

УДК: 621.87

DOI: 10.15276/pidtt.1.65.2021.01

Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Пилипенко А. П., Макарець В. В.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## **СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА РУХУ СИСТЕМИ «КРАН-ВАНТАЖ». ЧАСТИНА 2**

**Анотація.** *Однією з основних причин зменшення продуктивності вантажопідійомних кранів є коливання вантажу на гнучкому підвісі. Коливання вантажу виникають у перехідних режимах руху кранового візка з підвішеним вантажем та при дії на вантаж поривів вітру. Гасіння коливань потребує значних затрат часу та енергії, що негативно позначається на продуктивності роботи крана та може створити небезпеку при його експлуатації.*

*У статті представлено розв'язок задачі синтезу оптимального регулятора руху системи «кран-вантаж». Для цього розроблено комплексний інтегрально-термінальний критерій. За допомогою модифікованого методу рою часток ME-PSO визначено оптимальні значення коефіцієнтів регулятора. Проведено аналіз динаміки руху системи «кран-вантаж» при оптимальному регулюванні за комплексом оціночних показників.*

**Ключові слова:** *оптимізація, ME-PSO, регулятор, інтегрально-термінальний критерій, MISO-функція.*

**Постановка проблеми.** Прольотні крани отримали значне поширення у морських та річкових портах, легкій промисловості, сільському та лісовому господарствах, металургії та в машинобудуванні. При роботі крану на відкритому повітрі на вантаж діють зовнішні стохастичні впливи. Вони викликають коливання вантажу на гнучкому підвісі, що значно знижує продуктивність роботи крана та створює небезпеку для працівників. Усунення коливань вантажу потребує значних витрат часу протягом якого оператор крана здійснює мікропереходи крана. Подібне усунення коливань супроводжується не тільки значними затратами часу та сил оператора, а й затратами енергії.

**Аналіз публікацій по темі досліджень.** Над розробкою методів оптимізації роботи кранів працювало багато науковців. Я. Смочек із співавтором у роботі [1] запропонували новий підхід до керування, який базується на прогнозуванні виникнення коливань вантажу та обмеження їх за допомогою керування, що розроблено на базі методу рою часток. Метод оптимізації рою часток застосовується для

визначення оптимального алгоритму руху крана.

К.А. Альганім із співавтором запропонували [2] оптимальний профіль прискорення крана, який дав змогу зменшити залишкові коливання вантажу при зміні напрямку руху крана. Цей підхід забезпечує одночасний рух механізмів переміщення крана та підйому вантажу.

О.Б. Неженцев з співавтором у статті [3] описав два розроблені способи гальмування вантажопідйомних кранів, що дозволяють значно зменшити амплітуду коливань вантажу та динамічні навантаження. Перший спосіб полягає у поетапному гальмуванні електроприводом крану і механічним гальмом за виведеним ними законом. Другий спосіб полягає у вимірюванні поточної маси вантажу і введенні в роторне коло ротора двигуна відповідного опору для зменшення динамічних навантажень на кран.

Д.В. Дієп із співавтором у статті [4] представили метод налаштування ПІД-регуляторів для запобігання розгойдуванню вантажу з урахуванням довжини гнучкого підвісу та контролю положення козлового крана. При цьому автори використали метод рою часточок (PSO), що дозволив виконати пошук оптимальних параметрів (коефіцієнтів) ПІД-регуляторів.

Н.І. Моххамед із співавторами в статті [5] запропонував оптимізацію системи керування краном прольотного типу з використанням ПІД-ПІД-регулятора налаштованого за допомогою методу рою часток (PSO). Для розрахунку траєкторії руху крану були використані критерії, які відображають тривалість на опускання і піднімання вантажу та тривалість перехідного процесу. Ці критерії використані для налаштування ПІД-регулятора.

Ч. Ван із співавторами [6] на основі оптимізації рою часточок (PSO) запропонували новий нечіткий нейромережевий (FNN) режим керування. Режим керування включає в себе позиціонування крана та дії по усуненню розгойдування вантажу.

З. Сан із співавторами у статті [7] розробили метод оптимального керування на базі нечіткого регулятора (FSMC). Регулятор налаштовано відповідно до динамічних характеристик крана.

