



ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

**Підйомно-
транспортна
техніка**

**Подъёмно-
транспортная
техника**

**Hebezeuge
und
Fördermittel**

**1(62)
2020**

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

1(62)

Подъемно-транспортная техника

2020

Hebezeuge und Fördermittel

виходить чотири рази на рік

ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ

Засновник: Одеський національний політехнічний університет,
Підйомно-транспортна академія наук України

Редакційна колегія

Бойко А. О. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)
Венцель Є. С. (проф., д.т.н.; м. Харків, Україна)
Дашенко О. Ф. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)
Дімітров Л. (проф., д.т.н.; м. Софія, Болгарія)
Іванов В. В. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)
Караїванов Д. (доц. д.т.н.; м. Софія, Болгарія)
Малашенко В. О. (проф., д.т.н.; м. Львів, Україна)
Ракша С. В. (проф., д.т.н.; м. Дніпро, Україна)
Ромасевич Ю. О. (доц., д.т.н.; м. Київ, Україна)
Семенюк В. Ф. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)
Суглобов В. В. (проф., д.т.н.; м. Маріуполь, Україна)

Головний редактор: Семенюк В. Ф.

Заступник голови редакції: Бойко А. О.

Відповідальний секретар редакції: Вудвуд О. М.

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України 13 вересня 2001 р.
Реєстраційний номер КВ-5475 і входить у перелік наукових видань України, в яких публікуються результати дисертаційних робіт на присудження наукових ступенів доктора наук й доктора філософії (входить до категорії «Б» наукових фахових видань, спеціальності: 131 - Прикладна механіка та 133 - Галузеве машинобудування, наказ МОН України № 1643 від 28.12.2019).

Друкується за рішенням вченої ради Одеського національного політехнічного університету.

Адреса редакції: 65044, м. Одеса,
пр. Шевченка 1, ОНПУ
Тел.. (048) 705-85-50, 705-85-49.
E-mail: uni06450@gmail.com
Електронна версія журналу – <http://ptt-journals.net>
Здано у набір 03.06.2020.
Підписано до друку 17.06.2020.
Формат 17x26. Тираж 100.



ЗМІСТ

Ловеїкін В. С., Ромасевич Ю. О., Стехно О. В. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА.....	4
Фідровська Н. М., Писарцов О. С., Нестеренко В. В. ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КАНАТНИХ БЛОКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ КАНАТУ.....	19
Бойко А. А., Семенюк В. Ф., Соколов Я. А., Зубак В. В. ОСОБЕННОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛИФТОВЫХ ЛЕБЕДОК ТРАДИЦИОННОЙ КОНСТРУКЦИИ.....	29
Шаніна З. М., Мартовицький Л. М., Глушко В. І. ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ҐРУНТУ ЗУБЧАСТИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ.....	44
Ткачов О. А., Ткачов А. В. ВПЛИВ ХАРАКТЕРУ ДІЇ ЗОВНІШНЬОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ЖОРСТКІСТЬ ГОЛОВНИХ БАЛОК МОСТОВИХ КРАНІВ.....	51
Пасіка В. Р., Малащенко В. О., Коруняк П. С. ПРОЕКТУВАННЯ СТРІКОВИХ КОНВЕЄРІВ ІЗ РОЗШИРЕНИМИ ФУНКЦІОНАЛЬНИМИ МОЖЛИВОСТЯМИ.....	61
Колісник М. П., Березюк А. М., Заяць Г. В., Шевченко А. Ф., Червоноштан А. Л. ФІЗИЧНІ ОСНОВИ СТІЙКОСТІ СТРІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ ІЗ ЖОРСТКОЮ ПІДВІСКОЮ СТРІЛИ ПРИ РАПТОВОМУ ЗНЯТТІ ВАНТАЖУ.....	70
Ловеїкін В. С., Човнюк Ю. В., Кадикало І. О. ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТАХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ РІЗНИХ СПОСОБАХ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ. ЧАСТИНА ІІІ.....	84
Васильєва О. Е. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ І ФОРМИ КОРПУСІВ РЕДУКТОРІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ЇХ НАДІЙНІСТЬ.....	99
Семенюк В. Ф., Дерев'янченко О. Г., Вудвуд О. М., Лінгур В. М. РОЗРОБКА МЕТОДУ МОНІТОРИНГУ ПРОСЛІЗАННЯ СПОЛУЧЕНИХ СТРІЧОК СКЛАДНОГО КОНВЕЄРУ.....	111

УДК 621.873

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.01

Ловеїкін В. С., Ромасевич Ю. О., Стехно О. В.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА

Анотація. У статті наведено метод, який дозволяє мінімізувати втрати електроенергії в асинхронному електроприводі механізму зміни вильоту вантажу баштового крана під час перехідного процесу його пуску. Для цього відому математичну модель асинхронного електродвигуна було доповнено диференціальними рівняннями руху приводу механізму зміни вильоту вантажу баштового крана, яке описує етап вибору слабину канату.

Оскільки значна кількість електроприводів механізмів сучасних баштових кранів обладнано частотними перетворювачами, які мають параметри налаштувань (тривалість наростання частоти напруги живлення, початкова напруга живлення електродвигуна, а також тип характеристики наростання частоти напруги живлення), тому запропоновано визначити такі їх значення, які дозволять зменшити енергетичні втрати у приводі механізму зміни вильоту вантажу баштового крана.

Для дослідження було використано модифікований метод рою часточок (ME-PSO), який дозволяє виконати пошук глобального мінімуму функції втрат енергії приводу механізму зміни вильоту вантажу баштового крана.

У результаті роботи алгоритму встановлено оптимальні значення тривалості наростання частоти напруги живлення, початкової напруги живлення асинхронного електродвигуна, а також тип характеристики наростання частоти напруги живлення для приводів механізму зміни вильоту вантажу, що відповідають чотирьом баштовим кранам: КБ-674, 200 EC-H 10 (Liebherr), MTD 128 (Potain) та 5 LC 5010 5t (LINDEN COMANSA).

Проведено аналіз збіжності модифікованого алгоритму (ME-PSO) та виконано порівняльний аналіз енерговтрат при застосуванні прямого пуску електродвигуна та при різних характеристик наростання частоти напруги живлення.

Ключові слова: баштовий кран, механізм зміни вильоту вантажу, електропривод, енергетичні втрати, оптимізація, параметри, модифікований PSO алгоритм, MISO-функція.

Постановка проблеми. Однією із важливих проблем під час експлуатації механізму зміни вильоту вантажу баштового крана є забезпечення його енергоефективності. Дана проблема стає все більш актуальною в зв'язку із постійними збільшеннями тарифів на електричну енергію.

Для оцінки величини небажаних енергетичних навантажень електроприводу механізму зміни вильоту вантажу та їх мінімізації необхідно проводити аналіз його енергетичних втрат, а також визначити оптимальний за енергоефективністю режим руху.

Аналіз публікацій по темі досліджень. Дослідження енергетичних процесів у механізмах вантажопідіймальних кранів наведено у багатьох працях. Зокрема у науковій статті [1] запропоновано використовувати оптимальні алгоритми керування механізмом вантажопідіймального крана, які дозволяють мінімізувати споживану електричну енергію за рахунок відключення кінематичного зв'язку між електродвигуном та вантажним візком (запропоновано встановлення електромеханічної муфти у приводі). Запропоноване оптимальне керування вимагає внесення додаткових зміни у конструкцію крана та вимагає від оператора постійно бути у напруженому стані.

В роботі [2] представлено оптимальну за енергоефективністю траєкторію керування механізмами щоглового крана. Оптимальна траєкторія не суттєво мінімізує енергетичні навантаження. Однак, її реалізація супроводжується значними коливаннями елементів крана.

У статті [3] за допомогою матричного методу виконано розрахунок, який дозволяє здійснювати швидке позиціонування вантажу та мінімізувати енергетичні навантаження у стріловому крані. У дослідженнях коливання закріпленого на гнучкому підвісі вантажу розглядається за допомогою моделі подвійного математичного маятника. Однак при певних параметрах баштових кранів процес усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі триває досить довго.

У роботі [4] пропонується виконувати планування траєкторії руху вантажного візка стрілового крана, при якій відбувається мінімізація витрат електроенергії та забезпечується точне позиціонування закріпленого на гнучкому підвісі вантажу. Однак у представлений роботі не наведено способи реалізації отриманих результатів.

У науковій праці [5] розроблено енергетичний підхід до оптимального керування мостовим краном, який дозволяє позиціонувати закріплений на гнучкому підвісі вантаж із мінімальними затратами електроенергії. Однак при такому керуванні процес усунення коливань закріпленого на гнучкому підвісі вантажу триває досить довго.

