динамічної складової), що діє у пружному елементі системи (канаті), можна отримати аналітичний вираз, користуючись співвідношенням (30):

$$F = C \cdot (x_1 - x_2) = C \cdot U(t). \quad (38)$$

Вираз (38) задовольняє критерію руху (25). Аналіз (30), (37), (38) показує, що при ручному керуванні неможливо контролювати таку кількість параметрів $(B, m_1, m_2, C, \lambda)$. Необхідно побудувати ЕМС на базі програмованих мікроконтролерів. Ця ідея виказана у роботі [6]. Зрозуміло, що для зв'язку мікроконтролера з машиністом (оператором, кранівником) повинен бути передбачений пульт керування.

Рівняння (37) та (38) показують закономірності формування динамічних навантажень у ЕМС і у канаті при функціонуванні вантажопідйомного механізму у перехідному режимі (пуску). На рис. 2 наведена

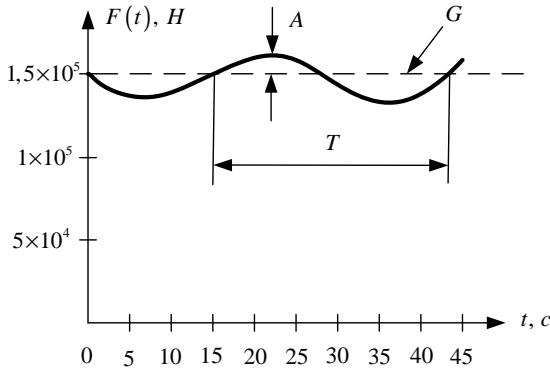


Рис.2. Закономірність зміни динамічного зусилля $F(t)$ (для прийнятих параметрів мостового крана)

Fig.2. The pattern of dynamic change efforts $F(t)$ (for accepted parametric-ditch bridge crane)

отримана закономірність $F(t)$ (38). Ця закономірність визначає характер зростання динамічних зусиль у підвісці вантажу. Значення зусиль у канаті для обраного збурюючого впливу (37) коливається біля деякого значення. Амплітудні значення виникаючих коливань (мінімальних за величиною) визначаються не тільки величиною виникаючого впливу ззовні, але й інтенсивністю

зростання цього впливу. Тому для зниження динамічних навантажень можна застосувати більш м'яке, а не стрибкоподібне зростання сигналу.

Для побудови раціональних режимів керування слід забезпечити при заданій зміні рушійного зусилля зниження динамічних навантажень і тривалості перехідних режимів із врахуванням люфтів й зазорів, які зустрічаються в передачах, що позитивно вплине на рівень продуктивності роботи крана.

При побудові залежності $F(t)$ (див. рис. 2) використані наступні параметри: період коливань $T \approx 31,07$ с; амплітуда коливань зусиль $A = 1 \cdot 10^4$ Н – для закону $F(t)$ (38). Маса вантажу $m_2 = 1,5 \cdot 10^4$ кг.

Принципова схема (і модель), яка дозволяє перевірити забезпечення умови зниження динамічних навантажень і тривалості перехідних режимів (пуску) за заданої зміни рушійного зусилля у розглядуваній системі, зображена на рис. 3.

На рис.3. наведені наступні позначення: U – напруга; АД – асинхронний двигун; КЗЗШ (АДіВ) – коригуючий зворотний зв'язок по швидкості асинхронного двигуна; КЗЗРШ (АДіВ) – коригуючий зворотний зв'язок по різниці швидкостей асинхронного двигуна та вантажу; ІЛ – інтегруючий ланцюг; ДЛ – диференціюючий ланцюг; ФД – фазовий дискримінатор; ДМЧ –