Аналіз статей за даною тематикою показує зацікавленість наукової спільноти у вирішенні задач оптимального керування рухом вантажопідйомних машин. Запропоновані у наукових роботах методи спрямовані саме на зменшення коливань вантажу та не враховують оптимізації інших критеріїв. Крім того, у роботах враховані не всі значимі обмеження на рух системи.

**Мета досліджень.** Метою є визначення оптимальних значень коефіцієнтів регулятора та дослідження динаміки руху системи «кран-вантаж» при оптимальному регулюванні.

Для того, що досягнути поставленої мети необхідно виконати наступні задачі: 1) представити вихідну задачу визначення оптимальних значень коефіцієнтів регулятора у дискретній формі; 2) розробити комплексний інтегрально-термінальний критерій та MISO функцію, яка йому відповідає; 3) визначити оптимальні значення коефіцієнта регулятора; 4) провести аналіз динаміки руху системи «кран-вантаж» при оптимальному регулюванні за комплексом оціночних показників.

**Виклад основного матеріалу.** Логічним етапом у розв'язанні задачі є її дискретизація, тобто перехід від неперервних до дискретних виразів. Для цього спочатку запишемо математичну модель системи, приведену в першій частині статті, у класичному вигляді:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = v_2; \\ \dot{v}_2 = (x_1 - x_2) \cdot \frac{g}{l}; \\ \dot{x}_1 = v_1; \\ \dot{v}_1 = \frac{F - W}{m_1} - \frac{m_2}{m_1} \cdot (x_1 - x_2) \cdot \frac{g}{l}, \end{cases} \quad (1)$$

де  $x_1$  і  $x_2$  – узагальнені координати зведених мас крана і вантажу відповідно;  $v_1$  і  $v_2$  – узагальнені швидкості зведених мас крана і вантажу відповідно;  $m_1$  і  $m_2$  – зведені маси крана і вантажу відповідно;  $F$  – зведене рушійне або гальмівне зусилля приводу крана;  $W$  – сила статичного опору переміщення крана ( $W=(m_1+m_2)g \cdot 0,01$ );  $l$  – довжина гнучкого підвісу вантажу;  $g$  – прискорення вільного падіння.

При дискретизації функцій  $x_1$ ,  $x_2$  та  $v_1$ ,  $v_2$ , отримаємо наступну математичну модель системи:

$$\begin{cases} x_{2,i} = x_{2,i-1} + v_{2,i-1} \cdot \Delta t; \\ v_{2,i} = v_{2,i-1} + (x_{1,i-1} - x_{2,i-1}) \cdot \frac{g}{l} \cdot \Delta t; \\ x_{1,i} = x_{1,i-1} + v_{1,i-1} \cdot \Delta t; \\ v_{1,i} = v_{1,i-1} + \left( \frac{F_{i-1} - W}{m_1} - \frac{m_2}{m_1} (x_{1,i-1} - x_{2,i-1}) \cdot \frac{g}{l} \right) \cdot \Delta t, \end{cases} \quad (2)$$

де  $\Delta t$  – крок дискретизації часу;  $i$  – індекс, що пробігає значення від 1 до  $T/\Delta t$ ,  $i \in \left(1, \frac{T}{\Delta t}\right)$ ;  $T$  – тривалість розгону системи.

Перейшовши до дискретних значень перепишемо критерій оптимізації:

$$Int \approx Int_{disc} = \sqrt{\sum_{i=1}^{T/\Delta t} (F_i \cdot v_{1,i})^2 \Delta t} \rightarrow \min, \quad (3)$$

де  $Int_{disc}$  – дискретний критерій оптимізації.

Запишемо обмеження на величину рушійного зусилля:

$$F_{min} \leq F_i \leq F_{max}, \quad (4)$$

де  $F_{min}$  та  $F_{max}$  – мінімально та максимально можливі значення рушійного зусилля приводу механізму переміщення крану. Також накладається обмеження, яке у дискретній формі приймає таку форму:

$$\dot{F}_{min} \Delta t \leq F_i - F_{i-1} \leq \dot{F}_{max} \Delta t, \quad (5)$$

де  $\dot{F}_{min}$  та  $\dot{F}_{max}$  – мінімально і максимально можливі швидкості наростання рушійного зусилля.

Окрім обмежень на величину та швидкість наростання (спадання) рушійного зусилля слід врахувати ще обмеження на реверс крана та не перевищення його номінальної швидкості:

$$0 \leq \dot{v}_1 \leq V, \quad (6)$$

де  $V$  – усталена швидкість руху крану.