У статті [6] досліджено втрати електричної енергії у лебідці підйому вантажу стрілового крана. У ході дослідження побудована математична модель, яка дозволяє рекуперувати електроенергію та наведено результати експериментальних досліджень.

У науковій роботі [7] визначено оптимальний режим пуску вантажного візка баштового крана, який дозволяє мінімізувати втрати електроенергії у електродвигуні. У якості критерія виступає інтегральний функціонал, який відображає середньоквадратичне значення швидкості зміни зусилля у тяговому канаті. Встановлено раціональний час розгону вантажного візка та досліджено його розгін при різній довжині гнучкого підвісу вантажу. Однак представлені дослідження не суттєво мінімізують енергетичні втрати у досліджуваному механізмі.

Як видно із аналізу існуючих робіт питанню мінімізації енергетичних навантажень у вантажопідіймальних кранах та їх механізмах приділено багато уваги. Однак, режиму пуску приводу механізму зміни вильоту вантажу баштового крана який обладнано частотно-керованим електроприводом приділено не достатньо уваги.

Мета данного дослідження

Метою роботи є дослідження та мінімізація енергетичних втрат у асинхронному електроприводі механізму зміни вильоту вантажу під час його пуску. Для досягнення мети необхідно вирішити такі завдання: 1) виконати постановку задачі оптимізації; 2) обґрунтувати критерій оптимізації; 3) здійснити мінімізацію енергетичних втрат у електроприводі механізму; 4) проаналізувати отримані результати при прямому та оптимальному режимах пуску.

Виклад основного матеріалу.

Енергетичні втрат механізму зміни вильоту вантажу запропоновано досліджувати на першому етапі його руху. Це пов'язано з тим, що у механізмах зміни вильоту вантажу сучасних баштових кранів найбільші втрати електричної енергії спостерігаються саме під час ввімкнення асинхронного електродвигуна.

Для дослідження енергетичних втрат під час першого етапу руху механізму зміни вильоту вантажу використаємо відому математичну модель, яка дозволяє описати електромагнітні процеси у асинхронному електродвигуні [8]. Це, в свою чергу, дозволить дослідити енергетичні втрати у приводі досліджуваного механізму зміни вильоту вантажу баштового крана [8].

Математичну модель асинхронного електродвигуна доповнимо диференціальним рівнянням приводу механізму зміни вильоту вантажу на першому етапі руху. Після проведення відповідних доповнень,

математична модель руху асинхронного електродвигуна та механізму зміни вильоту вантажу виглядає наступним чином:

$$\begin{cases} \frac{di_{1\alpha}}{dt} = \frac{1}{\delta \cdot L_S} \cdot (u_{1\alpha} - i_{1\alpha} \cdot R_S + k_r \cdot e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{1\beta}}{dt} = \frac{1}{\delta \cdot L_S} \cdot (u_{1\beta} - i_{1\beta} \cdot R_S - k_r \cdot e_{2\beta}); \\ \frac{di_{2\alpha}}{dt} = -\frac{1}{\delta \cdot L_R} \cdot ((u_{1\alpha} - i_{1\alpha} \cdot R_S) \cdot k_s + e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{2\beta}}{dt} = -\frac{1}{\delta \cdot L_R} \cdot ((u_{1\beta} - i_{1\beta} \cdot R_S) \cdot k_s - e_{2\beta}); \\ \frac{3}{2} \cdot p \cdot L_W \cdot (i_{1\beta} \cdot i_{2\alpha} - i_{1\alpha} \cdot i_{2\beta}) \cdot U_{\Pi} \cdot \eta_{\Pi} = J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 - M_O, \end{cases} \quad (1)$$

де $i_{1\alpha}$ і $i_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму статора на нерухомі ортогональні координатні осі α та β ; $u_{1\alpha}$, і $u_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора напруги статора на координатні осі α й β ($u_{1\alpha} = U_{MAX} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot \int f dt)$, $u_{1\beta} = U_{MAX} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot \int f dt)$); $i_{2\alpha}$ та $i_{2\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму ротора на ортогональні осі α і β відповідно; U_{MAX} – амплітуда фазної напруги живлення електродвигуна; f – частота напруги живлення електродвигуна; $e_{2\beta}$, та $e_{2\alpha}$ – ЕРС, котрі індукуються потокозчепленнями ротора по осях α та β відповідно ($e_{2\alpha} = p \cdot \omega_{\partial\phi} \cdot (L_R \cdot i_{2\beta} + L_W \cdot i_{1\beta}) + i_{2\alpha} \cdot R_R$; ($e_{2\beta} = p \cdot \omega_{\partial\phi} \cdot (L_S \cdot i_{2\alpha} + L_W \cdot i_{1\alpha}) + i_{2\beta} \cdot R_R$); $\omega_{\partial\phi}$ – кутова швидкість обертання ротора електродвигуна механізму; p – кількість пар полюсів електричної машини; R_S – активний опір статорної обмотки; R_R – зведений до статора активний опір роторної обмотки електродвигуна; δ – коефіцієнт розсіювання, який, $\delta = 1 - (1 + X_1(2\pi f L_W)^{-1})(1 + X_2(2\pi f L_W)^{-1})^{-1}$; X_1 – індуктивний опір статорної обмотки; X_2 – зведений до статора індуктивний опір роторної обмотки електродвигуна; L_S та L_R – індуктивності статорної та роторної обмоток відповідно; L_W – взаєміндуктивність; k_s та k_r – коефіцієнти магнітного зв'язку статора та ротора відповідно $k_s = L_W \cdot L_S^{-1}$ і $k_r = L_W \cdot L_R^{-1}$ [8]; J_1 – зведений до канатного барабану момент інерції приводу механізму зміни вильоту вантажу; M_O – зведений до барабана момент сил опору; U_{Π} – передаточне число приводу механізму зміни вильоту вантажу; η_{Π} – ККД приводу механізму зміни вильоту вантажу; φ – узагальнена координата канатного барабана.

Початкові умови для інтегрування системи диференціальних рівнянь (1) виглядають наступним чином:

$$\begin{cases} i_{1\alpha}(0) = i_{1\beta}(0) = i_{2\alpha}(0) = i_{2\beta}(0) = 0; \\ \varphi_1(0) = -\Delta\varphi; \dot{\varphi}_1(0) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де $\Delta\varphi$ – величина кута на який обертається барабан при виборі всієї слабину канату.

Значення початкових умов руху (2) є нульовими. Це говорить про те, що досліджувана система знаходиться у стані спокою, а електромагнітні процеси в асинхронному електродвигуні відсутні.

Параметри, які входять у систему диференціальних рівнянь (1) та які будуть використані для дослідження втрат електричної енергії у приводі механізму зміни вильоту вантажу, відповідають чотирьом баштовим кранам: КБ-674 [9], 200 EC-H 10 (Liebherr) [10], MTD 128 (Potain) [11] та 5 LC 5010 5t (LINDEN COMANSA) [12]. Значення параметрів асинхронного електроприводу механізму зміни вильоту вантажу баштових кранів занесено у таблицю 1.

Таблиця 1. – Основні параметри асинхронного електроприводу

№ п/п	Найменування параметрів	Марки баштових кранів			
		КБ-674	200 EC-H 10	MTD 128	5 LC 5010 5t
1.	Номинальна потужність електродвигуна, кВт	7,5	5,5	4,8	1,8
2.	Номинальна частота обертання двигуна, об/хв	935	950	930	880
3.	Перевантажувальна здатність електродвигуна	2,5	2,0	1,6	2,8
4.	Номинальний коефіцієнт потужності двигуна	0,70	0,76	0,79	0,72
5.	Кількість пар полюсів, шт.	3			

Більшість сучасних механізмів баштових кранів (у тому числі механізми зміни вильоту вантажу) обладнані частотними перетворювачами за допомогою яких здійснюється керування асинхронним електроприводом. Сучасні частотні перетворювачі мають значну кількість налаштувань. Серед найбільш значимих варто відмітити наступні [13, 14]: тривалість наростання частоти напруги живлення асинхронного електродвигуна, значення початкової напруги живлення електроприводу та тип характеристики наростання частоти. Рациональне встановлення вище вказаних параметрів дозволяє суттєво зменшити енергетичні втрати в асинхронному електродвигуні.

Тривалість наростання частоти напруги живлення асинхронного електродвигуна t_1 для сучасних частотних перетворювачів (наприклад: FR-D700; FR-E700; FR-E700SC тощо, фірми MITSUBISHI ELECTRONIC) знаходиться у діапазон від 0 до 3600 секунд [13].