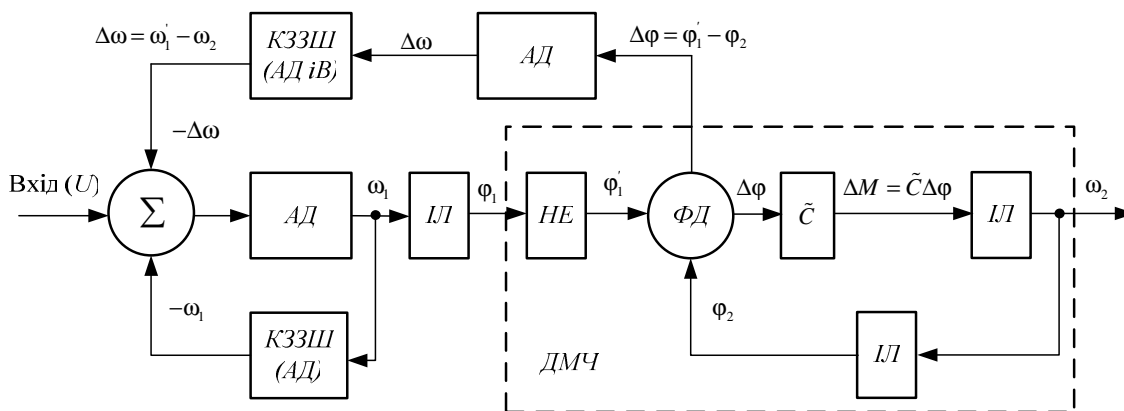


Рис. 3. Принципова схема ЕМС з демпером моменту (частотним) й урахуванням нелінійностей (люфти / зазори)

Fig. 3. Schematic diagram of EMS damper moment (frequency) and considering nonlinearities (Lufts / clearances)

демпфер моменту (частотний); НЕ – нелінійний елемент; \tilde{C} – крутна жорсткість канату, Нм/рад; $\omega_{1,2}$ – відповідно кутові швидкості руху ЕМС та вантажу (зведені до барабана вантажопідйомного механізму крана); $\varphi_{1,2}$ – миттєві значення кута повороту ЕМС та вантажу (зведені до барабана); φ'_1 – миттєве значення кута повороту ЕМС, зведене до барабана, яке враховує наявність у системі люфтів / зазорів, які є нелінійностями.

Еквівалентна структурна схема ЕМС з ДМЧ та з урахуванням наявних у системі нелінійностей наведена на рис.4.

Слід зазначити, що схема, наведена на рис.4, відрізняється від представленої у роботі [7]. На рис.4 введені наступні позначення: $U_{вх}$ – вхідна напруга; K_{Π} – коефіцієнт пропорціонального перетворювача; П-перетворювач; $p = \frac{d}{dt}$; U – напруга на виході перетворювача; $K_{ззш}$ – давач зворотного зв'язку по швидкості АД; $K_{кзз}$ – ко-

ригуючий зворотний зв'язок (коефіцієнт); $H_M(p)$ – електромеханічний перетворювач, який входить до складу АД; $H_{\omega}(p)$ – давач внутрішнього зворотного зв'язку по швидкості АД; $J_{1,2}$ – моменти інерції двигуна і вантажу відповідно; M_{Π} – момент на виході електромеханічного перетворювача; $M = M_{\Pi} - M_{\omega}$; M_{ω} – момент, який відслідковує давач внутрішнього зворотного зв'язку по швидкості АД; $M_{оп}$ – момент опору, який виникає при русі вантажу (зведений до обертового руху барабана вантажопідйомного механізму крана). Інші позначення рис.4 наведені вище.

У [7] було встановлено, що на динамічні навантаження можна впливати, змінюючи величину T_m , яка, у свою чергу, залежить від β – модуля жорсткості ЕМС (точніше, жорсткості електромеханічної характеристики). Зрозуміло, що існує деяка оптимальна жорсткість $\beta_{опт}$, за якої ξ (коефіцієнт демпфірування) приймає максимальне значення:

