

УДК 621.873

Неженцев О.Б., к.т.н., доц.

НТУУ «Київський політехнічний інститут» м. Київ, Україна

## ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ МОСТОВОГО КРАНА ШЛЯХОМ ОПТИМІЗАЦІЇ МЕХАНІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ

Nyzhentshev O.

National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine ([nezhentshev@meta.ua](mailto:nezhentshev@meta.ua))

### REDUCING DYNAMIC LOADS DURING BRAKING BRIDGE CRANE BY OPTIMIZING THE MECHANICAL CHARACTERISTICS OF THE ELECTRIC DRIVE

Викладено методику і результати пошуку оптимальної механічної характеристики електроприводу пересування мостового крана в режимі динамічного гальмування. Алгоритм оптимізації механічної характеристики базується на методах теорії планування експерименту (крутого сходження і планування другого порядку). В якості критерію оптимізації використана узагальнена функція бажаності, що містить: максимальні динамічні навантаження на металокопонування крана, час гальмування і максимальну амплітуду розгойдування вантажу після зупинки крана. Наведено результати оптимізації механічної характеристики в режимі динамічного гальмування на прикладі мостового крана вантажопідйомністю 20 т. Гальмування крана за знайденою оптимальною характеристикою дозволило понизити максимальні навантаження на його металокопонування більш ніж на 20%, а амплітуду розгойдування вантажу після зупинки крана - в чотири рази в порівнянні з гальмуванням колодковим гальмом або противмиканням.

Ключові слова: мостовий кран; механізм пересування; динамічне гальмування; механічна характеристика; оптимізація; динамічні навантаження; узагальнений критерій

**Вступ.** У відповідності до норм безпеки [1] механізми вантажопідйомних кранів оснащені автоматичними нормальнотамкнутими колодковими гальмами, які мають низку недоліків: замикання колодок на гальмівному шківі має ударний характер і супроводжується коливаннями гальмівного моменту; знос гальмівних накладок призводить до збільшення динаміки замикання колодок; непостійність коефіцієнта тертя та в'язкості робочої рідини гідроштовхача; неоднакові гальмівні моменти роздільних приводів пересування, що призводять до перекосів та додаткових навантажень металокопонування кранів [2]. Ці недоліки призводять до різкого гальмування, значних динамічних навантажень (що знижує довговічність машин), інтенсивного розгойдування вантажів, яке збільшує робочий цикл і знижує продуктивність кранів.

Для уникнення вказаних недоліків обслуговуючий персонал на більшості кранів «розпускає» гальма механізмів пересування (порушуючи правила Держгірпромнагляду) [2, 3], а гальмування здійснюється електродвигунами в режимі противмикання, що супроводжується великими втратами електроенергії та підвищеним нагрівом двигунів. При цьому процес гальмування цілком залежить від кваліфікації кранівника, а динамічні навантаження, час гальмування та амплітуда розгойдування вантажу після зупинки крана мають невизначений характер.

Одним з найбільш ефективних шляхів здійснення плавного, економічного і безпечного гальмування вантажопідйомних кранів є динамічне гальмування (ДГ) [2, 3, 4]. На механізми підйому вже встановлюють пристрої для ДГ в режимі опускання вантажу [4], для механізмів пересування вони також розроблені [2, 3] та удосконалюються і випробуються в даний час. Але багато питань, що стосуються пристроїв для ДГ, залишаються невирішеними. Насамперед відсутні переконливі рекомендації щодо вибору оптимальних механічних характеристик електроприводів пересування і повороту в режимах ДГ. Проте відомі переваги ДГ в порівнянні з противмиканням (висока плавність гальмування, низькі втрати електроенергії, точність зупинки механізму без розгойдування вантажу) повною мірою реалізуються тільки при використанні оптимальних механічних характеристик. Відсутність методик і рекомендацій щодо вибору оптимальних характеристик в режимі ДГ значно знижує ефективність і стримує широке його застосування, а при необгрунтованому використанні, особливо за неоптимальними характеристиками, може привести до протилежного результату та дискредитації цього перспективного напрямку.

Постановка завдання: Оскільки оптимізація механічної характеристики приводу пересування крана тільки за одним з критеріїв покращує деякі показники і погіршує інші, то вибір оптимальної характеристики необхідно

здійснювати шляхом пошуку компромісних рішень із застосуванням узагальненого критерію оптимізації, що містить: максимальні динамічні навантаження, час гальмування крана і амплітуду розгойдування вантажу. Тобто завдання оптимізації механічної характеристики приводу пересування мостового крана в режимі ДГ полягає в пошуку такої характеристики, при гальмуванні за якої поєднання динамічних навантажень і параметрів продуктивності крана будуть найбільш прийнятними.