Що стосується початкової напруги живлення U_0 , то її значення можливо встановлювати у межах від 0 до 380 В. Однак тут необхідно враховувати те, що привод досліджуваного механізму зміни вильоту вантажу на початку пуску має подолати сили статичного опору. А для цього необхідно забезпечити потрібну перевантажувальну здатність асинхронного електродвигуна, яка залежить від зміни частоти напруги живлення [8].

Для механізмів вантажопідіймальних машин залежність напруги живлення асинхронного електродвигуна U від частоти напруги живлення f представляється у наступному вигляді:

$$U = U_0 + (U_H - U_0) \cdot \frac{f}{f_H}, \quad (3)$$

де U_H – номінальна напруга живлення електродвигуна (380 В); f_H – номінальна частота напруги живлення електродвигуна (50 Гц).

Будемо розглядати наступні типи характеристики наростання частоти напруги живлення до номінальної f_H : лінійна; S – подібна; подвійна S – подібна; та U – подібна характеристики рисунок 1 [8].

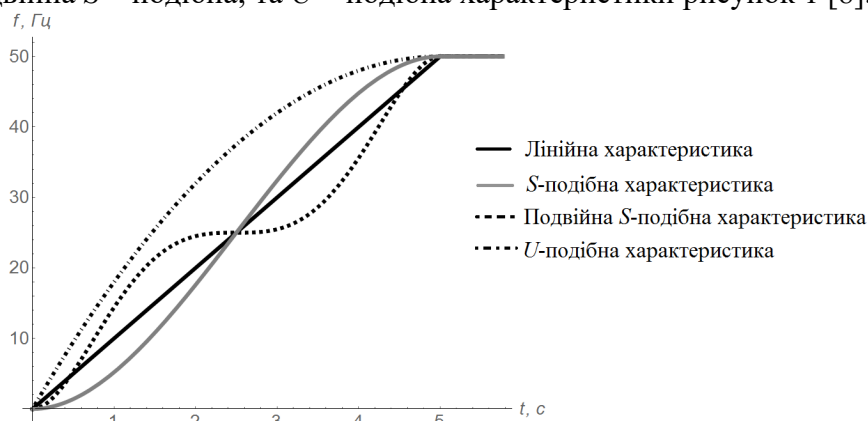


Рисунок 1. Характеристики зміни частоти напруги живлення асинхронного електродвигуна

Зазвичай певна кількість електричної енергії, яку споживає електропривод механізму зміни вильоту вантажу баштового крана, витрачається на нагрівання обмоток у асинхронному електродвигуні, що веде за собою теплове старіння ізоляції. Зношування ізоляції асинхронного електродвигуна призводить до зменшення його довговічності, та як наслідок, виходу його із ладу.

Крім того, зменшення змінних електричних втрат дозволяє підвищити енергоефективність електроприводу механізму зміни вильоту вантажу.

Вираз, що дозволяє визначити електричну енергію, яку втрачає асинхронний електродвигун на першому етапі руху механізму зміни вильоту вантажу має наступний вигляд [8]:

$$\Delta E = \Delta E_S + \Delta E_R = \frac{3}{2} \cdot R_S \int_0^{t_1} (i_{1a}^2 + i_{1\beta}^2) dt + \frac{3}{2} \cdot R_R \int_0^{t_1} (i_{2a}^2 + i_{2\beta}^2) dt, \quad (4)$$

де ΔE_S та ΔE_R – втрати електричної енергії у статорних та роторних обмотках електродвигуна механізму зміни вильоту вантажу [8].

Вираз (4) у подальших дослідженнях буде виступати у якості оптимізаційного критерію.

Оскільки величина втрат електричної енергії у приводі механізму зміни вильоту вантажу залежить від значень: t_1 , U_0 та типу характеристики наростання частоти напруги живлення електродвигуна, то необхідно знайти такі їх значення, при яких величина ΔE буде мінімальною.

Для розв'язування цієї задачі запропоновано використати модифікований алгоритм оптимізації роєм часточок (ME-PSO) [15]. Запропонований алгоритм ґрунтується на моніторингу зміни глобального оптимуму (*global best*) функції яку знайшов рій.

Основна ідея методу (ME-PSO) полягає у наступному: якщо швидкість зменшення глобального мінімуму (*global best*) є меншою, ніж певна прийнятна швидкість, то всі позиції частинок повинні бути реініціалізовані (запуск нової епохи рою). Краще значення *global best* (в новій епосі) для першої ітерації такий же, як й для останньої ітерації рою у попередній епосі.

Переміщуючись по поверхні функції, частинка може знаходити мінімум, який є кращим, ніж значення попереднього найкращого мінімуму. Варто зазначити, що для певної кількості ітерацій (відразу після реініціалізації рою) частинки можуть рухатися без мінімізації *global best*.

Через певний час частинка може потрапити у локальний мінімум, значення якого є кращим ніж поточне *global best*. У випадку якщо таких частинок багато, то відбувається стагнація рою.

У дослідженні [15] критерієм стагнації рою є вираз запропонований у такому вигляді:

$$R = \frac{GB_i - GB_{i-1}}{GB_i}, \quad (5)$$

де GB_i та GB_{i-1} – глобальні найкращі (*global best*) для i – ї (поточної) та $(i-1)$ – ї (попередньої) ітерацій. Вираз (5) демонструє, на скільки зменшується значення глобального найкращого під час однієї ітерації. Таким чином значення R має обраховуватися у кінці кожної ітерації.

Якщо швидкість зменшення *global best* є меншою за прийнятну швидкість, то рій необхідно реініціалізувати, тобто необхідно щоб виконувалася умова:

$$AR \geq R, \quad (6)$$

де AR – прийнятна швидкість зменшення *global best* (значення AR повинно бути встановлено користувачем методу ME-PSO). У розрахунках, які проведені у рамках даного дослідження, прийнято $AR=0,01$. Таке значення AR дозволяє забезпечити досить хороший баланс між глобальним та локальним дослідженням поверхні.

Під час ініціалізації та реініціалізації усі компоненти позицій частинок повинні бути встановлені як випадкові числа у області пошуку, а швидкості частинок приймаються рівними нулю.

За допомогою представленого алгоритму можливо мінімізувати енергетичні втрати у приводі механізму зміни вильоту вантажу. Для цього пропонується досліджувану систему розглядати як MISO-функцію, тобто систему яка має декілька входів, (t_1 , U_0 та тип характеристики) та лише один вихід (втрати електричної енергії ΔE). Умовне зображення MISO-функції представлено на рисунку 2.

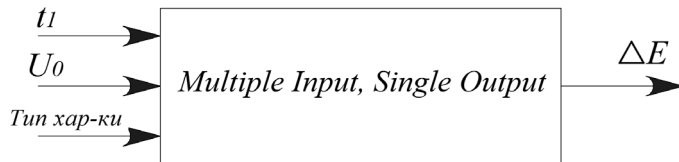


Рисунок 2. – Умовне зображення MISO-функції для проведення оптимізації

Значення параметрів за якими буде проведена оптимізація занесено до таблиці 2.

Таблиця 2. – Значення параметрів для проведення оптимізації

Параметри	Значення
Тривалість наростання частоти напруги живлення t_1 , с	Від 0 до 4
Початкова напруга живлення U_0 , В	Від 0 до 380
Тип характеристики	Лінійна, S – подібна, подвійна S – подібна, U – подібна
Кількість частинок у рої	40
Кількість ітерацій	100

Для визначення оптимальної характеристики зміни частоти напруги живлення (рисунок 1), кожній із досліджуваних характеристик присвоєно відповідний порядковий номер. Так для лінійної характеристики присвоєно порядковий номер - 1; S – подібної номер - 2; подвійної S – подібної номер - 3; U – подібної номер - 4.

Модифікований метод оптимізації роєм часточок (ME-PSO) дозволяє в результаті розрахунку визначити необхідний порядковий номер (1 – 4), який відповідатиме оптимальній характеристиці закону зміни частоти напруги живлення приводу механізму.

В результаті розрахунку мінімізовано енергетичні втрати у приводі механізму для чотирьох баштових кранів. Результати роботи алгоритму ME-PSO розрахунків представлено на рисунках 3-6.