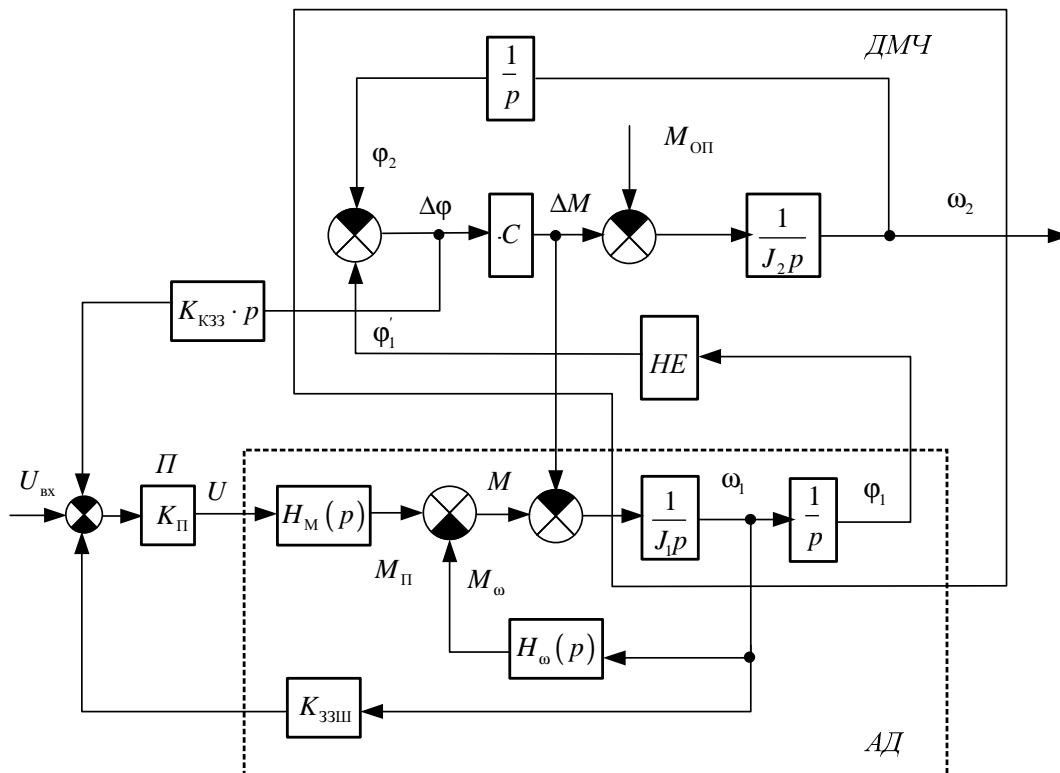


Рис.4. Еквівалентна структурна схема ЕМС з ДМЧ і врахуванням наявних у системі нелінійностей

Fig. 4. The equivalent block diagram of the EMS DMF and taking into account the existing system nonlinearities

$$\xi = \xi_{\max} = 0,5(\sqrt{\gamma} - 1) , \quad (39)$$

де $\gamma = \frac{(J_1 + J_2)}{J_1}$ – коефіцієнт, який характеризує співвідношення моментів інерції двигуна і вантажу.

Якщо забезпечене найкраще демпфірування, тоді можна отримати й значення $\beta_{\text{опт}}$ зі співвідношення

$$\beta_{\text{опт}} = J_1 \cdot \tilde{\Omega} \cdot \gamma^{1/4} , \quad (40)$$

де $\tilde{\Omega} = \sqrt{\frac{\tilde{C}(J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}}$ – частота вільних коливань системи.

Зі співвідношення (40) випливає, що чим вищою є крутна жорсткість пружного зв'язку \tilde{C} , тим при більшій жорсткості механічної характеристики наступить значення ξ_{\max} .

З виразу (40) також випливає, що оптимальна жорсткість приведе до незначного гасіння коливань при малих значеннях γ . Для покращення показників якості руху слід також ввести зворотний зв'язок по різниці швидкостей (двигуна і вантажу). Оптимальний коефіцієнт корекції за цим показником має вигляд

$$K_{\text{копт}} = \frac{1}{K_0} \cdot \left\{ \frac{3}{\gamma} \cdot \left(\frac{2}{27} \cdot \frac{T_m^2}{T^2} + 1 \right) - 1 \right\} , \quad (41)$$

де K_0 – коефіцієнт передачі двигуна.

Змінюючи величини β, T_m, γ , можна покращити процес формування динаміки електроприводу підйомного крана. На рис.5, б наведені для співставлення графіки перехідних процесів, які демонструють поведінку ЕМС мостового крана з контрольованими й неконтрольованими параметрами.

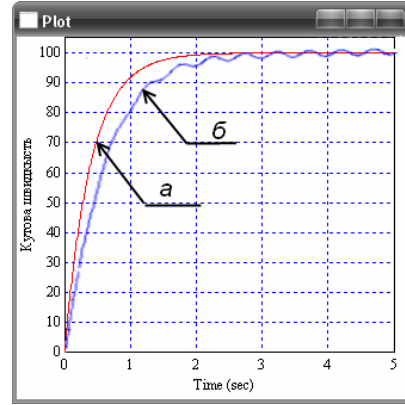


Рис. 5. Графіки перехідних процесів (пуску) по швидкості: а – контрольовані параметри; б – неконтрольовані параметри

Fig. 5. Charts of transient processes (start) according to speed: a – controllable parameters; b – uncontrollable parameters