**Мета:** викласти методикою та результати пошуку оптимальної механічної характеристики електроприводу пересування мостового крана в режимі динамічного гальмування.

#### Дослідження.

Пошук оптимальної механічної характеристики електроприводу крана здійснювався за методикою, яка містить наступні етапи:

1. *Виділення факторів, що визначають механічну характеристику приводу.* Для механізмів пересування кранів найбільш доцільним є режим ДГ з незалежним збудженням і несиметричною схемою з'єднання обмотки статора з джерелом постійного струму. Тоді будь-яку механічну характеристику асинхронного двигуна в режимі ДГ можна однозначно задати за допомогою двох факторів: максимального моменту  $M_k^*$  і критичного ковзання  $s_k^*$ , які визначаються за формулами [4]

$$M_k^* = \frac{24,8(I_{\text{экв}}/I_{\text{сх}})^2 U_{\text{фн}} I_{\text{сх}}}{[1,0 + 0,505(I_{\text{экв}}/I_{\text{сх}})]n_0}; \quad s_k^* = (0,58 I_{\text{экв}}/I_{\text{сх}} + 0,4) R_p' I_{\text{сх}}/U_{\text{фн}}, \quad (1)$$

де  $I_{\text{экв}}$   $k_{\text{экв}} I_{\text{в}}$  - струм статора, еквівалентний за м.р.с. постійному струму збудження  $I_{\text{в}}$ ;  $k_{\text{экв}}$  - коефіцієнт еквівалентності (для несиметричної схеми  $k_{\text{экв}} = 0,816$ );  $I_{\text{сх}}$  - струм холостого ходу при номінальній напрузі  $U_{\text{фн}}$ ;  $R_p'$  - приведений до статора сумарний опір ланцюга ротора.

Наприклад, для механізму пересування мостового магнітного крана вантажопідйомністю 20 т, оснащеного асинхронними двигунами з фазним ротором МТФ 411-8, області визначення факторів  $M_k^*$  і  $s_k^*$  знаходяться в межах  $275 \leq M_k^* \leq 695$  (Нм);  $0,058 \leq s_k^* \leq 1,350$ .

2. *Вибір критерію оптимізації.* Процес гальмування крана всебічно характеризується наступними величинами: максимальними значеннями динамічних навантажень на металоконструкцію крана  $P_m^{\text{max}}$ , часом гальмування  $t_T$  і максимальною амплітудою відхилення вантажу від вертикалі після зупинки крана  $A^{\text{max}}$ . Для вирішення багатопараметричної оптимізаційної задачі в якості узагальненого критерію використана узагальнена функція бажаності Харрінгтона  $D$  [5]. Для її побудови значення параметрів оптимізації  $P_m^{\text{max}}$ ,  $t_T$ ,  $A^{\text{max}}$  були перетворені в безрозмірну шкалу бажаності  $y^*$ , що дозволяє визначити відповідні їм приватні функції бажаності  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$ . Узагальнена функція бажаності  $D$  являє собою середнє геометричне приватних функцій  $d_j$ :

$$D = \sqrt[3]{d_1 d_2 d_3}. \quad (2)$$

Для односторонніх обмежень виду  $y_j \geq y_j^{\text{min}}$  (або  $y_j \leq y_j^{\text{max}}$ ) перетворення функцій відгуку  $y_j$  в приватні функції бажаності  $d_j$  здійснюється за допомогою експоненціальної залежності (див. рис. 1):

$$d_j = \exp[-\exp(-y_j^*)], \quad (3)$$

де

$$y_j^* = a_{0j} + a_{1j} y_j. \quad (4)$$

Коефіцієнти  $a_{0j}$  і  $a_{1j}$  визначаються шляхом завдання двох значень кожної функції відгуку  $y_j$ , відповідним базовим значенням приватних функцій бажаності  $d_j$ . При цьому узагальнена і приватні функції бажаності змінюються від нуля до одиниці. Нуль відповідає абсолютно неприйнятному значенню параметра оптимізації, а одиниця - найкращому.

На рис. 1 представлені функції бажаності  $d_j$ , безрозмірна шкала  $y^*$ , а також шкали переведення параметрів оптимізації  $P_m^{\text{max}}$ ,  $t_T$ ,  $A^{\text{max}}$  в приватні функції бажаності  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  для мостового крана

вантажопідйомністю 20 т. При цьому в якості нижньої межі області «задовільно» прийняті: для  $P_M^{\max}$  - максимальне значення динамічного навантаження на металоконструкцію крана при гальмуванні колодковим гальмом (38,2 кН); для  $t_T$  - подвійний час гальмування крана колодковим гальмом (11,0 с); для  $A^{\max}$  - половина різниці між шириною вагона, що завантажується, і діаметром вантажопідйомного електромагніту (0,6 м).

