Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11, No 3, 101-108
ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online), www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.101

УДК 621.87

АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ МЕХАНІЗМІВ ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА ТА ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІЗКА

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

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.
Бібл. 8, рис. 5, табл. 4.

Анотація. У статті проведено аналіз якості реалізації оптимальних законів сумісного руху механізмів повороту баштового крана та переміщення візка по балочній стрілі. Оцінка проведена за максимальним та середньоквадратичним значеннями відхилень теоретичних та експериментальних характеристик. Крім того, оцінено графічні залежності. Оцінка даних проводилась за характеристиками швидкості переміщення візка та повороту крана, а також кутів відхилення вантажу у нормальному і тангенціальному напрямках окремо у режимах розгону та гальмування механізмів.

У результаті проведеного аналізу встановлено, що основні причини відхилення теоретичних та експериментальних даних за досліджуваними характеристиками полягають у тому, що не враховані жорсткісні характеристики металоконструкції крана, не точно визначені параметри механізмів, а також відсутні зворотні зав'язки за керуючими характеристиками (швидкістю повороту крана і швидкістю переміщення візка по стрілі). Однак, при реалізації оптимального керування засобами частотно-керованого приводу маятникові коливання вантажу в нормальній і тангенціальній площинах усуваються.

Крім того, проведено аналіз струмових навантажень приводів механізмів та прискорення стріли крана. Виявлено, що при оптимальному керуванні відбувається суттєве зменшення максимальних значень прискорення, що означає зменшення динамічних навантажень на кранову металоконструкцію. Також знижуються максимальні струми, що протікають у обмотках двигунів механізмів крана, що, безперечно, позитивно відобразиться на енергоефективності механізмів крана.

Ключові слова: баштовий кран, механізм повороту, механізм переміщення візка, експериментальні дослідження, аналіз, оціночні показники.

Постановка проблеми

Баштові крани отримали значне поширення у різних галузях виробництва. Особливо часто їх використовують для зведення висотних споруд і будівель [1].

Ефективність експлуатації баштових кранів у значній мірі залежить від режимів роботи їхніх механізмів. Отже, оптимальне керування рухом механізмами повороту крана та переміщення візка по балочній стрілі дозволяє покращити експлуатаційні показники крана: його продуктивність, енергоефективність, збільшити строк служби, підвищити керованість тощо.

Важливим питанням застосування оптимального керування рухом механізмами крана є їхня експериментальна перевірка. Її мета полягає у оцінці розбіжностей між теоретичними (оптимальними) та експериментальними характеристиками та встановленні причин їх виникнення.

Аналіз останніх досліджень

У роботі [2] було розроблено декілька методів керування рухом механізму повороту баштового крана та механізму переміщення візка по стрілі, які ґрунтувались на підходах активного усунення збурень (ADRC) у сукупності з пропорційним Такагі-Сугено fuzzy-контролером. Всі експерименти були проведені на лабораторній моделі крана. У результаті автори отримали зниження енергоспоживання лабораторної моделі крана, що підтверджено порівнянням теоретичних та експериментальних даних.

У статті [3] група авторів розробила підхід щодо усунення ефекту „подвійного маятника", який досить часто можна спостерігати у випадку коли гакова підвіска крана має значну масу. Теоретичні розрахунки, які ґрунтуються на синтезі оптимального регулятора руху системи, були порівняні з результатами експериментальних досліджень та дозволили встановити ефективність роботи системи керування.

У роботі [4] за допомогою методу „input shaping" та нейронної мережі розроблено систему керування для зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі при переміщенні візка та повороті крана. Довжина канату при цьому змінюється. Лабораторна перевірка

застосування системи показала досить гарний збіг теоретичних та експериментальних даних.

У науковій праці [5] було проведено оптимізацію режимів підйому вантажу та переміщення візка баштового крана. Для встановлення практичної застосовності отриманих теоретичних результатів було проведено серію експериментальних досліджень, які показали достатньо високу якість реалізації оптимального керування рухом механізмами [6-8].

Загалом, проведення експериментальних досліджень є однією з фінальних стадій розробок систем керування механізмами баштових кранів. Вони дають змогу виявити причини неякісної реалізації керування механізмами та надати рекомендації стосовно її покращення.

Мета досліджень

Мета дослідження полягає у розробці рекомендацій стосовно покращення якості реалізації оптимального керування рухом механізмами переміщення візка та повороту крана. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) розрахувати показники розбіжності теоретичних та експериментальних даних; 2) провести аналіз причин розбіжностей; 3) провести аналіз струмових навантажень та прискорень стріли крана при реалізації оптимальних керувань рухом механізмами.