Таким чином, дискретизація задачі дала змогу врахувати обмеження на рух системи. Зазначимо, що спочатку перевірялись обмеження (5), а після нього – обмеження (4). Якщо обмеження (5) порушується, то  $i$ -те значення зусилля обчислюється за формулою:

$$\tilde{F}_{onm.i} = \begin{cases} F_{i-1} + \dot{F}_{max} \cdot \Delta t, & \text{якщо } F_{onm.i} - F_{i-1} \leq \dot{F}_{max} \cdot \Delta t; \\ F_{i-1} - \dot{F}_{min} \cdot \Delta t, & \text{якщо } F_{onm.i} - F_{i-1} \leq \dot{F}_{min} \cdot \Delta t; \\ F_{onm.i}, & \text{якщо } \dot{F}_{min} \cdot \Delta t \leq F_{onm.i} - \tilde{F}_{i-1} \leq \dot{F}_{max} \cdot \Delta t, \end{cases} \quad (7)$$

де  $F_{onm.i}$  –  $i$ -те оптимальне значення рушійного зусилля, яке визначається з наступним чином:

$$F_{onm.i} = m_1(K_1(x_{1,i-1} - x_{2,i-1}) + K_2(V - v_{1,i-1}) + K_3(V - v_{2,i-1})) - W, \quad (8)$$

Після того, як буде визначено  $\tilde{F}_{onm.i}$  необхідно виконати перевірку умов (4). Це виконується за допомогою наступного виразу:

$$\tilde{\tilde{F}}_{onm.i} = \begin{cases} \tilde{F}_{onm.i}, & \text{якщо } F_{min} \leq \tilde{F}_{onm.i} \leq F_{max}; \\ F_{max}, & \text{якщо } \tilde{F}_{onm.i} \geq F_{max}; \\ F_{min}, & \text{якщо } \tilde{F}_{onm.i} \leq F_{min}, \end{cases} \quad (9)$$

де  $\tilde{\tilde{F}}_{onm.i}$  – оптимальне значення рушійного зусилля приводу, яке не порушує обмеження (4) та (5).

Зазначимо, що для того, щоб у механічних передачах системи не виникали удари початкове значення рушійного зусилля було прийнято нульовим:

$$\tilde{\tilde{F}}_{onm.i} = 0. \quad (10)$$

Задавши чисельні значення параметрів системи  $m_1, m_2, l$  величини коефіцієнтів  $K_1, K_2, K_3$ , та можемо знайти дискретні функції  $x_1, x_2, v_1, v_2$ .

Для синтезу оптимального регулятора необхідно знайти крайові умови руху зведених мас системи. Вони мають вигляд:

$$\begin{cases} x_1(0) = x_2(0) = \dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = 0; \\ x_1(T) = x_2(T) = x_T, \dot{x}_1(T) = \dot{x}_2(T) = V, \end{cases} \quad (11)$$

де  $T$  – тривалість розгону системи;  $x_T$  – відстань на яку переміститься кран у кінці розгону. Крайові умови (11) означають рух системи зі стану спокою, а термінальний (кінцевий) стан системи означає усталений рух із усуненням маятникових коливань вантажу.

Для того, щоб врахувати кінцеві умови руху системи введемо у розгляд термінальний критерій руху системи:

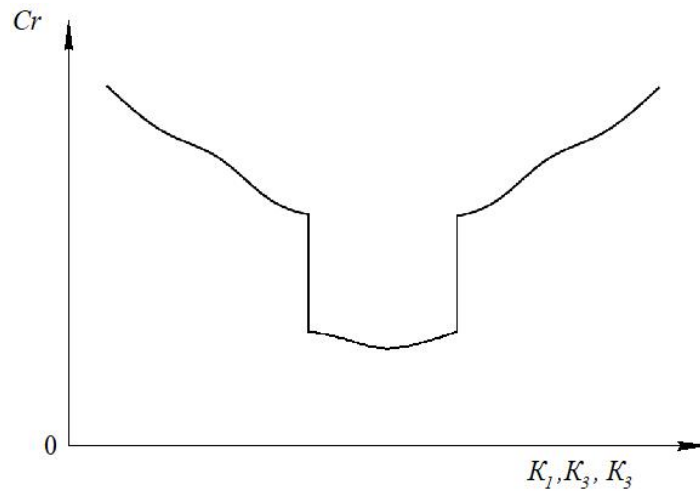
$$Ter = \begin{cases} \left( \left| V - V_{1\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| + \left| V - V_{2\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| + \left| x_T - x_{1\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| + \left| x_T - x_{2\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \right) \cdot \Delta t, \\ \text{якщо } \left| V - V_{1\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \geq \Delta V_{max}, \text{ або } \left| V - V_{2\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \geq \Delta V_{max}, \text{ або} \\ \left| x_T - x_{1\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \geq \Delta x_{max}, \text{ або } \left| x_T - x_{2\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \geq \Delta x_{max}, \\ 0, \text{ якщо } \left| V - V_{1\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \leq \Delta V_{max} \text{ і } \left| V - V_{2\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \leq \Delta V_{max} \\ \text{і } \left| x_T - x_{1\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \leq \Delta x_{max} \text{ і } \left| x_T - x_{2\left(\frac{T}{\Delta t}\right)} \right| \leq \Delta x_{max} \end{cases} \quad (12)$$

де  $\Delta V_{max}$  та  $\Delta x_{max}$  – максимально допустимі значення відхилень відповідно швидкостей положень крана і вантажу (у межах допустимих відхилень  $\Delta V_{max}=0,004$  м/с та  $\Delta x_{max}=0,004$  м);  $\Delta t$  – ваговий коефіцієнт, який показує важливість досягнення кінцевих умов критерію  $Ter$  дає змогу забезпечити прийняте досягнення кінцевих умов руху системи. Як тільки вони будуть досягнуті критерій  $Ter$  перетвориться в нуль.

Для того, щоб виконати мінімізацію критерію  $Ter$  та  $Int_{disc}$  введемо у розгляд комплексний критерій:

$$Cr = Ter + Int_{disc}. \quad (13)$$

Критерій  $Cr$  має наперед задані бажані властивості. Для того, щоб їх оцінити представимо рис 1.

Рисунок 1 – Умовне зображення топології критерію  $Cr$ 

Із рис. 1 видно, що топологія критерію  $Cr$  представляє собою «яму в ямі». «Верхня» яма представляє собою топологію критерію  $Ter$  із незначним впливом критерію  $Int_{duc}$  (його величиною можна знехтувати). «Нижня» яма – це топологія лише критерію  $Int_{duc}$  критерій  $Ter$  при цьому рівний нулю.

Виконуючи пошук оптимальних значень  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  оптимізаційний алгоритм дійде до «прірви» і «звалиться» у «нижню» яму, де знайде шукані величини комплексного критерію  $Cr$  (11). Ці операції можна розглядати як звернення до функції, входи якої представляються набором чисельних значень  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$ , а вихід являє собою величину критерію  $Cr$ . Така MISO-функція може бути графічно представлена на рис 2:

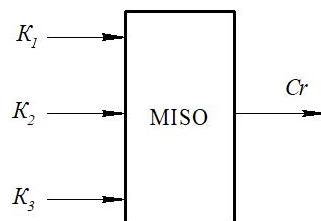


Рисунок 2 – Графічне представлення MISO-функції, яка використана у дослідженнях

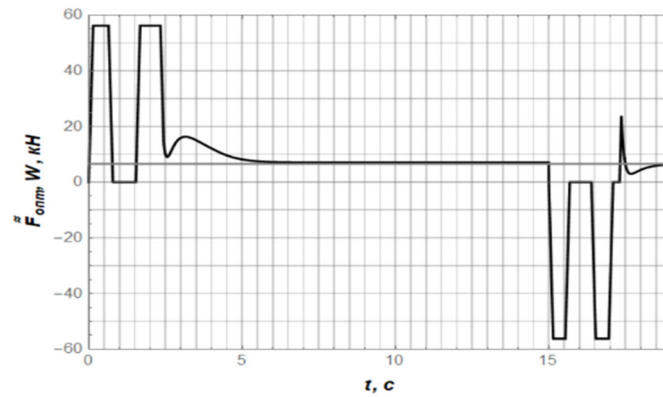
Зазначимо, що для знаходження величини  $Cr$  необхідно мати чисельні значення  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $l$ ,  $g$ . Вони включений у структуру MISO-функції, як незмінні параметри ( $m_1$  та  $g$  – це незмінні величини, а  $m_2$  та  $l$  змінюються, що вимагає систему адаптивного оптимального регулювання руху системи. У даному дослідженні приймаємо припущення  $m_2 = const$  та  $l = const$ ). Параметри при яких виконувались розрахунки регулятора приведені нижче в таблиці 1.