В якості верхньої межі області «дуже добре» прийняті: для  $P_M^{\max}$  - значення, що дорівнює триразовому зменшенню максимального динамічного навантаження на металоконструкцію крана при гальмуванні колодковим гальмом (12,7 кН); для  $t_T$  - мінімально допустимий час гальмування крана, при якому відсутня пробуксовка ходових коліс і забезпечується запас зчеплення коліс з рейками, що дорівнює 1,2 (2,5 с); для  $A^{\max}$  - 5% від половини різниці між шириною вагона, що завантажується, і діаметром вантажопідйомного електромагніту (0,03 м).

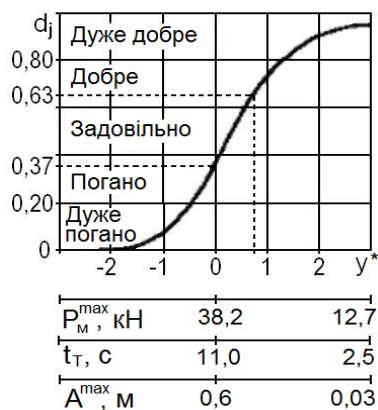


Рис. 1. Графік функції бажаності

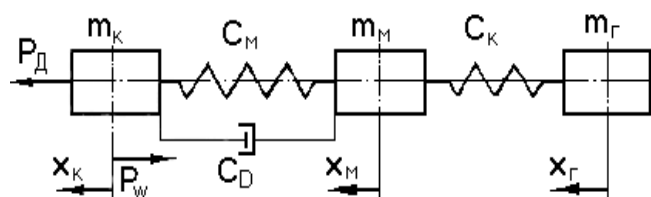


Рис. 2. Розрахункова схема мостового крана

Тоді для зазначеного крана за допомогою виразів (3) і (4) одержимо залежності, що дозволяють перетворювати параметри оптимізації  $P_M^{\max}$ ,  $t_T$ ,  $A^{\max}$  в приватні функції бажаності  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$ :

$$d_1 = \exp[-\exp(-4,452 + 0,116 P_M^{\max})]; \quad (5)$$

$$d_2 = \exp[-\exp(-3,842 + 0,349 t_T)]; \quad (6)$$

$$d_3 = \exp[-\exp(-3,126 + 5,201 A^{\max})]. \quad (7)$$

3. Вибір математичної моделі мостового крана. Оскільки перехідні процеси вантажопідйомних кранів з достатньою для практичних розрахунків точністю описуються диференціальними рівняннями [6, 7], то оптимізацію механічної характеристики електроприводу пересування вантажопідйомного крана в режимі ДГ доцільно здійснювати за допомогою комп'ютерного експерименту на математичній моделі крана. Значення параметрів оптимізації  $P_M^{\max}$ ,  $t_T$  і  $A^{\max}$  визначалися за результатами чисельного інтегрування (методом Рунге-Кутта) системи нелінійних диференціальних рівнянь (8), що описують процес ДГ мостового крана, представленого трьохмасовою розрахунковою схемою (див. рис. 2) [7, 8]. При цьому максимальні значення змінних  $P_M^{\max}$ ,  $A^{\max}$  обчислювалися шляхом порівняння на кожному кроці інтегрування відповідно до і після зупинки крана.

$$\begin{cases} m_K \ddot{x}_K + C_D(\dot{x}_K - \dot{x}_M) + C_M(x_K - x_M) + P_W \text{sign}(\dot{x}_K) = P_\delta; \\ m_M \ddot{x}_M + C_K(x_M - x_G) - C_D(\dot{x}_K - \dot{x}_M) - C_M(x_K - x_M) = 0; \\ m_G \ddot{x}_G - C_K(x_M - x_G) = 0, \end{cases} \quad (8)$$

де  $m_K$  - приведені до переміщення коліс маса обертових частин привода і частина маси моста;  $m_M$  - приведена до середини прольоту маса середніх частин моста і порожнього візка;  $m_G$  - маса вантажу;  $C_M$  - коефіцієнт жорсткості металоконструкції крана;  $C_D$  - коефіцієнт загасання коливань металоконструкції;  $C_K$  - горизонтальна складова натягу канатів при  $(x_M - x_G) = 1$ ;  $P_W$  - сила статичного опору пересуванню крана;  $x_K$ ,  $x_M$ ,  $x_G$  - шляхи, що проходять відповідні маси від початку координат;  $P_\delta$  - приведена до ходових коліс сила приводу в режимі ДГ [7, 8]:

$$P_o = -\frac{K_q v_\kappa}{B_q + (v_\kappa)^2}, \quad (9)$$

тут  $K_q = 2M_{\kappa q} s_{\kappa q} v_0 u / (r)$ ;  $B_q = (s_{\kappa q})^2 v$   $v_0$  - постійні для q-ої механічної характеристики;  $v_0$ ,  $v_\kappa$  - швидкості пересування крана, відповідні синхронної і поточної частоті обертання ротора двигуна;  $u$  - передавальне число приводу;  $r$  - радіус ходового колеса;  $\eta$  - ККД механізму пересування крана.