Результати досліджень

Для досягнення поставленої мети було проведено планування експериментів при реалізації оптимального керування рухом механізмів повороту крана та переміщення візка (табл. 1).

Таблиця 1. План експериментів.
Table 1. Plan of the experiments.

Фактор	Рівні варіювання факторів							
Механізм, який починає рух перший	переміщення візка*							
Маса вантажу, кг	6				14			
Початкове положення візка на стрілі відносно осі обертання крана, м	1,9		3,14		1,9		3,14	
Довжина гнучкого підвісу вантажу, м	1	1,8	1	1,8	1	1,8	1	1,8
Номер експерименту	1	2	3	4	5	6	7	8
Механізм, який починає рух перший	повороту крана*							
Маса вантажу, кг	6				14			
Початкове положення візка на стрілі відносно осі обертання крана, м	1,9		3,14		1,9		3,14	
Довжина гнучкого підвісу вантажу, м	1	1,8	1	1,8	1	1,8	1	1,8
Номер експерименту	9	10	11	12	13	14	15	16

* рух відповідного механізму починається при умові, що інший механізм рухається із усталеною швидкістю, а коливання вантажу у тангенціальному та нормальному напрямках відсутні.

Під час проведення експериментів було виміряно: кутову швидкість повороту крана, швидкість переміщення візка, коливання вантажу на гнучкому підвісі у нормальному і тангенціальному напрямках, кутове прискорення стріли, а також споживаний приводом струм (останні дві характеристики безпосередньо не відносяться до якості реалізації оптимальних законів руху, однак дають додаткову інформацію стосовно навантаженості кранової металоконструкції та струмових навантажень приводів кранових механізмів відповідно).

Для оцінки якості реалізації оптимальних режимів повороту та переміщення візка були розраховані оціночні показники, які занесено до табл. 2 (розбіжність за швидкостями) та табл. 3 (розбіжність за кутами відхилення канату від вертикалі).

Таблиця 2. Оціночні показники розбіжності експериментальних та теоретичних швидкостей руху механізмів повороту крана та переміщення візка при реалізації оптимальних законів сумісного руху механізмів.

Table 2. Estimation indicators of deviation of experimental and theoretical velocities of mechanisms of slewing and trolley movement under optimal control.

Номер експ.	Механізм переміщення візка				Механізм повороту крана			
	max, м/с		RMS, м/с		max, рад/с		RMS, рад/с	
	Р	Г	Р	Г	Р	Г	Р	Г
1	0,051	0,058	0,012	0,014	0,050	0,088	0,022	0,029
2	0,032	0,035	0,010	0,011	0,042	0,064	0,017	0,023
3	0,040	0,038	0,016	0,016	0,061	0,078	0,023	0,022
4	0,028	0,030	0,009	0,011	0,046	0,067	0,015	0,019
5	0,053	0,051	0,015	0,016	0,057	0,055	0,017	0,020
6	0,021	0,018	0,010	0,012	0,032	0,046	0,019	0,022
7	0,063	0,065	0,019	0,019	0,052	0,079	0,021	0,027
8	0,041	0,047	0,011	0,012	0,027	0,044	0,017	0,019
9	0,055	0,059	0,014	0,013	0,048	0,069	0,018	0,021
10	0,031	0,036	0,010	0,011	0,038	0,056	0,019	0,023
11	0,043	0,050	0,012	0,015	0,053	0,088	0,017	0,019
12	0,026	0,029	0,007	0,010	0,041	0,055	0,020	0,019
13	0,053	0,052	0,015	0,016	0,051	0,077	0,020	0,024
14	0,022	0,021	0,011	0,012	0,055	0,089	0,019	0,017
15	0,065	0,069	0,017	0,016	0,049	0,044	0,015	0,019
16	0,031	0,037	0,008	0,009	0,031	0,036	0,017	0,025

Оцінка проведена за максимальними та середньоквадратичними розбіжностями заданих (оптимальних) та експериментальних (отриманих у

ході вимірів) характеристик. У табл. 2 та 3 вони позначені відповідно max та RMS.

Крім того, показники, які занесені до таблиць, були розраховані окремо для режиму розгону та гальмування механізмів (вони позначені „Р” – для режиму розгону та „Г” – для режиму гальмування).

Аналіз даних, які занесені у табл. 2, показує доволі якісну реалізацію оптимального керування руху механізму переміщення візка. Показники середньоквадратичних відхилень теоретичних та експериментальних даних є незначними. Більші значення мають максимальні відхилення заданої та експериментально виміряної швидкостей візка. Для того, щоб з’ясувати причини такого відхилення побудуємо графічні залежності (рис. 1).