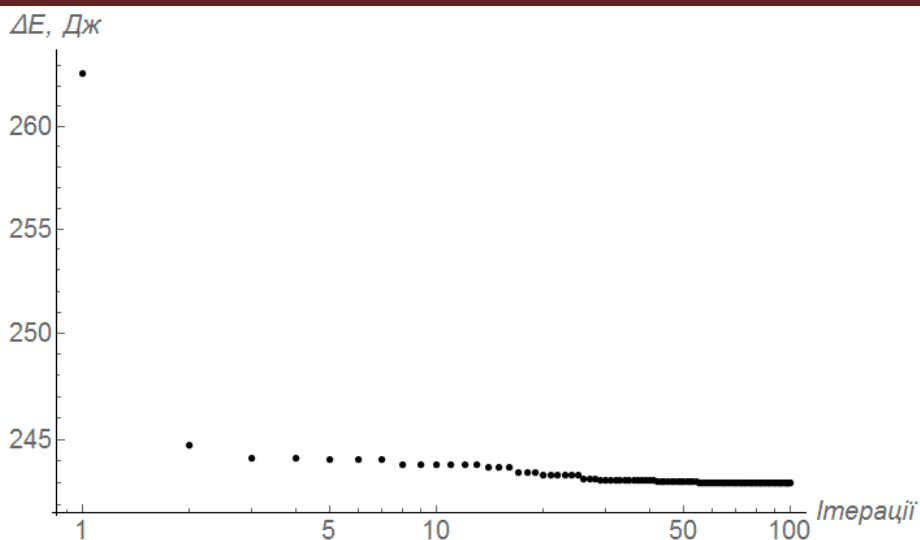


Рисунок 3. – Графік функції зміни енергетичних втрат в приводі досліджуваного механізму крана КБ-674 при проведенні оптимізації

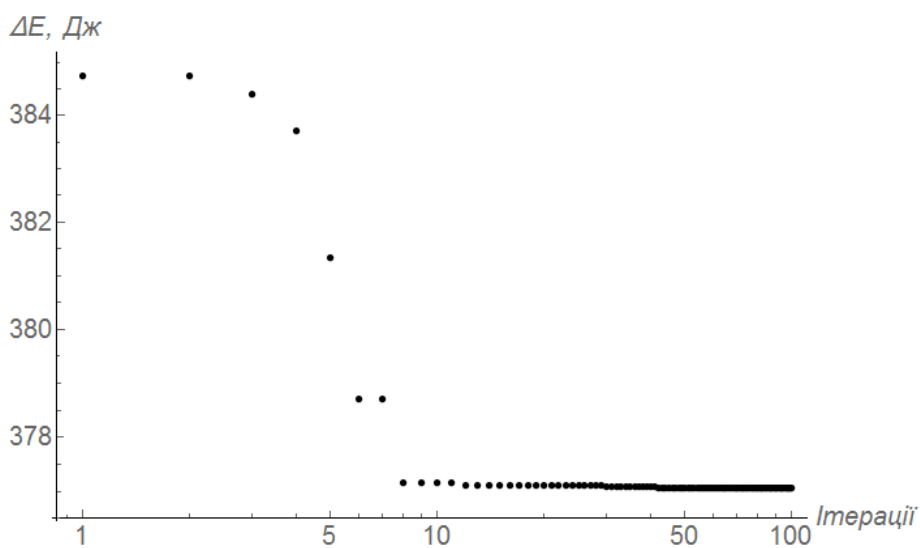


Рисунок 4. – Графік функції зміни енергетичних втрат в приводі досліджуваного механізму крана 200 ЕС-Н 10 при проведенні оптимізації

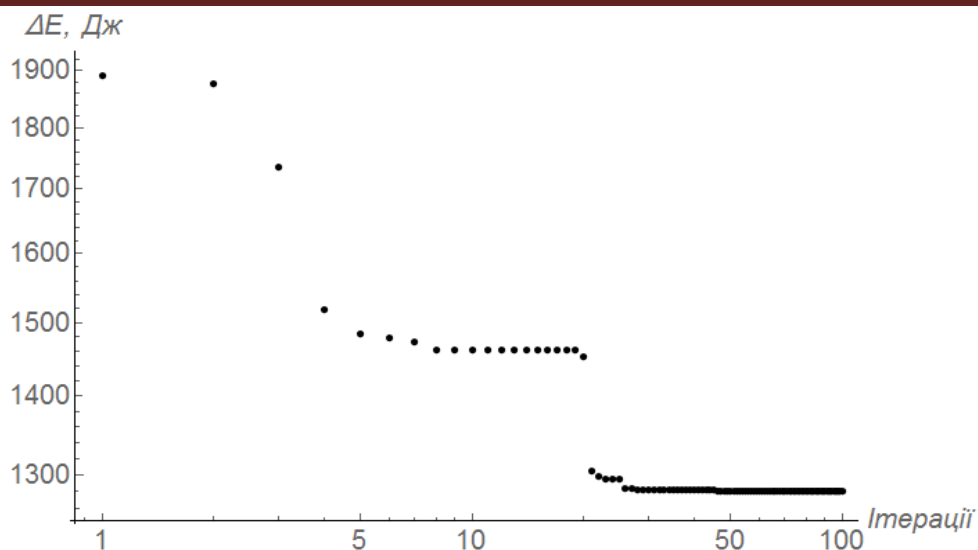


Рисунок 5. – Графік функції зміни енергетичних втрат в приводі досліджуваного механізму крана MTD 128 при проведенні оптимізації

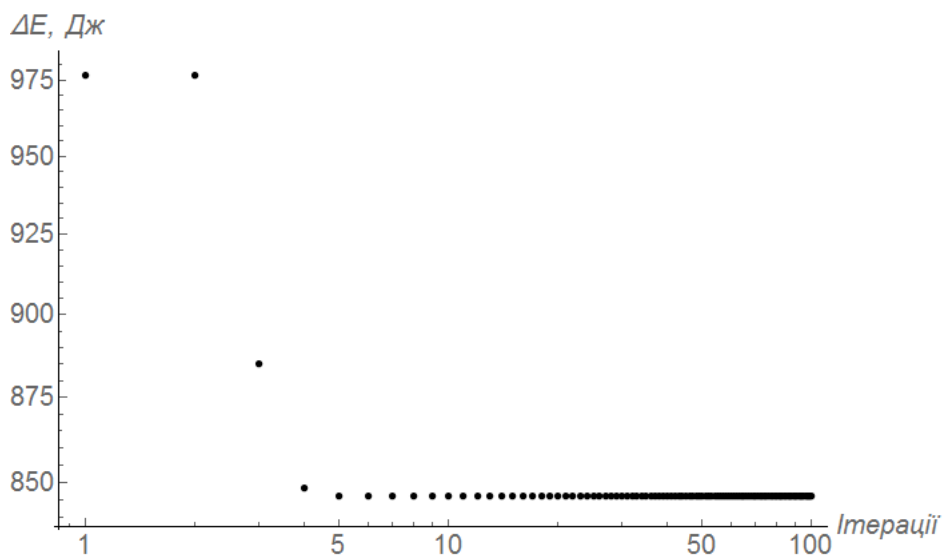


Рисунок 6. – Графік функції зміни енергетичних втрат в приводі досліджуваного механізму крана 5 LC 5010 5t при проведенні оптимізації

Аналізуючи представлені графічні залежності можна зробити наступні висновки. Для приводу механізму зміни вильоту вантажу баштового крана КБ-674, 200 ЕС-Н 10 та MTD модифікований алгоритм (ME-PSO) знаходить глобальний мінімум на п'ятдесятій ітерації. Для баштового крана 5 LC 5010 5t глобальний мінімум знаходиться після п'ятої ітерації.

У процесі знаходження глобального мінімуму встановлено оптимальні параметри t_1 , U_0 та характеристики наростання частоти напруги живлення приводу. Їх значення занесено до таблиці 3.

Таблиця 3. – Оптимальні значення параметрів частотно-керованого електроприводу

Параметри	Марки баштових кранів			
	КБ-674	200 ЕС-Н 10	MTD 128	5 LC 5010 5t
Тривалість наростання частоти напруги живлення t_1 , с	2,21	2,49	3,50	3,00
Початкова напруга живлення U_0 , В	1,38	9,36	76,2	58,6
Тип характеристики	S – подібна		Лінійна	

За результатами отриманих оптимальних параметрів та типу характеристики, побудуємо графіки, які описують кутову швидкість асинхронного електроприводу та втрати електроенергії при оптимальному та некерованому режимах розгону відповідно за параметрами баштового крана КБ-674 (рисунок 7).