Таким чином, завдання оптимізації механічної характеристики приводу пересування мостового крана в режимі ДГ полягає у пошуку таких значень  $M_{\kappa q}^*$  і  $s_{\kappa q}^*$ , що визначають механічну характеристику, при гальмуванні за якою узагальнений критерій оптимізації  $D$  буде найбільшим (завдання пошуку максимуму функції відгуку), а відповідні йому параметри оптимізації  $P_M^{\max}$ ,  $t_T$ ,  $A^{\max}$  - найбільш прийнятними.

4. Алгоритм пошуку оптимальної механічної характеристики кранового електроприводу в режимі ДГ. Процес оптимізації на прикладі мостового крана в/п 20 т виконаємо методом крутого сходження (Боксу-Уілсона) [5]. Для цього апроксимуємо початкову локальну область простору  $D_j$  поліномом

$$\hat{D} = b_0 + \sum_{m=1}^k b_m z_m, \quad (10)$$

де  $\hat{D}$  - оцінка узагальненого критерію, що апроксимується;  $z_m$  - кодовані значення варійованих факторів ( $M_\kappa^*$  і  $s_\kappa^*$ );  $b_0$ ,  $b_m$  - коефіцієнти регресії;  $k$  - число факторів.

У табл. 1 представлені умови проведення повного факторного експерименту типу  $2^k$ , а в табл. 2 - його результати.

Таблиця 1

Рівні факторів та інтервали варіювання

Рівні факторів та інтервали варіювання	$M_\kappa^*$ , Нм	$s_\kappa^*$
Код ( $z_m$ )	$z_1$	$z_2$
Основний рівень ( $z_m = 0$ )	485	0,7040
Інтервал варіювання ( $\Delta z_m$ )	21	0,0646
Верхній рівень ( $z_m = +1$ )	506	0,7686
Нижній рівень ( $z_m = -1$ )	464	0,6394

За результатами комп'ютерного експерименту розраховано коефіцієнти регресії за формулою

$$b_m = (\sum_{i=1}^N z_{mi} D_i) / N, \quad m = 0, 1, \dots, k; \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (11)$$

і отримано рівняння регресії, що зв'яже узагальнений критерій з варійованими факторами

$$\hat{D} = 0,539 - 0,044z_1 + 0,025z_2. \quad (12)$$

Таблиця 2

План і результати повного факторного комп'ютерного експерименту

$N$	$z_1$	$z_2$	$P_M^{\max}$ , кН	$t_T$ , с	$A^{\max}$ , м	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$D$
1	+1	+1	41,37	5,7	0,404	0,243	0,855	0,698	0,525
2	-1	+1	39,01	5,9	0,354	0,341	0,845	0,758	0,603
3	+1	-1	42,96	5,6	0,440	0,182	0,859	0,648	0,466
4	-1	-1	40,60	5,9	0,346	0,274	0,845	0,767	0,562

Оскільки нами проводився комп'ютерний експеримент, то перевірку адекватності рівняння регресії (12) неможливо здійснити за традиційним критерієм Фішера, так як помилка повторних «дослідів» в кожній точці плану (тобто помилка повторного обчислення на комп'ютері) практично дорівнює нулю і, отже, дисперсія дослідів також дорівнює нулю. Тому ступінь розсіювання оцінок узагальненого критерію оптимізації рівняння

(12) і наступних рівнянь регресії оцінювалася коефіцієнтом варіації за формулою

$$\rho = \frac{1}{b_0} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (D_i - \hat{D}_i)^2}{N - \lambda}} \leq \alpha, \quad (13)$$

де  $\lambda$  - число коефіцієнтів рівняння регресії;  $\alpha$  - рівень значущості (зазвичай приймають рівнім 0,05). Рівняння регресії вважається адекватним, якщо  $\rho \leq \alpha$ . В даному випадку коефіцієнт варіації  $\rho$  виявився рівним 0,047, що свідчить про адекватність рівняння (12).