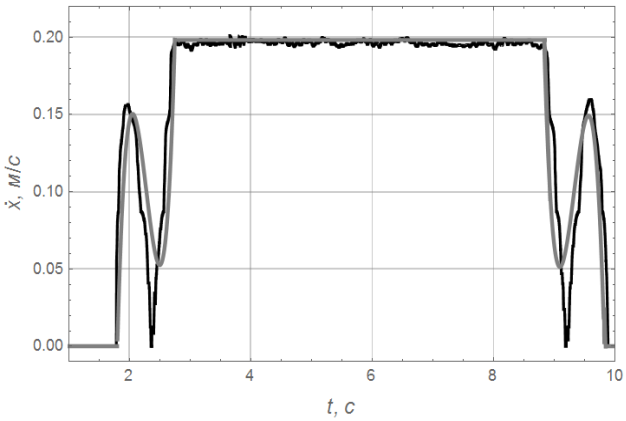


Рис. 1. Графіки оптимальної (сіра крива) та експериментальної (чорна крива) швидкостей руху візка при реалізації сумісного оптимального руху механізмів крана (експеримент № 3).

Fig. 1. Plots of optimal (gray curve) and experimental (black curve) velocities of the trolley under optimal control implementation of simultaneous movement of the crane mechanisms (experiment №3).

З рис. 1 видно, що максимальні відхилення швидкостей спостерігаються у моменти коли задана (оптимальна) швидкість різко змінюється. Очевидно, що при цьому привод не встигає відпрацювати такі інтенсивні зміни швидкості, що спричиняє досить великі відхилення реальної швидкості від заданої. Для того, щоб усунути цей недолік необхідно вводити зворотній зв’язок за швидкістю візка. У цьому випадку реалізація оптимальної швидкості руху візка буде кращою. Крім того, для режиму гальмування оціночні показники (табл. 2) є дещо гіршими.

Проведемо аналіз якості реалізації оптимального руху механізму повороту крана. Для цього використаємо дані, які занесені до табл. 2. Вони дають змогу стверджувати, що для реалізації оптимального руху механізму повороту крана бажано використовувати зворотній зв’язок за швидкістю. Це пов’язано з тим, що експериментально визначена швидкість руху механізму відхиляється від заданої (оптимальної). Причиною такого відхилення, на нашу думку, є інерційний фактор: зведений момент інерції механізму повороту крана є значним і це зумовлює те, що швидка зміна швидкості руху механізму не може бути реалізована дуже точно. Особливо це помітно у режимі гальмування (табл. 2). Для ілюстрації відхилень швидкостей наведемо графічні залежності (рис. 2).

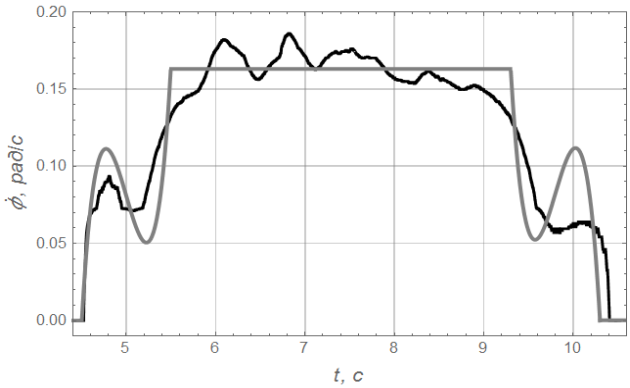


Рис. 2. Графіки оптимальної (сіра крива) та експериментальної (чорна крива) швидкостей руху механізму повороту крана при реалізації сумісного оптимального руху механізмів крана (експеримент № 1).

Fig. 2. Plots of optimal (gray curve) and experimental (black curve) velocities of the slewing mechanism under optimal control implementation of simultaneous movement of the crane mechanisms (experiment №1).

З рис. 2 видно, що реалізація розгону механізму відбувається більш якісно. Це можна пояснити фактором відсутності гальмівного реостата у складі частотно-керованого приводу механізму повороту крана. Це, у свою чергу, зумовлює те, що гальмування механізму відбувається з меншою інтенсивністю, ніж розгін, що і впливає на відхилення заданої та експериментально визначеної швидкостей механізму повороту крана.

Загалом, для підвищення якості реалізації оптимальних законів руху механізмів необхідно: 1) вводити у систему керування зворотній зв’язок за керуючою характеристикою (швидкістю або крутним моментом) – для обох механізмів; 2) обладнувати частотно-керований привод механізму повороту крана гальмівним реостатом або зворотним інвертором (цей випадок є доцільним з позиції енергоефективності, але потребує більших капітальних витрат).