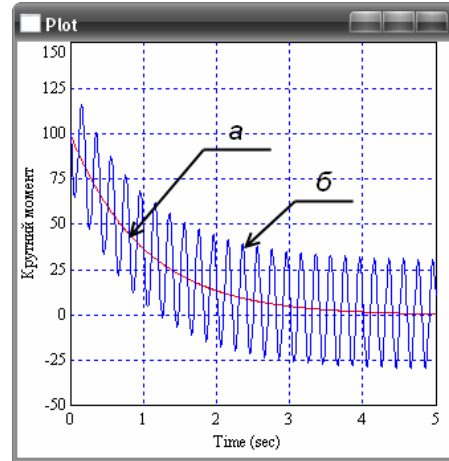


Рис. 6. Графіки перехідних процесів по крутному моменту: а – контрольовані параметри; б – неконтрольовані параметри

Fig. 6. Charts of transient processes for torque: a – controllable parameters; b – uncontrollable parameters

ВИСНОВКИ

1. Отримані співвідношення, які дозволяють контролювати співвідношення параметрів механізму підйому вантажу мостового крана. З цих співвідношень випливає, що динамічні зусилля у пружному елементі (канаті) змінюються за гармонічним законом з частотою коливань мас m_1 й m_2 відносно одна одної:

$$\lambda^2 = \frac{C \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2} .$$

2. Встановлені умови, за яких амплітуда коливань динамічного зусилля у канаті досягає максимального значення після прикладання рушійної сили системи підйому вантажу мостового крана.

3. Визначені критерій якості руху ЕМС й вантажу, за якого мінімізується величина рушійної сили протягом перехідного процесу (пуску системи), а також закони руху вказаних елементів системи (m_1 й m_2) при цьому.

4. Запропонована принципова й еквівалентна структурна схеми ЕМС з ДМЧ, в якій враховані виникаючі у системі нелінійності (люфти / зазори) під час підйому вантажу, які дозволяють відкоригувати за рахунок зворотних зв'язків мехатронної системи керування ЕМС мостового крана процес підйому вантажу й зменшити амплітуду небажаних коливань, що при цьому виникають. Шляхом проведення чисельного експерименту отримані високі результати по показникам якості перехідних процесів й раціоналізації швидкодії ЕМС підйому мостового крана.

5. Для побудови раціональних / оптимальних експлуатаційних режимів керування ЕМС мостового крана слід контролювати також й термін зростання динамічних навантажень у пружних елементах (канатах) при заданій продуктивності крана. Для виконання цієї задачі необхідно будувати ЕМС на основі спеціальних мікроконтролерів, які застосовуються у сучасних мехатронних системах управління мостових кранів.

6. Отримані у роботі результати можуть бути в подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку ЕМС керування механізмом підйому вантажу мостового крана як на стадіях її проектування / конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Казак С. А.* Динамика мостовых кранов / С. А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 331с.
2. *Александров М.П.* и др. Грузоподъемные машины / М.П. Александров и др. – М.: Машиностроение, 1986.–399с.
3. *Александров М.П.* и др. Динамика грузоподъемных кранов / М.П. Александров и др.– М.:Высшая школа, 1986.–400с.
4. *Климченкова Н. В.* Повышение степени автоматизации технологического процесса перемещения груза кранами / Н. В. Климченкова, С.В. Корниенко и др.// Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков: Технологический центр, 2008. – №41(31). – С.41–44.
5. *Патент №27558 Україна*, В 66719/00. Спосіб вертикального переміщення вантажів краном / Клімченкова Н.В., Спаська А.М.; Заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія – №200705695; заявл. 23.05.07; опубл. 12.11.2007. Бюл №18.
6. *Корнієнко С.В.* Шляхи удосконалення ЕМС крану на підставі підвищення степеня автоматизації / С.В. Корнієнко, Н.В. Клімченкова, З.О. Березніченко // ЕМС: методи, моделювання та оптимізація: Збірник матеріалів конференції. – Краматорськ – Видавництво КНТУ, 2012.– С. 30 - 34.
7. *Березніченко З.А.* Разработка рациональных режимов управления электромеханической системой мостового крана / З.А. Березніченко, Н.В. Клімченкова, С.В. Лагуненков // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – 2012. – №4(29).
8. *Герасимьяк Р.П.* Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р.П. Герасимьяк, А.А. Лещев. – Одесса: СМІЛ, 2008. – 192с.
9. *Ловейкін В.С., Паламарчук Д.А., Іщук В.В.* Експериментальне дослідження руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана при зміні вильоту вантажу // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – Київ, 2011. – №77. – С. 38-43.
10. *Ловейкін В.С., Міщук Д.О.* Експериментальне дослідження динаміки руху штока гідроциліндра підйому шарнірно-зчленованої стрілової системи крана-маніпулятора з гідроприводом // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – Київ, 2011. – №78. – С. 20-27.