За результатами порівняння добутків  $|b_1| \cdot \Delta M_k^*$  і  $|b_2| \cdot \Delta s_k^*$  за базовий фактор був прийнятий  $z_1$ , з кроком руху у напрямку до оптимуму  $h_1 = -6$  Нм. Для фактора  $z_2$  крок  $h_2$ , рівний 0,01, був розрахований за виразом:

$$h_2 = \mu_n (b_2 \Delta s_k^*) / |b_1|, \quad 0 < \mu_n \leq 1.$$

Рух до оптимуму здійснювався від центру плану (основного рівня) по точках, координати яких визначалися за виразами

$$M_{kn}^* = 485 - 6n; \quad s_{kn}^* = 0,704 + 0,01n, \quad n = 1, 2, 3 \dots$$

Результати першої серії дослідів крутого сходження, що наведені в табл. 3 показали: значення критерію  $D$ , отримане в четвертому досліді і рівне 0,659 вище, ніж найкращий результат в локальній області (0,603).

Таблиця 3

#### Перша серія дослідів крутого сходження

n	$M_k^*$ , Нм	$s_k^*$	$K_q$ , Нм/с	$B_q$ , (м/с) <sup>2</sup>	$P_m^{\max}$ , кН	$t_T$ , с	$A^{\max}$ , м	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$D$
1	467	0,734	48688,2	2,572	39,62	5,9	0,353	0,315	0,845	0,760	0,587
2	449	0,764	48724,8	2,782	38,27	6,1	0,342	0,372	0,833	0,771	0,621
3	431	0,794	48608,1	3,010	36,96	6,4	0,35	0,428	0,819	0,763	0,644
4	413	0,824	48337,9	3,242	35,61	6,7	0,371	0,484	0,800	0,739	0,659
5	407	0,834	48213,8	3,321	35,22	10,1	0,291	0,500	0,480	0,820	0,581

З метою пошуку більш високого значення  $D$  була аналогічно спланована і здійснена друга серія дослідів крутого сходження з нового центра плану, що відповідає найкращому досліді в першій серії. У табл. 4 наведено умови і матриця планування в другій локальній області, а також результати крутого сходження другої серії дослідів.

Таблиця 4

#### Друга серія дослідів крутого сходження

Рівні факторів та інтервали варіювання		$M_k^*$ , Нм	$s_k^*$								
Код ( $z_m$ )		$z_1$	$z_2$								
Основний рівень ( $z_m = 0$ )		413	0,8240								
Інтервал варіювання ( $\Delta z_m$ )		21	0,0646								
Верхній рівень ( $z_m = +1$ )		434	0,8886								
Нижній рівень ( $z_m = -1$ )		392	0,7594								
n	$M_k^*$ , Нм	$s_k^*$	$K_q$ , Нм/с	$B_q$ , (м/с) <sup>2</sup>	$P_m^{\max}$ , кН	$t_T$ , с	$A^{\max}$ , м	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$D$
6	428	0,439	35544,9	1,679	38,38	6,1	0,265	0,368	0,833	0,840	0,636
7	431	0,362	22161,4	0,626	37,80	6,4	0,128	0,393	0,820	0,918	0,666
8	434	0,285	17568,9	0,388	34,75	7,0	0,132	0,519	0,783	0,916	0,719
9	437	0,208	12910,9	0,207	31,92	8,6	0,400	0,623	0,649	0,704	0,658

З табл. 4 видно, що в другій серії дослідів найкраще значення узагальненого критерію (точка  $D = 0,719$  з координатами  $M_k^* = 434$ ;  $s_k^* = 0,285$ ) отримане у восьмому досліді. Опишемо локальну область поверхні відгуку  $D$  з центром у вказаній точці поліномом другого порядку. Для цього скористаємося центральним композиційним ротатбельним уніформ-планом (ЦКРУП) другого порядку. Матриця ЦКРУП і результати комп'ютерного експерименту в локальній області наведено в табл. 5.

Таблиця 5

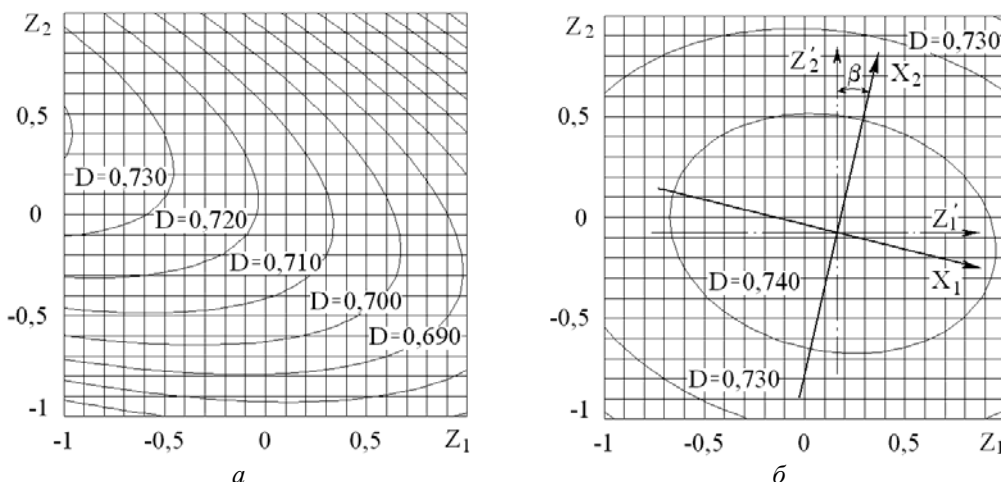
Матриця ЦКРУП і результати комп'ютерного експерименту