Однією з цілей реалізації оптимального керування рухом механізмів повороту крана та переміщення візка є усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі у тангенціальному і нормальному напрямках. Для аналізу характеристик коливання вантажу наведемо дані (табл. 3). Крім того, представимо графічні залежності теоретичних та експериментальних даних за характеристиками маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі (рис. 3). Аналіз чисельних даних, які наведені у табл. 3, а також графічних залежностей (рис. 3) показує, що низькочастотні коливання вантажу у обох площинах (нормальній і тангенціальній) усуваються протягом перехідних режимів руху механізмів.

Не дивлячись на відхилення теоретичних та експериментальних даних стосовно кутів відхилення вантажу від вертикалі можемо вважати, що проблема усунення маятникових коливань вантажу на гнучкому

підвісі при сумісній роботі механізмів попороту крана та переміщення візка є вирішеною.

Таблиця 3. Оціночні показники розбіжності експериментальних та теоретичних кутів відхилень канату від вертикалі при реалізації оптимальних законів руху механізмів крана.

Table 3. Estimation indicators of deviation of experimental and theoretical angles of deflection of the wire rope from the vertical under optimal control.

Номер експ.	У нормальному напрямку				У тангенціальному напрямку			
	max, град		RMS, град		max, град		RMS, град	
	Р	Г	Р	Г	Р	Г	Р	Г
1	0,21	0,35	0,20	0,27	0,18	0,40	0,18	0,33
2	0,15	0,22	0,22	0,27	0,11	0,22	0,14	0,30
3	0,19	0,33	0,19	0,21	0,15	0,42	0,15	0,27
4	0,13	0,20	0,12	0,16	0,09	0,27	0,13	0,26
5	0,20	0,34	0,19	0,21	0,17	0,45	0,17	0,25
6	0,18	0,32	0,15	0,23	0,14	0,38	0,12	0,22
7	0,24	0,39	0,14	0,19	0,34	0,37	0,16	0,29
8	0,16	0,20	0,14	0,21	0,18	0,36	0,15	0,20
9	0,20	0,29	0,18	0,24	0,19	0,48	0,21	0,27
10	0,17	0,34	0,13	0,23	0,12	0,26	0,19	0,24
11	0,21	0,35	0,18	0,22	0,23	0,29	0,15	0,29
12	0,12	0,23	0,12	0,18	0,21	0,29	0,11	0,26
13	0,23	0,28	0,19	0,29	0,26	0,37	0,12	0,31
14	0,14	0,21	0,16	0,19	0,10	0,25	0,16	0,22
15	0,27	0,29	0,23	0,31	0,18	0,27	0,11	0,37
16	0,21	0,26	0,20	0,27	0,12	0,18	0,12	0,27

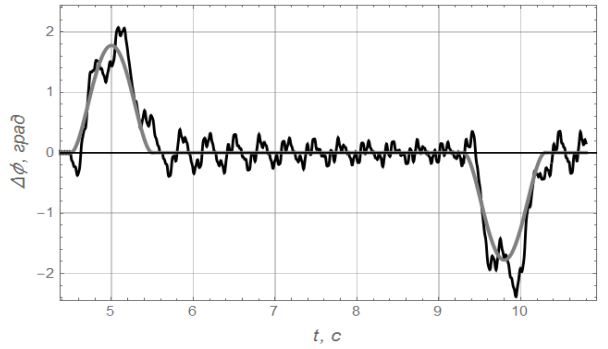
Очевидно, що головною причиною відхилень теоретичних та експериментальних даних можна вважати неточність реалізації оптимальних законів руху обох механізмів. Особливо це стосується механізму повороту крана.

Порівняння даних стосовно режимів розгону та гальмування показує більші значення оціночних показників для останнього. Причина цього полягає в тому, що на початку гальмування вантаж коливається (хоча і з незначною амплітудою). Можна сподіватись, що рекомендації, які наведені вище для покращення реалізації оптимальних законів руху механізмів, позитивно вплинуть на зменшення залишкових коливань вантажу на гнучкому підвісі.

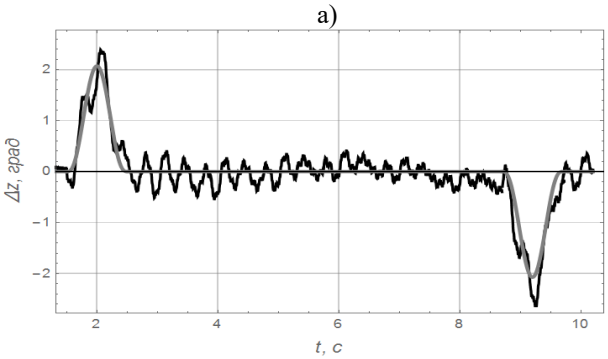
Високочастотні коливання вантажу, які викликані коливаннями металоконструкції крана, мають тенденцію до досить швидкого затухання. Очевидно, що для того, щоб повністю усунути коливання вантажу необхідно вводити у розгляд математичні моделі сумісного руху механізмів, які б враховували піддатливість металоконструкції крана [6]. Це дасть змогу у постановочній частині оптимізаційних задач задати такі крайові умови руху зведених мас системи, при яких низькочастотні і високочастотні коливання вантажу, а також коливання кранової металоконструкції будуть усунуті.