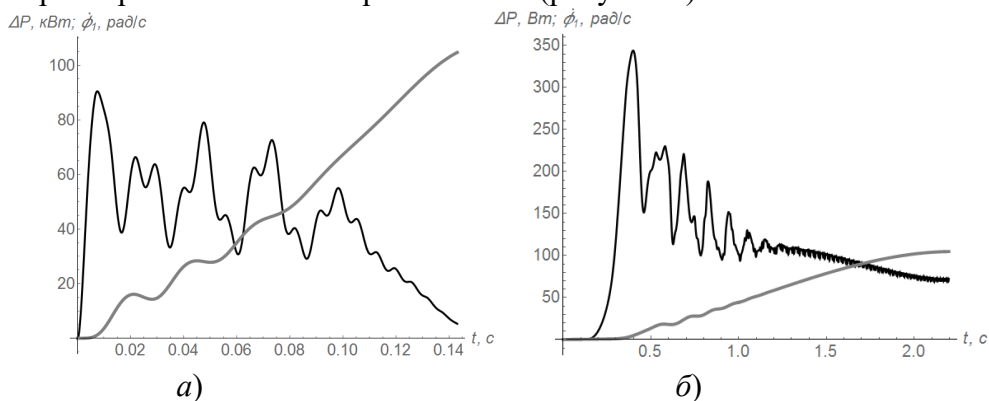


Рисунок 7. – Графіки функцій, які відповідають втратам потужності (чорна крива) та кутовій швидкості ротора електродвигуна (сіра крива) для баштового крана КБ - 674: (а) – прямий пуск; (б) – при оптимальних параметрах частотно-керованого приводу

На рисунку 7 видно, що найбільші втрати електроенергії у приводі механізму зміни вильоту вантажу, як при прямому пуску так і оптимальному режимах руху, виникають до виходу асинхронного електродвигуна на усталену швидкість.

Встановлення оптимальних параметрів налаштування частотного перетворювача збільшує тривалість розгону приводу досліджуваного механізму зміни вильоту вантажу (наприклад для

крана КБ-674 у 15,7 рази), однак при цьому суттєво знижуються втрати електроенергії у асинхронному електроприводі (для цього ж крана у 24,1 рази).

У таблиці 4 наведено величину енергетичних втрат у електроприводі при прямому пуску та при різних характеристиках наростання частоти. Найнижчі (оптимальні) значення виділені жирним шрифтом.

Таблиця 4. – Величина втрат електроенергії при різних способах керування асинхронним електродвигуном

Тип керування асинхронним електроприводом	Марки баштових кранів			
	КБ-674	200 ЕС-Н 10	MTD 128	5 LC 5010 5t
Прямий пуск	5871	8726	11573	18648
Частотне керування				
Лінійна характеристика	275	424	1281	846
S – подібна характеристика	243	377	1652	1050
Подвійна S – подібна характеристика	334	591	1775	1398
U – подібна характеристика	373	686	1685	1594

Аналіз даних, які наведено у таблиці 4, дає змогу встановити, що розгін приводу механізму зміни вильоту вантажу баштового крана КБ-674 на S -подібній характеристиці дозволяє мінімізувати втрати електроенергії у діапазоні від 12 до 35 % в порівнянні із іншими характеристиками. Для баштового крана 200 ЕС-Н 10 при використанні цієї ж характеристики втрати електричної енергії мінімізуються в діапазоні від 11 до 45 %, в порівнянні з іншими досліджуваними характеристиками.

Для баштових кранів MTD 128 та 5 LC 5010 5t розгін приводу за лінійною характеристикою дозволяє мінімізувати втрати електроенергії у діапазоні від 22 до 30 % і від 19 до 47 % відповідно.

Щоб мінімізувати енергетичні втрати у асинхронному електроприводі для досліджуваних баштових кранів в налаштуванні частотного перетворювача бажано встановлювати лінійну або S – подібну характеристики наростання частоти напруги живлення асинхронного електродвигуна механізму зміни вильоту вантажу.

Висновки

Для мінімізації енергетичних втрат у приводі механізму зміни вильоту вантажу, використано модифікований метод оптимізації роєм часточок, який із високим ступенем вірогідності забезпечує знаходження глобального мінімуму критерію оптимізації. Визначено, що мінімальні енергетичні втрати у приводі будуть мати місце якщо за S – подібною характеристикою розганяти механізми зміни вильоту вантажу баштових кранів КБ-674 та 200 ЕС-Н 10 і за лінійною характеристикою кранів МТД 128 та 5 LC 5010 5t. Тривалість розгону при використанні оптимальних налаштувань частотного перетворювача збільшилась у 2...16 рази, однак енергетичні втрати мінімізуються в 9...24 рази (у порівнянні із прямим пуском електродвигуна). Знайдено, що оптимальні механічні характеристики дозволяють зменшити енергетичні втрати у межах від 11 до 47 % в порівнянні із не оптимальними налаштуваннями частотних перетворювачів.

Список використаної літератури

1. Ho T., Suzuki K., Tsume M., Tasaki R., Miyoshi T., Terashima K. A switched optimal control approach to reduce transferring time, energy consumption, and residual vibration of payload's skew rotation in crane systems. / T. Ho, K. Suzuki, M. Tsume, R. Tasaki, T. Miyoshi, K. Terashima. Control Engineering Practice. 2019. Vol. 84. 247–260.
2. Rams H., Schöberl M., Schlacher K. Optimal Motion Planning and Energy-Based Control of a Single Mast Stacker Crane. / H. Rams, M. Schöberl, K. Schlacher. IEEE. Transactions On Control Systems Technology. 2017. Vol. 26. Issue 4. 1449–1457.
3. Sun N., Wu Y., Chen H., Fang Y. An energy-optimal solution for transportation control of cranes with double pendulum dynamics: Design and experiments. / N., Sun, Y., Wu, H., Chen, Y., Fang. Mechanical Systems and Signal Processing. Vol. 102. 2018. 87–101.
4. Wu Z., Xia X. Energy Efficiency of Overhead Cranes. / Z. Wu, X. Xia. 9-th IFAC. World Congress on International Federation of Automatic Control. 2014. Vol. 19. 19–24.
5. Hoang N., Lee S. Energy-based Approach for Controller Design of Overhead Cranes: a Comparative Study / N. Hoang, S. Lee. Applied Mechanics and Materials. Vol. 365-366. 2013. 784–787.
6. He J., Chen Y., Wu K., Zhao Y., Wang Z., Chen Z. Energy flow analysis of crane hoisting system and experimental of potential energy. J. He, Y. Chen, K. Wu, Y. Zhao, Z. Wang, Z. Chen. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition). 2018. Vol. 48. Issue 4. 1106-1113.

7. Ловеїкін В.С. Оптимізація режиму руху механізму зміни вильоту вантажу баштового крана з горизонтальною стрілою. / В.С. Ловеїкін, Ю.О. Ромасевич, О.В. Стехно. Машинобудування. 2017. Вип. 20. 11-18.
8. Ромасевич Ю. О. Динамічна оптимізація режимів руху механізмів вантажопідйомних машин як мехатронних систем : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.05.05 "Піднімально-транспортні машини" / Ю. О. Ромасевич – Одеса. 2015. – 40 с.
9. Баштовий кран КБ-674 / URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D0%91-674> (дата звернення 20.09.2019).
10. Баштовий кран Liebherr 200 EC-H 10 / URL: <http://ru.8sbzfqbnedk.ru-plai/liebherr/39-liebherr-200-ec-h10> (дата звернення 20.09.2019).
11. Баштовий кран Potain MTD 128 / URL: <https://www.manitowoccranes.com/ru-RU/cranes/potain/top-slewing/mdt-city/MDT-128> (дата звернення 20.09.2019).
12. Баштовий кран LINDEN COMANSA сериї LC 500 / URL: <http://ru.8sbzfqbnedk.ru-plai/linden-comansa/16-lc-500> (дата звернення 20.09.2019).
13. Преобразователи частоты FR-E7: руководство по эксплуатации: артикул 212650. Версия В. Mitsubishi Electric Industrial Automation. – 2008. – 512 с.
14. Преобразователи частоты FR-S500 E EC: технический каталог № 147012-E: Mitsubishi Electric Industrial Automation. – 2005. – 28 с.
15. Romasevych Y., Loveikin V. A Novel Multi-Epoch Particle Swarm Optimization Technique. / Y. Romasevych, V. Loveikin. Bulgarian academy of sciences. Cybernetics and information technologies. Vol. 18. No. 3. 62–74.

STARTING MODE OPTIMIZATION OF THE TOWER CRANE LUFFING MECHANISM

Loveikin V. S., Romasevich Yu. A., Stekhno A. V.

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Abstract. The article presents a method that allows to minimize the losses of electrical energy in the asynchronous electric drive of the tower crane's luffing mechanism during its start-up. In order to carry out the calculation the known mathematical model of an asynchronous motor has been supplemented by the differential equation of motion of luffing mechanism, which describes the stage of the rope becking off.

A considerable number of electric drives of the modern tower cranes are equipped with frequency inverters. They have tuning parameters (duration of increasing of frequency of supply voltage, initial supply voltage of electric motor, and type of characteristic of increasing of frequency of supply voltage). Therefore it has been suggested to determine such value of these parameters that allow to reduce energy losses in the luffing mechanism.

A modified Particle Swarm Method (ME-PSO) has been applied in the study. It allowed to find the global minimum of the function of energy losses.