$N$	$z_1$	$z_2$	$P_M^{\max}$ , кН	$t_T$ , с	$A^{\max}$ , м	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$D$
1	+1	+1	39,37	6,1	0,213	0,326	0,834	0,875	0,620
2	-1	+1	35,38	6,7	0,039	0,494	0,803	0,948	0,722
3	+1	-1	33,52	8,2	0,315	0,566	0,690	0,798	0,678
4	-1	-1	30,86	8,8	0,389	0,658	0,632	0,718	0,669
5	+1,414	0	37,70	6,4	0,166	0,397	0,817	0,901	0,663
6	-1,414	0	32,01	8,0	0,179	0,620	0,704	0,894	0,731
7	0	+1,414	38,43	6,2	0,158	0,366	0,832	0,905	0,651
8	0	-1,414	31,72	8,9	0,468	0,630	0,619	0,607	0,619
9	0	0	34,75	7,0	0,132	0,519	0,783	0,916	0,719

За даними табл. 5 були розраховані коефіцієнти рівняння регресії другого порядку

$$\hat{D} = 0,719 - 0,024z_1 + 0,005z_2 - 0,028z_1z_2 - 0,009z_1^2 - 0,040z_2^2. \quad (14)$$

На рис. 3а наведено лінії рівних відгуків узагальненого критерію  $D$ , що побудовані за виразом (14). З рис. 3а видно, що максимум поверхні відгуку знаходиться за межами описаної локальної області.

Рис.3. Лінії рівних відгуків узагальненого критерію  $D$  в проміжній (а) та оптимальній (б) областях

Канонічне перетворення [9] і аналіз рівняння (14) показали, що прогнозований оптимум узагальненого критерію  $D$  знаходиться в центрі поверхні відгуку з координатами  $M_k^* = 377$  Нм;  $s_k^* = 0,342$ . Область поверхні відгуку поблизу передбачуваного центру, була аналогічним чином описана поліномом другого порядку:

$$\hat{D} = 0,745 + 0,002z_1 - 0,002z_2 - 0,003z_1z_2 - 0,008z_1^2 - 0,015z_2^2. \quad (15)$$

На рис. 3б приведені лінії рівних відгуків критерію  $D$  в оптимальній області. Для уточнення оптимального значення  $D$  і координат оптимуму було здійснено канонічне перетворення [9] рівняння (15)

$$\hat{D} = 0,745 - 0,008X_1^2 - 0,015X_2^2, \quad (16)$$

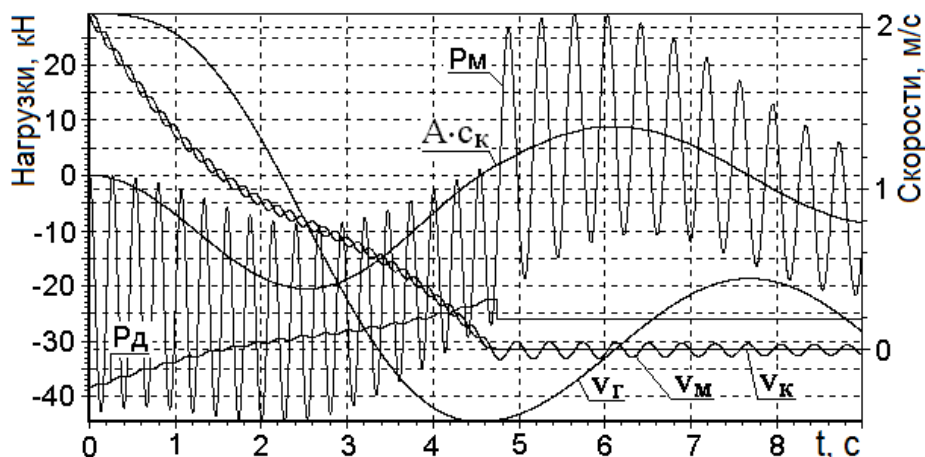
де  $X_1 = (z_1 - z_{1S})\cos(z_2 - z_{2S})\sin$ ;  $X_2 = (z_1 - z_{1S})\sin(z_2 - z_{2S})\cos$ ;  $z_{1S} = 0,140$ ;  $z_{2S} = 0,081$ ;

$$\beta = -11,6^\circ.$$

Таким чином, знайдено максимальне значення критерію оптимізації ( $D = 0,745$ ), що знаходиться в точці з координатами  $z_{1S} = 0,140$  і  $z_{2S} = -0,081$ , якому відповідає оптимальна механічна характеристика приводу пересування крана, що має  $M_k^* = 380$  Нм і  $s_k^* = 0,337$ .