Для аналізу струмових навантажень приводів механізмів переміщення візка та повороту крана наведемо оціночні показники (табл. 4).

Аналізуючи дані, які наведено у табл. 4, приходимо до висновку, що збільшення тривалості розгону і гальмування механізмів призводить до значного зменшення пікових струмів їх двигунів. Цю тенденцію можна також спостерігати за показниками максимальних струмів, які відповідають оптимальним законам руху. Згідно умов проведення експериментів для непарних номерів експериментів тривалість розгону і гальмування становила 1,5 с, а для парних – 2,1 с. З табл. 4 видно, що у експериментах з непарними номерами кратності максимальних струмів двигунів більші.



а)



б)

Рис. 3. Графіки, які відповідають теоретичним (сіра крива) та експериментальним (чорна крива) даним (експеримент №1) кута відхилення канату з вантажем від вертикалі у площині: а) нормальній; б) тангенціальній

Fig. 3. Plots, which correspond to theoretical (gray curve) and experimental (black curve) data (experiment №1) of angle of deviation of the wire rope from the vertical in the plane: a) normal; b) tangential

Загалом, з табл. 4 видно, що незалежні фактори (маса вантажу та початкове положення візка на стрілі відносно осі обертання) не мають значимого впливу на максимальні значення струмів двигунів. Для ілюстрації цієї тези наведемо графічні залежності (рис. 4), що побудовані для експериментів, які проведені при різних масах вантажу (6 кг – для експерименту №4; 14 кг – для експерименту № 5) та різних початкових положень візка на стрілі (3,14 м – для експерименту №4; 1,9 м – для експерименту № 5).

Аналізуючи графічні залежності (рис. 4), необхідно відмітити, що для обох випадків (і для всіх експериментів в цілому) характерна наявність піку струму на початку розгону механізмів. Для експерименту № 4 (рис. 4, а) він приходиться на 4 с, а для експерименту № 5 (рис. 4, б) – на 4,1 с. Він

пов'язаний з активацією функції частотних перетворювачів, яка дозволяє подолати значний початковий опір руху на початку розгону механізмів [6].

Таблиця 4. Оціночні показники струмових навантажень приводів механізмів крана та показники коливання стріли при реалізації оптимальних законів руху механізмів.

Table 4. Estimation indicators of current loads of drives of crane mechanisms and indicators of oscilation of the boom under optimal control.

Номер експ.	Кратність максимального струму двигуна*		Максимальне прискорення стріли, град/с^2
	механізму переміщення візка	механізму повороту крана	
1	1,8	2,1	13,8
2	1,6	1,6	13,3
3	1,8	2,0	16,2
4	1,6	1,4	11,9
5	1,8	2,2	15,4
6	1,6	1,7	10,9
7	1,8	2,0	19,1
8	1,4	1,2	10,9
9	1,8	1,8	12,3
10	1,5	1,1	13,1
11	1,8	2,1	15,0
12	1,4	1,5	9,7
13	1,7	2,2	14,5
14	1,4	1,7	13,7
15	1,8	2,1	15,4
16	1,6	1,6	14,0

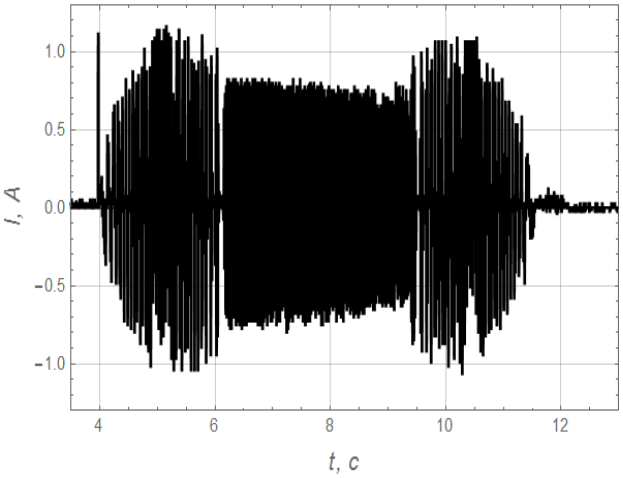
* кратність максимальних струмів приводів обох механізмів визначено як відношення максимального (пікового) значення струму, який споживає частотний перетворювач, та амплітуди усталеного значення струму, яке визначається розрахунковим шляхом виходячи з паспортних даних двигуна механізму.