The optimal values of the duration of increasing of frequency of supply voltage, initial voltage of supply of asynchronous electric motor, and the type of characteristic of increasing of frequency of supply voltage for drives of the luffing mechanism for four tower cranes are determined: KB-674, 200 EC-H 10 (Liebherr), MTD 128 (Potain) and 5 LC 5010 5t (LINDEN COMANSA).

The convergence analysis of the modified algorithm (ME-PSO) has been carried out and a comparative analysis of energy losses have been performed (the compared characteristics are: direct start and different characteristics of increasing the frequency of the supply voltage).

Keywords: tower crane, luffing mechanism, electric drive, energy losses, optimization, parameters, modified PSO algorithm, MISO function.

УДК 621.874

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.02

Фідровська Н. М.¹, Писарцов О. С.², Нестеренко В. В.³*Харківський національний автомобільно-дорожній університет¹,**Науково-виробниче підприємство ХАРТРОН-АРКОС²,**Первомайська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова³.*

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КАНАТНИХ БЛОКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ КАНАТУ

Анотація. *Сучасний рівень розвитку техніки потребує все нові вимоги до надійності і довговічності підйомних канатів. При виборі конструкції канатів потрібно виходити із тих умов, в яких вони будуть експлуатуватися і проводити розрахунки саме виходячи з цих умов. Метод розрахунку канатів, який застосовується стандартом на теперішній час, не відображає дійсних умов роботи канату і не забезпечує його потрібної довговічності. В тих розрахунках, які наводяться в навчальній і довідковій літературі, недооцінюється вплив геометричних і пружних параметрів канатних блоків на довговічність канату. Канат вибирається тільки з умов на розтягнення, в той час, як експериментально доведено, що розрив дротинки в більшості випадків виникає саме при проходженні канатом блоку.*

Розглядаючи сили, які виникають при набіганні канату на шків, визначена залежність сили натягу дроту канату на перехідній ділянці в залежності від радіусу пасма, радіусу шківів і кута звивки дротинки. При набіганні канату на шків подовження проволочки на випуклій стороні канату в залежності від сил тертя буде розподілятися в сторону стиску на вогнутій стороні канату. Це подовження змінює осьове зусилля в проволочці.

Для забезпечення відсутності зношування канату і блоку, в точці сходу канату з блоку, була отримана математична залежність для максимально допустимого кута відхилення канату, який сходе з блоку. З умови прилягання канату до борту блоку і запобігання перелому канату по краю борту ривчака був визначений максимально допустимий кут повороту канату в місці відриву його від поверхні блоку.

Кут розкриття ривчака блоку визначається із умови зменшення кручення канату при його девіації і його величина має дуже значний вплив на довговічність канату. В роботі було проаналізовано вплив кута розкриття ривчака блоку на допустимий кут відхилення канату,

який збігає з блоку.

Внаслідок жорсткості канату і того, що його кривизна в зоні набігання на блок змінюється не миттєво, а з деякою кінцевою швидкістю, при набіганні канату на блок, прилягання канату не проходить по всій довжині ручія. Прийнявши закон змінення навантаження зігнутого канату з урахуванням сили тертя між блоком і канатом було отримано формулу для визначення кута, на якому канат відходить від блоку. Це дозволяє отримати більш реальну картину навантаження канату, який зігнутий на блоці. **Ключові слова** (наводяться на мові оригіналу статті): наводиться список з 5-10 ключових слів, які відображають тематику статті. Ключові слова розділяються комами.

Ключові слова: кран; механізм підйому; канат; блок канатний; контактні напруження; кут відхилення канату; довговічність каната.

Вступ

Метод розрахунку канатів, який застосовується стандартом на теперішній час не відображає дійсних умов роботи канату і не забезпечує його потрібної довговічності. В тих розрахунках, які наводяться в навчальній і довідковій літературі, недооцінюється вплив геометричних і пружних параметрів блоків на довговічність канатів. . Канат вибирається тільки з умов на розтягнення, в той час, як експериментально доведено, що розрив дротинки в більшості випадків виникає саме при проходженні канатом блоку.

Експериментальні дослідження, які проводилися Б.С.Ковальським [1], Д.Г.Житковим [2], К.М.Масленіковим [3], А.І.Колчиним [4], І.Ф.Нікітіним [5] та іншими показали, що довговічність канату залежить від його конструкції, режимів експлуатації і не може визначатися тільки статичною міцністю.

Вважалося, що основною причиною руйнування канату є втома матеріалу. Кожний дріт канату витримує визначену кількість перегинів, тому експериментально необхідно визначати залежність між строком служби канату і різними факторами, які обумовлюють його знос. **1. Аналіз основних досліджень і публікацій**

Питаннями комплексних досліджень витривалості сталевих канатів займалися такі вчені як Б.С.Ковальський [1],

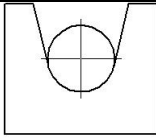
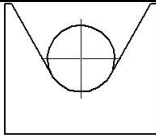
К.М.Масленіков [3], В.Веркле [6], Н.Є.Маркман [7], Д.Г.Житков [3], В.А.Маліновський [8].

1. Аналіз основних досліджень і публікацій

Питаннями комплексних досліджень витривалості сталевих канатів займалися такі вчені як Б.С.Ковальський [1], К.М.Масленіков [3], В.Веркле [6], Н.Є.Маркман [7], Д.Г.Житков [3], В.А.Маліновський [8].

Були проведені дослідження, які направлені на створення основ будівельної механіки сталевих канатів, яка базується на загальних принципах механіки деформованого тіла і враховує специфіку канату як складного агрегату. М.Ф.Глушко [9] створив основи теорії розрахунку, які дозволяють достатньо точно оцінити величину напружень, які виникають в сталевих підйомних канатах. В роботі [10] досліджувалося кручення канату, яке викликане його девіацією і показано, що воно залежить від кута розкриття ривчака. І чим більше кут девіації тим більше кручення канату (табл.1).

Таблиця 1 Залежність кручення канату від кута девіації про роботі на блоках з різними кутами розкриття канавки.

Вплив кута девіації та кута розкриття ручія блоку на крутіння сталевих канатів діаметром 20,0 мм							
				30 градусів		60 градусів	
Кут девіації, град	1	1,5	2	2,5	3	4	5
Залежність крутіння канату від кута девіації при куті розкриття ручія 30 градусів							
Крутіння від девіації, град/м	172	286	401	516	573	802	976
Залежність крутіння канату від кута девіації при куті розкриття ручія 60 градусів							
Крутіння від девіації, град/м	115	172	229	286	344	401	516

Кут розкриття ривчака блоку визначається із умови зменшення кручення канату при його девіації. В таблиці 1 наведені залежності кручення канату від кута девіації при роботі на шківів з різними кутами розкриття ривчака блоку.

2. Постановка проблеми

Досвід експлуатації показує, що кут розкриття шківів, який рекомендований в нормах, не відповідає умовам роботи талевих канатів. Бокові поверхні ривчаків шківів, які виконані по цим нормам мають інтенсивний знос в наслідок недостатнього кута розкриття. Тому шків талевих блоків і крон блоків повинні мати кут розкриття стінок канавки 50 проти 40-45 по ОСТ 24-191-01.

Проведені тести і практика показали, що величина повороту канату навкруги своєї осі залежить від кута розкриття рівчака. Чим більший кут, тим менше буде скручуватися канат. Але багато фірм виготовляють шківів з кутами -30, 35 і 45, враховуючи при цьому вимоги різних стандартів.

3. Мета проблеми.

Метою наукового дослідження являється удосконалення методики визначення довговічності канату шляхом урахування нових факторів, які суттєво впливають на роботу канату.

4. Викладення основного матеріалу

Б.С.Ковальський [1] запропонував новий метод розрахунку кранових підйомних канатів на довговічність, який враховує вплив кратності поліспасти і розміри барабану на механізм підйому. Одним з основних параметрів зносу є радіальний тиск канату на блок, який пропорційний натягненню канату T . Радіальний тиск визначає напружений стан дроту в місцях контакту одне з одним і жолобом органу навивки. Б.С.Ковальський рекомендував для визначення діаметру блоку таку залежність

$$D = ABC \left(d + abc \frac{T}{d} \right) \quad (1)$$

де a – коефіцієнт, який залежить від матеріалу блоку (сталь – 1,1; чавун – 1,0; дюралюміній – 0,8; капрон – 0,6);

b – коефіцієнт, який відображає вплив радіусу закруглення ручія r і залежить від натягнення канату і напрямлення звивання. При запасі міцності $m = 5 \div 6$ значення наведені в табл.2;

Таблиця 2. Значення коефіцієнта b

r/d	звивання	
	хрестове	одностороннє
0,53	1	1
0,56	1,04	1,02
0,60	1,10	1,05
∞	1,30	1,20

c – коефіцієнт, який враховує металеве заповнення перерізу канату. Для шестипасових канатів типа ТК $c = 0,21$, ЛК $c = 0,20$, для восьми пасових $c = 0,23$.