11. Човник Ю., Діктерук М. Уточнений динамічний аналіз та мінімізація навантажень у канатах вантажопідйомних кранів / Ю. Човник, М. Діктерук, С. Комоцька // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – Київ, 2016. – №87. – С. 34-42.

REFERENCES

1. Kazak S. A., 1968. Dinamika mostovykh kranov [Dynamics of bridge cranes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 331. – (in Russian).
2. Aleksandrov M.P. 1986. Gruzopodemnye mashiny [Hoisting machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 399. – (in Russian).
3. Aleksandrov M.P. 1986. Dinamika gruzopodemnykh kranov [Dynamics of cranes]. Moscow, Graduate School Publ., 400. – (in Russian).
4. Klimchenkova N. V., 2008. Povyshenie stepeni avtomatizatsii tehnologicheskogo processa peremeshheniya gruzha kranami. [Increase in the degree of automation of the technological process of moving cargo by cranes]. Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovykh tehnologij. – Har'kov: Tehnologicheskij centr. №41(31), 41–44. – (in Russian).
5. Patent №27558 Ukraina, V 66719/00. Sposib vertikal'nogo peremishhennja vantazhiv kranom [Method vertical-moving crane] Zajavnik ta patentovlasnik Donbas'ka derzhavna mashinobudivna akademija [The applicant and patentee Donbass der MILITARY Engineering Academy]. №200705695; zajavl. 23.05.07; opubl. 12.11.2007. Bjul №18. – (in Ukrainian).
6. Kornienko S.V., 2012. Shljahi udoskonalennja EMS kranu na pidstavi pidvishhennja stepenja avtomatizatsii [Ways to improve EMS crane under increasing degree of automation]. EMS: metodi, modeljuvannja ta optimizacija: Zbirnik materialiv konferencii. - Kramators'k Vidavnistvo KNTU, 30 - 34. – (in Ukrainian)
7. Bereznichenko Z.A., 2012. Razrabotka racional'nyh rezhimov upravlenija jelektromehaničeskoj sistemoj mostovogo kрана [Development of rational control modes for the electromechanical bridge crane system]. Visnik Donbas'koï derzhavnoï mashinobudivnoï akademii. — №4(29). – 6-11. – (in Russian).
8. Gerasimjak R.P., 2008. Analiz i sintez kranovykh jelektromehaničeskih sistem [Analysis and synthesis of crane electromechanical systems]. Odessa: SMIL, – 192. – (in Russian).
9. Loveykin V.S., Palamarchuk D.A., Ishchuk V.V., 2011. Eksperymentalne doslidzhennya rukhu sharnirno-zchlenovanoi strilovoyi systemy kрана pry zmini vylotu vantazhu. [Experimental study of motion hinge-articulated jib crane system when changing cargo flight]. Girnichi, budivelni, dorozhni ta melioratyvni mashyny [Mining, constructional, road and melioration machines], No.77, 38-43. – (in Ukrainian).
10. Loveykin V.S., Mishchuk D.O., 2011. Eksperymentalne doslidzhennya dynamiky rukhu shtoka hidrotsylindra pidyomu sharnirno-zchlenovanoi strilovoyi systemy kрана-manipulyatora z hidropryvodom [Experimental study of the dynamics of movement rod cylinder lifting hinge-jointed boom system mounted crane with hydraulic drive] Girnichi, budivelni, dorozhni ta melioratyvni mashyny [Mining, constructional, road and melioration machines], No. 78, 20-27. – (in Ukrainian).
11. Chovnyuk Yu., Dykteruk M., Komotskaya S., 2016. Utochniniy dinamichesciy analiz ta minimizaciya navantazhen v kanatah vantazhopidymnih mashin [Refined dynamic analysis and minimization of stresses in the ropes of hoisting cranes] Girnichi, budivelni, dorozhni ta melioratyvni mashyny [Mining, constructional, road and melioration machines], No. 87, 34-42. – (in Ukrainian).