Таблиця 1 – Числові значення параметрів системи

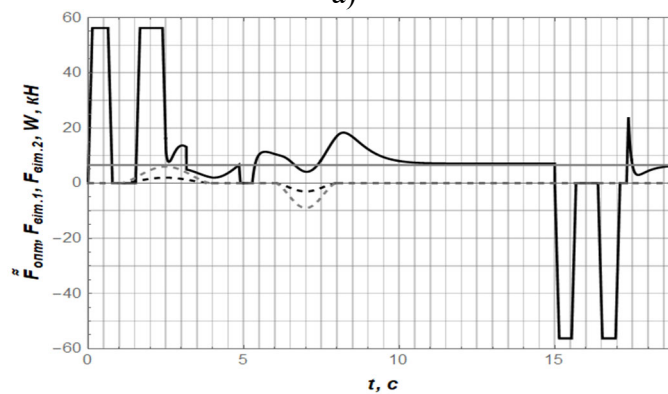
Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
$m_1$	кг	42000
$m_2$	кг	25000
$l$	м	5
$F_{\max}$	кН	45
$F_{\min}$	кН	-45
$\dot{F}_{\max}$	Н/с	400000
$\dot{F}_{\min}$	Н/с	-400000
$V$	м/с	1,2

У результаті використання методу ME-PSO отримано такі значення коефіцієнтів регулятора  $K_1=-1898126$ ,  $K_2=611392$ ,  $K_3=25709$

На рис. 3 наведено графіки зусилля, які дають у системі «кран-вантаж» при врахуванні зміни довжини підвісу та поривів вітру. На графіках (рис. 3) чорною суцільною лінією позначено рушійне зусилля приводу крана, сірою – довжина гнучкого підвісу, штриховими лініями – зусилля, що діють на візок та вантаж від поривів вітру.



а)



б)

Рисунок 3 – Графіки зміни діючих у системі зусиль: а) з врахування зміни довжини підвісу; б) з врахуванням зміни довжини підвісу та поривів вітру

З графіків (рис. 3) видно, що при розгоні значення прикладеного зусилля на рух крану однакові не залежно від впливу поривів вітру, що видно з графіку рис. 3, б,. Коливання вантажу, які виникають з 2,5с до 11с зумовлені поривами вітру, що видно на рис. 3, б,. Вони діють на вантаж та кран у напрямку їх руху (перший порив) та у протилежному напрямку (другий порив). Однак, до початку гальмування крану вони усуваються регулятором.

На рисунку 4 зображений фазові портрети коливання вантажу на гнучкому підвісі.