Аналізуючи максимальні значення прискорень стріли, можемо встановити, що у середньому цей показник (за всіма експериментами) зменшився у 3,04 рази у порівнянні з даними прямого пуску. Таке значне зменшення коливань стріли, очевидно, є результатом подовження тривалості пуску механізму повороту крана. Хоча тут не можна говорити про пряму пропорційність: тривалість розгону зросла у 5…7 разів.

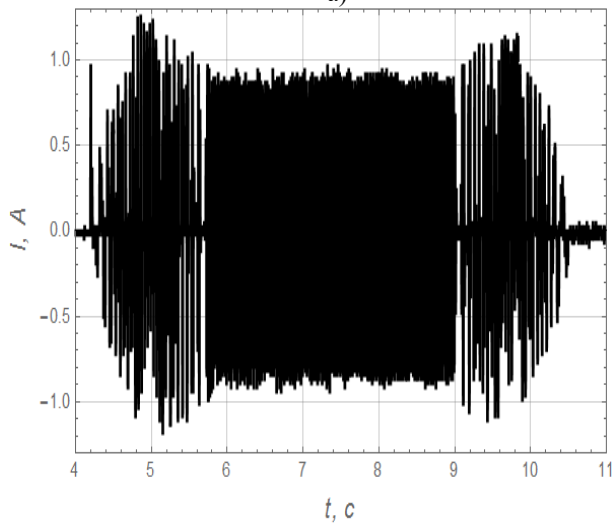
Аналізуючи причини, які викликали такі результати, звернемо увагу на тривалість розгону. Порівнюючи між собою дані у табл. 4, можемо встановити, максимальне прискорення для непарних експериментів у середньому на 24,5% більше, ніж для парних, у той час як тривалості перехідних режимів різняться на 40,0%.

Для того, щоб встановити причини виникнення максимальних прискорень стріли крана побудуємо графічні залежності (рис. 5).

Аналіз графічних залежностей, які представлені на рис. 5, показує, що максимальні значення прискорень стріли виникають протягом розгону механізму повороту крана.



а)



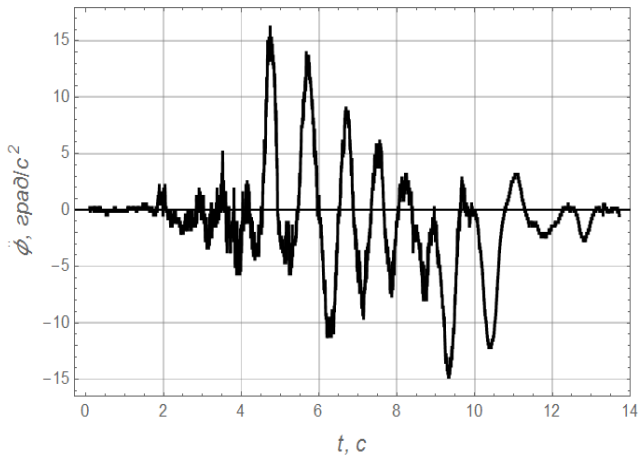
б)

Рис. 4. Графіки споживаних лабораторною установкою струмів при реалізації оптимальних законів руху механізмів: а) для експерименту № 4; б) для експерименту № 5.

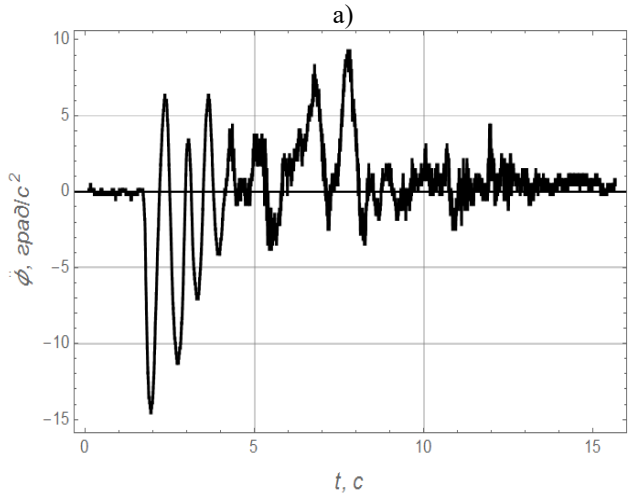
Fig. 4. Plots of the consumed by lab installation currents under optimal control of the mechanisms: a) for experiment № 4; b) for experiment № 5.