A – коефіцієнт, який встановлює зв'язок величини $\frac{D}{d}$ з кількістю циклів N .

На основі досліджень на пробіжних машинах може бути встановлена така залежність

$$A = \frac{C'}{1 + \frac{C''}{N}}, \quad (2)$$

На основі експериментів Скобла [11] Вернла [12] та інш. $C' = 14,5, C'' = 56000$.

У межах $N = 30000 \div 300000$ $A = 0,2\sqrt[3]{N}$;

B – коефіцієнт, який враховує вплив конструкції канату. При межі міцності дроту $\sigma = 1600 \div 1800$ МПа його значення наведено в табл.3.

Таблиця 3 Значення коефіцієнта B

Конструкція	Звивання	
	хрестове	одностороннє
6x19+ОС ТК	1,15	0,95
6x19+ОС ЛК-Р	1,00	0,90
6x37+ОС ТК	1,20	1,10
6x37+ОС ТЛК-О	1,06	0,95

C – коефіцієнт, який враховує вплив розміру дроту на межу витривалості при пульсуючих контактних напруженнях, його значення наведено в табл.4.

Таблиця 4. Значення коефіцієнта C

Констр укція канату	d				
6x37+о. с.	0,96	1	1,04	1,06	1,08
6x19+о. с.	0,94	1	1,06	1,10	1,13

D – діаметр блоку;

d – діаметр канату.

Розглянемо приклад $T = 31123$ Н, $d_k = 17,5$ мм. канат ЛК-3 6x25, 4м. Вибираємо діаметр блоку і барабану за нормативними даними

$$D = ed_k = 25 \cdot 175 = 437,5 \text{ мм}$$

формулою Ковальського:

$$D = ABC \left(d_k + 0,25 \frac{S}{d_k} \right) = 10 \cdot 1 \cdot 1 \left(17,5 + 0,25 \frac{31123}{9,81 \cdot 17,5} \right) = 628 \text{ мм}$$

де С при $\frac{r}{d} = \frac{10}{17,5} = 0,57$ за графіком 1.3 приймаємо 1. А=10 приймаємо з графіку 2.1. Маємо для $N = 150\,000$ циклів.

Як бачимо, нормативне значення діаметра блоку барабану відрізняють від рекомендованого Б.С.Ковальським на 30%.

Визначимо довговічність канату при цьому діаметрі блоку

$$A = \frac{D}{BC \left(d_k + 0,25 \frac{S}{d_k} \right)} = \frac{437,5}{1 \cdot 1 \cdot \left(17,5 + 0,25 \frac{31123}{9,81 \cdot 17,5} \right)} = 6,97$$

Цьому значенню А відповідає довговічність у 50000 циклів.

Як бачимо з розрахунку, довговічність канату вибраного за нормативними, даними зменшується в 3 рази. Розглянемо інший випадок. Візьмемо канат ТК 6х18 хрестового звивання, який у має зсилля 28495Н діаметром 17мм. Для цього канату будемо мати діаметр блоку

$$D = 25 \cdot 17 = 425$$

Визначимо довговічність для цього діаметру блока

$$A = \frac{425}{1,1 \cdot 1,1 \left(17 + 0,25 \frac{28495}{9,81 \cdot 17} \right)} = 5,96$$

При цьому значенні А відповідає довговічність у 25000 циклів. За формулою Ковальського при А=10

$$D = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 10 \left(17 + 0,25 \frac{28495}{9,81 \cdot 17} \right) = 712,7 \text{ мм}$$

З графіка 1 отримуємо $N=150000$ циклів. Як бачимо, при збільшенні діаметру блоку на 68% ми отримуємо збільшення довговічності в 6 разів.

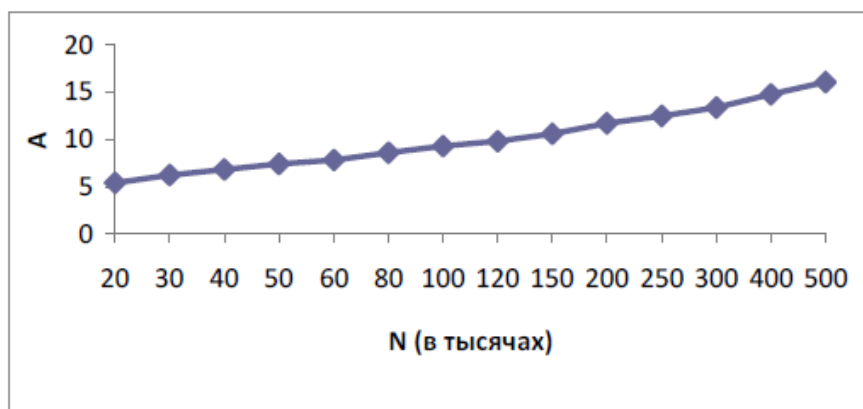


Рис.1 – Залежність коефіцієнта A впливу перегинів канату на блоках за час роботи.

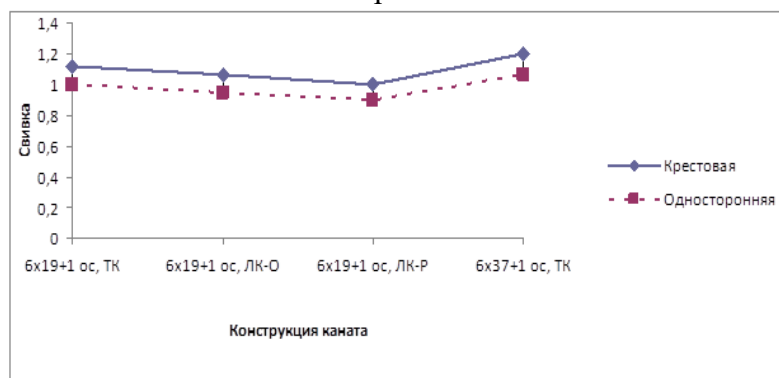


Рис.2 – Коефіцієнт B враховуючий вплив конструкції на канат



Рис 3 – Коефіцієнт C враховує вплив радіуса кривизни рівчача блоку або канавки барабану.

Як було вказано вище, кут розкриття рівчака канатного блоку дуже сильно впливає на довговічність роботи канату, але його не було враховано у формулі Б.С.Ковальського. Нами були проведені експериментальні дослідження, на основі яких була виведена формула для визначення впливу кута розкриття рівчака блоку на довговічність канату

$$h = 0,2(0,2\beta - 1) \quad (3)$$

Графік залежності коефіцієнту h від кута розкриття рівчака блоку наведена на рис. 3.

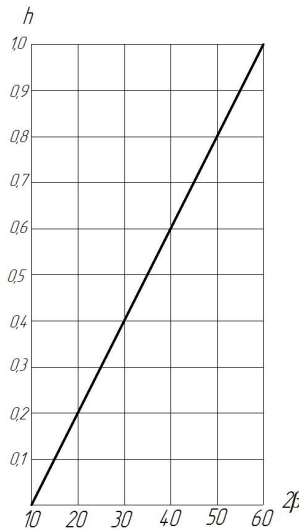


Рис.3 Залежність коефіцієнта h від кута β

Тоді формула (1) приймає вигляд

$$D = \frac{ABC}{h} \left(d + abc \frac{T}{d} \right) \quad (4)$$

Висновки.

Аналіз отриманих рішень показав, що крім основних факторів, які включені в методику розрахунку канатів по строку служби Б.С.Ковальським, є ще ряд інших показників, які мають значний вплив і врахування яких допоможе значно підвищити довговічність кранових канатів.

Список використаної літератури

1. Ковальский Б.С. Грузоподъемные машины, канаты, блоки, барабаны / Б.С.Ковальский . – Харьков.: ХВКИУ, 1961. – 196с.