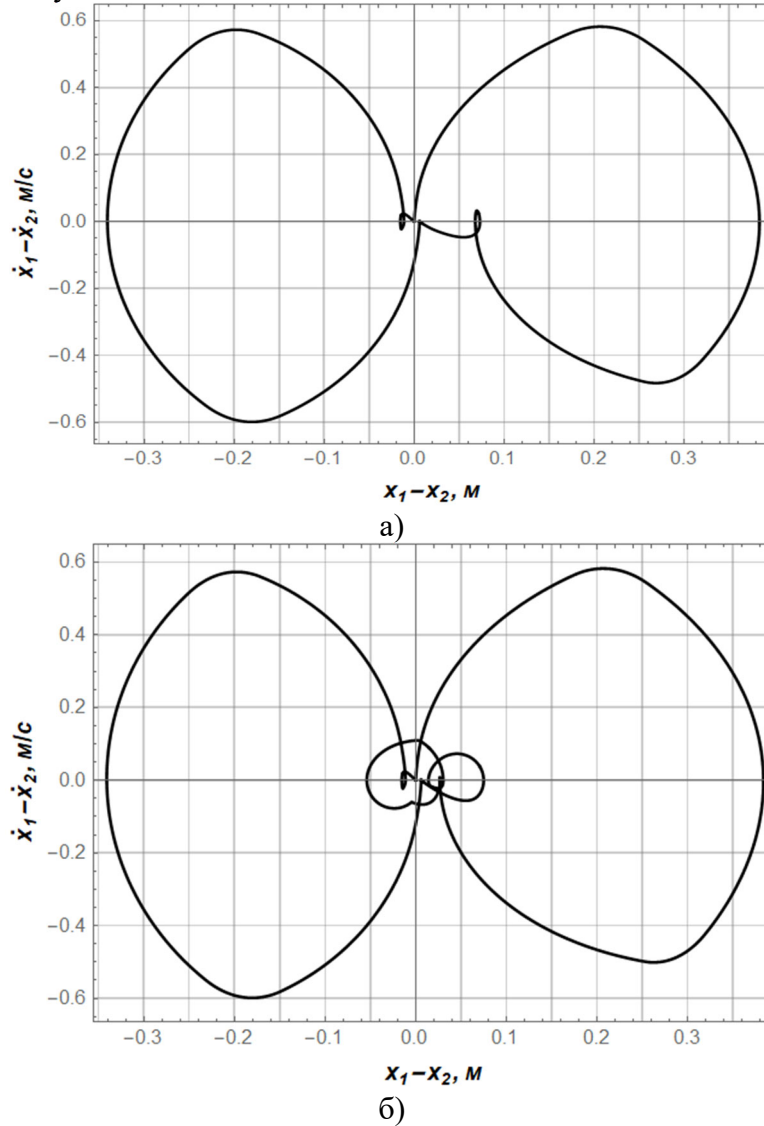


Рисунок 4 – Фазові портрети маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі: а) при зміні довжини підвісу; б) при зміні довжини підвісу та врахуванні пориву вітру



З графіків на рис. 4 видно, що ліві частини цих графіків схожі і відповідають процесу гальмування. Права частина, як і ліва схожа за формою між собою, подібність викликана усуненням коливань протягом розгону та гальмування крана. Відмінності в цих графіках з'являються в кінці розгону коли кран з вантажем рухається в усталеному режимі.

З аналізу графіків, які зображено на рис. 4, можна зрозуміти, що саме в цей період у другому випадку на вантаж починають діяти пориви вітру. Тому на рис. 4, б, в кінці розгону видно відхилення від початку координат. Значна амплітуда у випадку розгону крана та гальмування зумовлена різкою зміною швидкості. З графіків (рис. 4) видно, що фазові точки повертаються до початку координат, а значить кран з вантажем повертається в стан спокою.

На рис. 5 зображені графіки швидкості крана з вантажем.

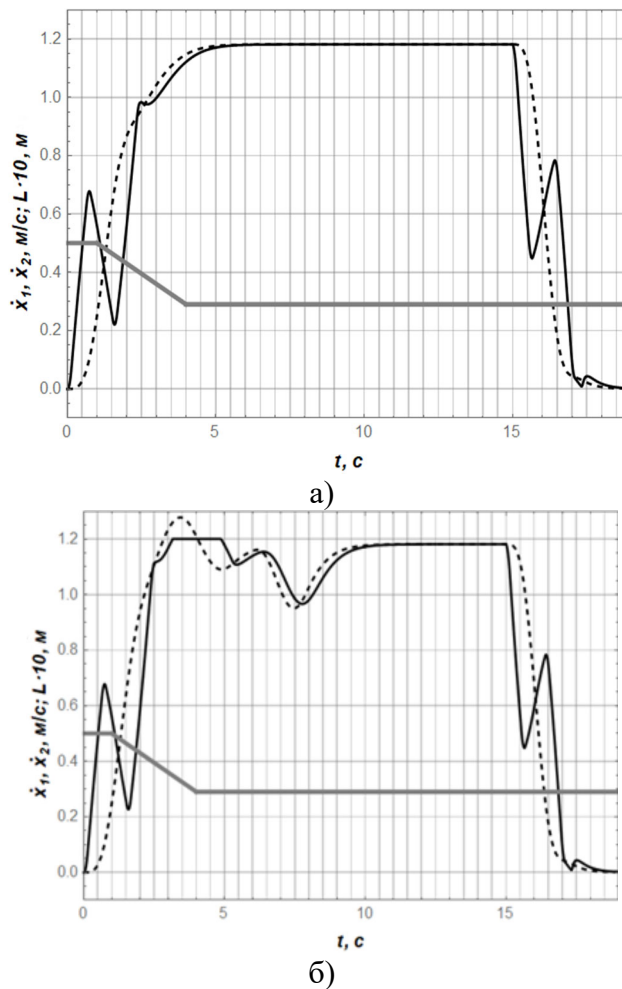
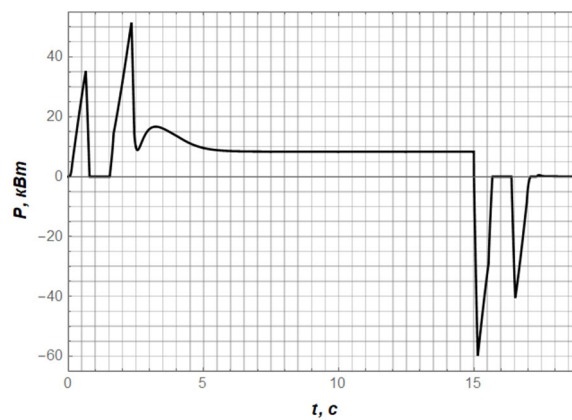