На рис. 4 наведено графіки перехідних процесів мостового крана в/п 20 т в режимах: гальмування противмиканням (рис. 4а) і динамічного гальмування за знайденою оптимальною характеристикою (рис. 4б).

а



б

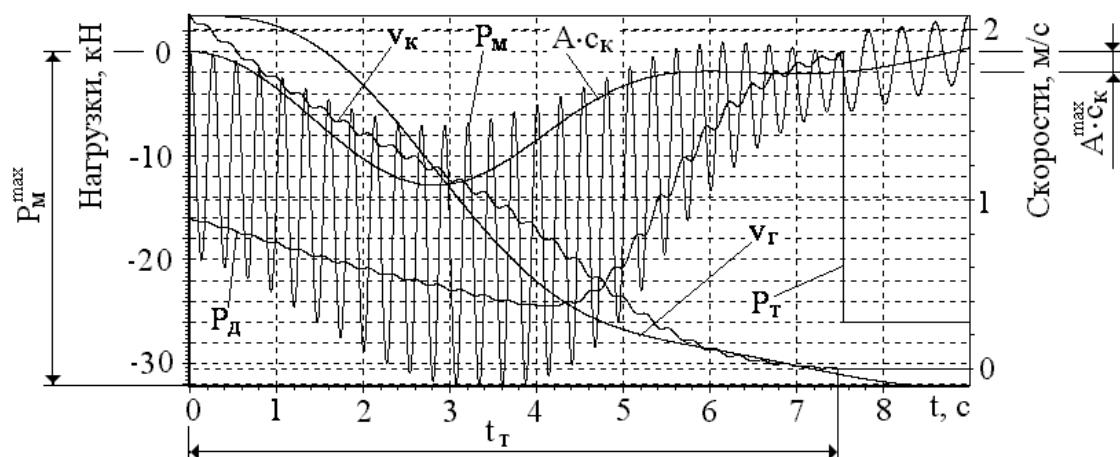


Рис. 4. Графіки процесів гальмування мостового крана в/п 20 т в режимах: а) - противмикання; б) - динамічного гальмування за оптимальною характеристикою ( $v_{\Gamma}$  - швидкість вантажу;  $P_{\Gamma}$  - приведена сила колодкового гальма)

Аналіз графіків на рис. 4 показує, що оптимізація механічних характеристик приводу пересування крана дозволила понизити максимальну величину горизонтальних динамічних навантажень на металоконструкцію крана і максимальну амплітуду розгойдування вантажу після зупинки крана відповідно на 22% і в 3,5 разів - в порівнянні з початковою характеристикою; на 18-24% і в 4 - 5 разів - в порівнянні з гальмуванням колодковим гальмом або противмиканням.

#### Висновки:

- розроблена методика оптимізації механічних характеристик кранового електроприводу є ефективним інструментом підвищення техніко-економічних показників вантажопідіймних кранів і може застосовуватися як для кранів, що експлуатуються так і для машин, які знаходяться на стадії проектування;

- істотно знизити динамічні навантаження і підвищити продуктивність вантажопідіймних кранів можна шляхом оптимізації механічних характеристик електроприводу пересування за узагальненим критерієм, що містить параметри динамічних навантажень і продуктивності;

- для гальмування мостових кранів вантажопідіймністю 20 т рекомендується знайдена оптимальна механічна характеристика в режимі динамічного гальмування, яка дозволяє знизити динамічні навантаження на металоконструкцію крана на 18 -24%, амплітуду розгойдування вантажу після зупинки крана - в 3 - 5 разів у порівнянні з гальмуванням колодковим гальмом або противмиканням.

**Аннотация.** Изложена методика и результаты поиска оптимальной механической характеристики электропривода передвижения мостового крана в режиме динамического торможения. Алгоритм оптимизации механической характеристики базируется на методах теории планирования эксперимента (крутого восхождения и планирования второго порядка). В качестве критерия оптимизации использована обобщенная функция желательности, включающая: максимальные динамические нагрузки на металлоконструкцию крана, время торможения и максимальную амплитуду раскачивания груза после остановки крана. Приведены результаты оптимизации механической характеристики в режиме динамического торможения на примере мостового крана грузоподъемностью 20 т. Торможение крана по найденной оптимальной характеристике позволило снизить максимальные нагрузки на металлоконструкцию более чем на 20%, а амплитуду раскачивания груза после остановки крана – в четыре раза по сравнению с торможением колодочным тормозом или противовключением.