Очевидно, що зменшити значення цього небажаного показника можливо лише завдяки подальшому збільшенню тривалості перехідних режимів руху. Однак, такий спосіб є ефективним лише до певної міри, оскільки необґрунтоване зростання тривалості перехідних режимів руху механізму повороту крана знижує продуктивність роботи крана.

Інший підхід до зменшення динамічної навантаженості стріли баштового крана полягає у повному усуненні коливань вантажу на гнучкому підвісі, про що вже було сказано раніше. Він полягає у врахуванні жорсткісних характеристик кранової металоконструкції у постановці задач оптимального керування рухом механізмами та використанні зворотних зв'язків за одним або декількома характеристиками при реалізації оптимального керування.



а)



б)

Рис. 5. Графіки прискорень стріли крана при реалізації оптимальних законів руху механізмів: а) для експерименту № 3; б) для експерименту № 13

Fig. 5. Plots of the acceleration of the boom under optimal control of the mechanisms: a) for experiment № 3; b) for experiment № 13

Висновки

1. При реалізації оптимального керування механізмами повороту крана та переміщення візка встановлено незначну розбіжність теоретичних та експериментальних даних щодо швидкостей руху візка та механізму повороту крана, а також кутів відхилення вантажу від вертикалі у нормальній і тангенціальній площинах. Більші відхилення даних відносяться до режиму гальмування механізмів. Характеристики руху для механізму повороту крана є гіршими, ніж для механізму переміщення візка, що зумовлено значним зведеним моментом інерції механізму, неврахованими зазорами у приводі та іншими факторами.

2. Для підвищення якості реалізації оптимальних законів руху механізмів необхідно вводити у систему керування зворотній зв'язок за керуючими характеристиками (швидкістю або крутним моментом) – для обох механізмів та обладнувати частотно-керований привод механізму повороту крана гальмівним реостатом або зворотним інвертором (цей випадок є доцільнішим з позицій енергоефективності, але потребує більших капітальних витрат).

Список літератури

1. *Александров М. П., Колобов Л. Н., Лобов Н. А.* Грузоподъемные машины. Под ред. М. П. Александрова. Москва. Машиностоение, 1986. 400 с.

2. *Roman R. C., Precup R. E., Petriu E. M., Dragan F.* Combination of data-driven active disturbance rejection and takagi-sugeno fuzzy control with experimental validation on tower crane systems. Energies. 2019. Vol. 12(8). Issue 1548. P. 1-19. doi: 10.3390/en12081548.

3. *Sun N., Yang T., Fang Y., Wu Y., Chen H.* Transportation control of double-pendulum cranes with a nonlinear quasi-pid scheme: design and experiments. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems. 2018. P. 1-11. DOI: 10.1109/tsmc.2018.2871627.

4. *Fasih S.M., Mohamed Z., Husain A.R., Ramli L., Abdullahi A.M., Anjum W.* Payload swing control of a tower crane using a neural network-based input shaper. Measurement and Control. 2020. P. 1-12. doi: 10.1177/0020294020920895

5. *Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Шумілов Г. В.* Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана: монографія. Київ. НУБІП України. Вид-во ЦП „КОМПРІНТ". 2013. 174 с.

6. *Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Ловейкін А. В., Муштин Д. І.* Динамічний аналіз руху механізмів змін вльоту та повороту баштового крана з балочною стрілою. Machinery and Energetic. 2020. Vol. 11, № 1. P. 5-11. doi: 10.31548/machenergy.2020.01.005-011.

7. FR-E700. Преобразователь частоты. Руководство по эксплуатации. URL: https://chastotnik.com.ua/media/manuals/%D0%9F%D1%80%D0%B5%D0%BE%D0%B1%D1%80%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D1%82%D0%B5%D0%BB%D0%B8%20%D1%87%D0%B0%D1%81%D1%82%D0%BE%D1%82%D1%8B/Mitsubishi_Electric/FR-E/FR-E_manual_rus.pdf (дата звернення 01.05.2020)

8. *Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohiienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I.* Agrotronics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.

References

1. *Aleksandrov M. P., Kolobov L. N., Lobov N. A.* (1986). Hoisting machines edited by Aleksandrov M.P. Moscow. Mashynostroenie. 400.

2. *Roman R. C., Precup R. E., Petriu E. M., Dragan F.* (2019). Combination of data-driven active disturbance rejection and takagi-sugeno fuzzy control with experimental validation on tower crane systems. Energies. 12(8). 1548. 1-19. doi: 10.3390/en12081548.

3. *Sun N., Yang T., Fang Y., Wu Y., Chen H*. (2018). Transportation control of double-pendulum cranes with a nonlinear quasi-pid scheme: design and experiments. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems. 1-11. doi: 10.1109/tsmc.2018.2871627.