Рисунок 5 – Графіки зміни швидкості крана з вантажем: а) з врахування зміни довжини підвісу; б) з врахуванням зміни довжини підвісу та поривів вітру

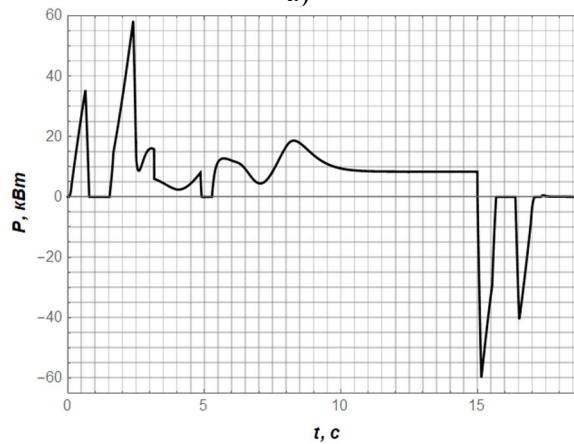
На рис. 5 сірою лінією показано зміну довжини підвісу вантажу, чорною суцільною – швидкість крана, чорною штриховою – швидкість візка.

В період від 0 до 2,5с кран з вантажем починає набирати швидкість і виходить на усталений режим до 5с. З рис. 5, а, видно, що швидкість крана з вантажем плавно збільшується. З другого графіку видно що швидкість крана з вантажем наростає більш інтенсивно і досягає граничного значення швидше, ніж в першому випадку. В період з 3с до 5с видно дію обмеження на реверс (13) яке впливає на подальше зростання швидкості та робить перехідний режим між розгоном крана та усталеним режимом більш плавним. Але це обмеження не впливає на швидкість вантажу тому в цей період видно значну амплітуду відхилення швидкості руху вантажу від швидкості крана.

На рис. 6 зображено графіки потужності.



а)



б)

Рисунок 6 – Графіки зміни потужності приводу механізму переміщення крана: а) з врахування зміни довжини підвісу; б) з врахуванням зміни довжини підвісу та поривів вітру

Як видно з графіку, який представлений на рис. 6, б, на розгін крана з вантажем було затрачено більше енергії, що видно по відмінності між графіками в період 3с до 12с, а саме під час першого пориву вітру. В кранах використовується рекуперативне гальмування, що дозволяє не тільки отримувати гарні показники при гальмуванні, а й повертати частину енергії затрачену на роботу по переміщенню вантажу з 15с до 17с.

Результати застосування запропонованого регулятора приведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Чисельні значення оціночних показників

Показник	Одиниця виміру	Значення	
		при зміні довжини гнучкого підвісу	при зміні довжини гнучкого підвісу та поривів вітру
Максимальні показники:			
- потужність	кВт	51	59
- амплітуда коливань вантажу	м	0,6	0,6
Середньоквадратичні показники:			
- коливань вантажу	м	0,26	0,26
- рушійне зусилля	кН	27	29
- витрати енергії	Дж	57,6	64,8

Як видно з таблиці 2 при дії на вантаж зовнішніх вітрових поривів збільшуються затрати енергії при переміщенні вантажу. Це викликано тим, що для подолання дії вітрових поривів (а саме коливань вантажу на гнучкому підвісі, які ними викликані) необхідно витратити додаткову енергію. Інші показники практично ідентичні.