**Ключевые слова:** мостовой кран; механизм передвижения; динамическое торможение; механическая характеристика; оптимизация; динамические нагрузки; обобщенный критерий.

**Abstract.** The problems of reducing the dynamic loads during braking bridge crane. The method and results of optimization mechanical characteristics of drive movement of the bridge crane in the dynamic braking mode are expounded. The optimization algorithm of the mechanical characteristics is based on the methods of the theory of experiment planning ("steep climb" and planning of the second degree). As an optimization criterion used generalized desirability function, comprising: a maximum dynamic load on metal construction of crane, braking time and the maximum amplitude of causing swinging load after stopping the crane. The results of the optimization of mechanical characteristics in dynamic braking mode by the example of bridge crane lifting capacity of 20 tons are presented. Braking of crane by optimal characteristic it possible to reduce the maximum load on the metal structure by more than 20%, and the amplitude of causing swinging load after stopping the crane - four times as compared with the braking by block's brake or opposition. The developed method to optimize the mechanical characteristics of the crane's electric drive can be used for operating cranes, and at the stage of their designing.

**Keywords:** bridge crane; mechanism of movement; dynamic braking; mechanical characteristics; optimization; dynamic loads; generalized criterion.

#### Бібліографічний список використаної літератури

1. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів: НПАОП 0.00-1.03-07. – К.: Основа, 2007. – 312 с.
2. Танатар А.И., Дурнев В.И. Системы электродинамического торможения подъемных кранов. – К.: Техніка, 1982. – 119 с.
3. Неженцев А.Б., Будиков Л.Я. Устройство для электродинамического торможения грузоподъемных кранов // Подъемные сооружения. Специальная техника, №8(12). – Одесса, 2002. – С. 10-12.
4. Яуре А.Г., Певзнер Е.М. Крановый электропривод: Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 344 с.
5. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
6. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
7. Будиков Л.Я., Нгуен Н.К., Неженцев А.Б. Исследование динамики грузоподъемных кранов. - М.: Вестник машиностроения, 1981, №4. – С. 39-42.
8. Аветисян С.М., Неженцев А.Б. Программное обеспечение для исследования переходных процессов грузоподъемных кранов (часть 1: при работе механизмов передвижения) // Підійомно-транспортна техніка, №4(8). - Днепропетровск, 2003. – с. 33-48.
9. Неженцев А.Б. Преобразование и анализ регрессионных моделей при исследовании переходных процессов грузоподъемных машин // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, № 11 (57). – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2002. – С. 262-269.

#### References

1. Pravyly budovy i bezpechnoyi ekspluatatsiyi vantazhopidymal'nykh kraniv: NPAOP 0.00-1.03-07. – K.: Osnova, 2007. – 312 s.
2. Tanatar A.I., Durnev V.I. Sistemy elektrodinamicheskogo tormozheniya pod"yemnykh kranov. – K.: Tekhnika, 1982. – 119 s.
3. Nezhentsev A.B., Budikov L.YA. Ustroystvo dlya elektrodinamicheskogo tormozheniya gruzopod"yemnykh kranov // Pod"yemnyye sooruzheniya. Spetsial'naya tekhnika, №8(12). – Odessa, 2002. – S. 10-12.
4. Yaure A.G., Pevzner Ye.M. Kranovyy elektropriwod: Spravochnik. – M.: Energoatomizdat, 1988. – 344 s.
5. Adler YU.P., Markova Ye.V., Granovskiy YU.V. Planirovaniye eksperimenta pri poiske optimal'nykh usloviy. – M.: Nauka, 1976. – 279 s.
6. Lobov N.A. Dinamika gruzopod"yemnykh kranov. – M.: Mashinostroyeniye, 1987. – 160 s.
7. Budikov L.YA., Nguyen N.K., Nezhentsev A.B. Issledovaniye dinamiki gruzopod"yemnykh kranov. - M.: Vestnik mashinostroyeniya, 1981, №4. – S. 39-42.
8. Avetisyan S.M., Nezhentsev A.B. Programmnoye obespecheniye dlya issledovaniya perekhodnykh protsessov gruzopod"yemnykh kranov (chast' 1: pri rabote mekhanizmov peredvizheniya) // Pidyomno-transportna tekhnika, №4(8). - Dnepropetrovsk, 2003. – s. 33-48.
9. Nezhentsev A.B. Preobrazovaniye i analiz regressionnykh modeley pri issledovanii perekhodnykh protsessov gruzopod"yemnykh mashin // Visnik Skhidnoukraïns'kogo natsional'nogo univertsitetu im. V. Dallya, № 11 (57). – Lugans'k: Vid-vo SNU im. V. Dallya, 2002. – S. 262-269.

Подана до редакції 22.04.2015