4. *Fasih S. M., Mohamed Z., Husain A. R., Ramli L., Abdullahi A. M., Anjum W.* (2020). Payload swing control of a tower crane using a neural network-based input shaper. Measurement and Control. 1-12. doi: 10.1177/ 0020 294 020920895

5. *Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Shumilov H. V.* (2013). Tower crane regimes of lifting and derricking optimization. Kyiv. NULES of Ukraine. Publisher TsP «KOMPRINT», 174.

6. *Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Loveikin A. V., Mushtyn D. I.* (2020). Dynamical analisys of methanisms of luffing and slewing of toer crane with a beam boom. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. 11(1). 5-11. doi: 10.31548/machenergy. 2020. 01.005-011

7. FR-E700. Frequency inverter. Manual. URL: https://chastotnik.com.ua/media/manuals/%D0%9F%D1%80%D0%B5%D0%BE%D0%B1%D1%80%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D1%82%D0%B5%D0%BB%D0%B8%20%D1%87%D0%B0%D1%81%D1%82%D0%BE%D1%82%D1%8B/Mitsubishi_Electric/FR-E/FR-E_manual_rus.pdf (date of access 01.05.2020).

8. *Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohiienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I.* (2020). Agrotronics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 164.

АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА БАШЕННОГО КРАНА И ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ

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

Аннотация. В статье проведен анализ качества реализации оптимальных законов совместного движения механизмов поворота башенного крана и перемещения тележки по балочной стреле. Оценка проведена по максимальным и среднеквадратичным значениям отклонений теоретических и экспериментальных характеристик. Кроме того, оценены графические зависимости. Оценка данных проводилась по характеристикам скорости перемещения тележки и поворота крана, а также углов отклонения груза в нормальном и тангенциальном направлениях отдельно в режимах разгона и торможения механизмов.

В результате проведенного анализа установлено, что основные причины отклонения теоретических и экспериментальных данных по исследуемым характеристикам заключаются в том, что не учтены жесткостные характеристики металлоконструкции крана, не точно определены параметры механизмов, а также отсутствуют обратные связи по управляющим характеристикам (скорости поворота крана и скорости перемещения тележки по стреле). Однако, при реализации оптимального управления средствами частотно-управляемого привода маятниковые колебания груза в нормальной и тангенциальной плоскостях устраняются.

Кроме того, проведен анализ токовых нагрузок приводов механизмов и ускорения стрелы крана. Выявлено, что при оптимальном управлении происходит существенное уменьшение максимальных значений ускорения, что означает уменьшение динамических нагрузок на крановую металлоконструкцию. Также снижаются максимальные токи, протекающие в обмотках двигателей механизмов крана, что, безусловно, положительно отразится на энергоэффективности механизмов крана.

Ключевые слова: башенный кран, механизм поворота, механизм перемещения тележки, экспериментальные исследования, анализ, оценочные показатели.

ANALISYS OF EXPERIMENTAL STUDIES OF OPTIMAL CONTROL OF TOWER CRANE SLEWING AND TROLLEY MOVEMENT MECHANISMS

V. S. Loveikin, Yu. O. Romasevych, D. I. Mushtyn

Abstract. The article analyzes the quality of the implementation of the optimal laws of simultaneous motion of the tower crane slewing and the trolley movement mechanisms. The estimation was carried out according to the maximum and root-mean-square values of the deviations of the theoretical and experimental characteristics. In addition, the graphical dependencies have been built. The data were estimated according to the characteristics of the speed of movement of the trolley and the rotation of the crane, as well as the angles of deflection of the load in the normal and tangential directions in the modes of acceleration and deceleration of the mechanisms.

As a result of the analysis, it was found that the main reasons for the deviation of theoretical and experimental data on the characteristics under study are that the stiffness characteristics of the crane metal structure have not been taken into account, the parameters of the mechanisms are not accurately determined, and there are no feedbacks on the control characteristics (the speed of rotation of the crane and the speed of trolley movement). However, when implementing optimal control by means of a frequency-controlled drive, pendulum oscillations of the load in the normal and tangential planes are eliminated.

In addition, the analysis of the current loads of the drives of mechanisms and the acceleration of the crane boom was carried out. It was found that with optimal control, there is a significant decrease in the maximum values of acceleration, which means a decrease in dynamic loads on the crane metal structure. Also, the maximum currents in the motor windings of the crane mechanisms have been reduced, which, of course, will have a positive effect on the energy efficiency of the crane mechanisms.

Key words: tower crane, slewing mechanism, trolley movement mechanism, experimental research, analysis, performance indicators.

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