#### Висновки.

1. Вихідну задачу для визначення значень коефіцієнтів оптимального регулятора представлено в дискретній.
2. Розроблено комплексний інтегрально-термінальний критерій та MISO-функцію яка йому відповідає.
3. Визначено оптимальні значення коефіцієнтів регулятора за допомогою модифікованого методу рою часток ME-PSO.
4. Проведено аналіз динаміки руху системи «кран-вантаж» при оптимальному регулюванні для двох випадків: 1) з врахування зміни довжини підвісу, 2) з врахуванням зміни довжини підвісу та поривів вітру. Отримані результати показали, що в обох

випадках вантаж в кінці руху не коливається. По значенню витрат потужності на переміщення видно небажаний вплив вітрових поривів, що збільшує енергетичні витрати на усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі.

### Список використаної літератури

1. Jaroslaw Smoczek. Particle Swarm Optimization-based Multivariable Generalized Predictive Control for an Overhead Crane. Jaroslaw Smoczek, Janusz Szpytko. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. 2016, pp.108-135.
2. Khaled A. Alghanima. Discrete-time command profile for simultaneous travel and hoist maneuvers of overhead cranes. Khaled A. Alghanima, Khaled A. Alhazza, Ziyad N. Masoud. Journal of Sound and Vibration. 2015, pp. 47-57.
3. Неженцев О.Б. Оптимізація параметрів частотного керування при гальмуванні кранів мостового типу. Неженцев О.Б., Збітнєв П.В. Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2017, 176-181 с.
4. Diep D.V. PID-Controllers Tuning Optimization with PSO Algorithm for Nonlinear Gantry Crane System. Diep D.V., Khoa V.V. International Journal Of Engineering And Computer Science. 2014, pp. 6631-6635.
5. Nur Iffah Mohamed Azmi. Optimization of the PID-PD parameters of the overhead crane control system by using PSO algorithm. Nur Iffah Mohamed Azmi, Nafrizuan Mat Yahya, Ho Jun Fu and Wan Azhar Wan Yusoff. MATEC Web of Conferences EAAI Conference 2018 pp. 1-8.
6. Zhenyan Wang. On PSO Based Fuzzy Neural Network Sliding Mode Control for Overhead Crane. Zhenyan Wang, Zhimei Chen, Jinggang Zhang. School of Electronics and Information Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan, P.R. China. 2016, pp. 563-178.
7. Zhe Sun. Designing and Optimization of Fuzzy Sliding Mode Controller for Nonlinear Systems. Zhe Sun, Yunrui Bi, Songle Chen, Bing Hu, Feng Xiang, Yawen Ling and Zhixin Sun. Computers, Materials & Continua CMC, 2019, pp.119-128.
8. Romasevych, Yu. A novel multi-epoch particle swarm optimization technique. Romasevych, Yu., Loveikin, V. A Cybernetics and Information Technologies. 2018, pp. 62-74.

---

## SYNTHESIS OF THE OPTIMAL CONTROLLER OF THE “CRANE-LOAD” SYSTEM MOVEMENT. PART 2

Romasevych Yu.O., Loveikin V.S., Pilipenko A.P., Makarets V.V.  
*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine*

**Abstract.** One of the main reasons for the decrease in the productivity of cranes is the oscillation of the load on the flexible suspension. Load oscillations occur in transient modes of movement of a crane truck with a suspended load and when the load is exposed to wind gusts. Vibration damping requires a significant amount of time and energy, which negatively affects the performance of the crane and can create a danger during its operation.

The article presents the solution of the problem of synthesis of the optimal motion controller of the crane-load system. The following constraints were used for the synthesis of the optimal controller: the magnitude of the driving force, the rate of change of the driving force and the limit on the reverse. A comprehensive integral-terminal criterion has been developed for this purpose. The optimal values of the controller coefficients were determined using the modified ME-PSO particle swarm method.

The obtained calculation results are presented in the form of graphical dependences. The analysis of the dynamics of the movement of the system "crane-load" with optimal control of a set of evaluation indicators such as: speed of the system, effort and power.

**Keywords:** optimization, ME-PSO, controller, integral-terminal criterion, MISO-function.