2. Житков Д.Г. Стальные канаты для подъемно-транспортных машин /Д.Г.Житков, И.Т.Поспехов// - М.: Металлургиздат, 1953.-391с.
3. Масленников К.М. Результаты исследования и расчет канатов на прочность и долговечность /К.М.Масленников // - Труды ВНИИПТМАШ. Исследование узлов и деталей ПТМ, вып.7(29), М.:1962.
4. Колчин А.И. Стальные канаты. /А.И.Колчин// - М.,Машгиз, 1950.-102с.
5. Никитин И.Ф. Изменение усилий в проволоках каната при пробегании его по блоку. / И.Ф.Никитин // -Сб. «Вопросы рудничного транспорта»,вып. 8, М.: «Недра», 1965.
6. Wernle W. Articles in 2-d VDU N. 13,1929, N.6? 1930, N.52, 1934.
7. Маркман И.Е. Опыт эксплуатации канатов с пружинными сердечниками на открытых горных работах / И.Е.Маркман, А.И.Бурдов //- Сб. «Стальные канаты», вып. 2, Киев.: «Техника», 1965.
8. Малиновский В.А. Стальные канаты / В.А.Малиновский // Часть 1: Некоторые вопросы технологии расчета и проектирования.-Одесса: Астропринт, 2001.-188с.
9. Глушко М.Ф. Стальные канаты / М.Ф.Глушко.- К.:Техніка, 1966.- 328с.
10. Свиридов А.А. Влияние геометрии ручья шкива на работу стальных канатов / А.А.Свиридов // Журнал Подъемные сооружения. Специальная техника, - 2018, Вып № 8 (191), с.19-21
11. Scobl W. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering 1920, 1924, 1928, 1936. Wire Rope Rescheich Cantee.
12. Wernle W. Drahtseilfirschung Zeitschrift des Yereine Deutscher Ingenieurs, Band 78, N.52, 1934.

DETERMINATION OF THE INFLUENCE OF GEOMETRIC PARAMETERS OF ROPE UNITS ON THE DURABILITY OF ROPE

Fidrovska N. M.¹, Pisartsov O. S.², Nesterenko V. V.³

Kharkiv national automobile and highway university¹,

Hartron-Arkos scientific and production enterprise²,

May Day branch of the national university of shipbuilding named of Admiral Makarov³.

Abstract. Current technologies require more and more new standards for the reliability and durability of hoisting ropes. When choosing the design of the rope it is necessary to consider the conditions in which they will be operated and make calculations based on these conditions. The current standard-based method of calculating the ropes does not reflect actual rope operating conditions and does not ensure the required durability. The calculations provided in the course books and reference guides underestimate the impact of the geometric and elastic parameters of the rope

sheaves on the durability of the rope. The rope is selected only based on the conditions on extension, while it has been experimentally proved that the wire breakage occurs precisely in most cases when the rope passes through the sheave.

Considering the forces that arise when a rope is rolled on a pulley, the dependence of the tension of the rope wire on the transition point is determined, depending on the radius of the pulley, and the angle of the wire twist. When the rope runs on a pulley, the elongation of the wire on the convex side of the rope, depending on the friction forces, will be distributed to the compression, side on the concave side of the rope. This elongation changes the axial force in the wire.

To ensure the absence of wear of the rope and the sheave, at the point of the rope coming off the sheave, a mathematical relationship has been obtained for the maximum allowable deflection angle of a rope coming off the sheave. The maximum allowable rotation angle of the rope at the point of its detachment from the surface of the sheave has been determined based on the contact of the rope with the sheave rim and prevention of the rope fracture along the edge of the groove rim.

The expansion angle of the sheave groove is determined considering the reduction the torsion of the rope when it is deviated, and its amount has a very significant effect on the durability of the rope. The thesis contains the analysis of the influence of the expansion angle of the sheave groove on the allowable deflection angle of the rope coming off the sheave.

Due to the inflexibility of the rope and the fact that its curvature in the zone of winding on the sheave does not change instantly, but with a certain terminal speed, when the rope winds on the sheave, the contact of the rope does not occur along the entire length of the groove. By applying the law of changing the load of a bent rope, taking into account the frictional force between the sheave and the rope, a formula has been obtained to determine the angle at which the rope comes off the sheave. This provides a more truthful overview of the load of the rope when bent on the sheave.

Keywords: crane, hoisting mechanism, rope, rope sheave, contact stresses, deflection angle of a rope, durability of rope.

УДК 692.66:62-83

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.03

Бойко А. А., Семенюк В. Ф., Соколов Я. А., Зубак В. В.

Одесский национальный политехнический университет

ОСОБЕННОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛИФТОВЫХ ЛЕБЕДОК ТРАДИЦИОННОЙ КОНСТРУКЦИИ

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы повышения эффективности лифтовых лебедок традиционной конструкции, в состав которых входит червячный редуктор, двухскоростной асинхронный двигатель. Управление осуществляется нерегулируемой релейно-контакторной системой управления. Отмечается, что лифты с подобными лебедками минимально удовлетворяют условиям типовых оптимальных диаграмм движения. Подобные лебедки нашли широкое применение в жилых домах Украины, не смотря на их неэкономичность и неудовлетворительные динамические показатели. Рядом исследователей предлагается путь повышения их эффективности – замена систем управления на замкнутые регулируемые, без изменения конструкции самих лебедок. Формируется предположение, что это может привести к возникновению колебательных процессов, не возможности настройки систем управления и нарушению нормального функционирования лифтовых механизмов. Для подтверждения или опровержения этого, в статье выполняется анализ динамических свойств типового лифта с лебедкой традиционной конструкции. При анализе применяется структурная схема электромеханической лифтовой системы, где управляющим воздействием является момент двигателя лебедки, а возмущающим – моменты сопротивления масс лифтового подъемного механизма. Регулируемыми переменными являются скорости масс, в схеме учтена сила внутреннего вязкого трения и момент упругости. Проведенный анализ показывает, что влияние величины логарифмического декремента затухания, при его изменении, приводит к незначительному изменению величины резонансного пика. Наличие недемпфированного резонанса на частоте свободных колебаний свидетельствует о существенном влиянии электромеханической связи в системе. Показано, что лифтовая электромеханическая система с традиционной редукторной лебедкой имеет предрасположенность к возникновению колебательных явлений, что основывается на анализе значений коэффициента электромеханической связи и динамического коэффициента. При применении регулируемой системы управления, с учетом заданных

критериев оптимального регулирования, существует необходимость увеличения демпфирующих свойств элементов подъемного механизма, что реализуемо только путем уменьшения жесткости механической характеристики двигателя лебедки. Необходимость замены двухскоростного асинхронного двигателя противоречит идее повышения эффективности традиционных лифтовых лебедок только за счет внедрения регулируемых систем управления без изменения конструктивной части лебедки.

Ключевые слова: лебедка, подъемный механизм, лифт, система управления, анализ динамических свойств.

1. Постановка проблемы

Требуемым условиям типовых оптимальных диаграмм движения минимально удовлетворяют лифты с лебедками, в состав которых входит червячный редуктор, двухскоростной асинхронный двигатель (АД) и нерегулируемая релейно-контакторная система управления (СУ) [1]. В настоящее время, в нашей стране пассажирскими лифтами с подобными лебедками массово оборудованы большинство жилых многоэтажных домов, которые строились с начала 70-х до окончания 90-х годов прошлого века. Благодаря широкому применению, эти лебедки характеризуются в отечественной литературе как лебедки «традиционной конструкции» (рис. 1) [2].

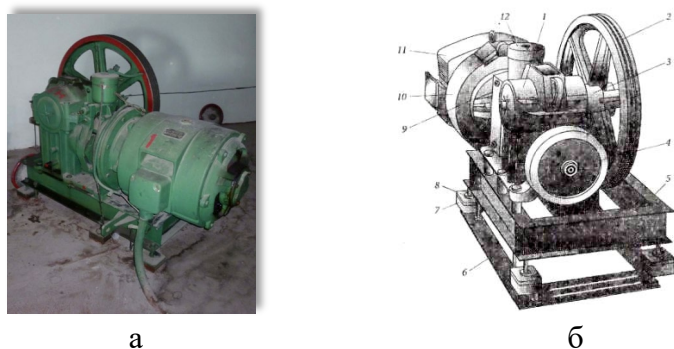


Рисунок 1 – Общий вид (а) и функциональная схема (б) редукторной лебедки традиционной конструкции

На рисунке показаны: 1 — червячный редуктор; 2 — канатоведущий шкив; 3 — колпак; 4 — штурвал; 5 — рама; 6 — подрамник; 7 — упругий амортизатор; 8 — чашка; 9 — муфта; 10 — клеммная коробка; 11 — двухскоростной асинхронный электродвигатель; 12 — колодочный тормоз.

При подобном конструктивном исполнении, наличие или отсутствие пассажиров влияют на общую массу подвижных частей лифтового подъемного механизма традиционной конструкции в пределах нескольких процентов, что, теоретически, способствует поддержанию значений ускорений. Ограничению рывков содействуют электромагнитная инерционность двигателя лебедки и механическая упругость канатной передачи.

На рис. 2 приведены экспериментальные осциллограммы параметров при перемещении кабины лифта на один этаж (высота 3,2 м) лебедкой с двухскоростным двигателем и нерегулируемой релейно-контакторной СУ.

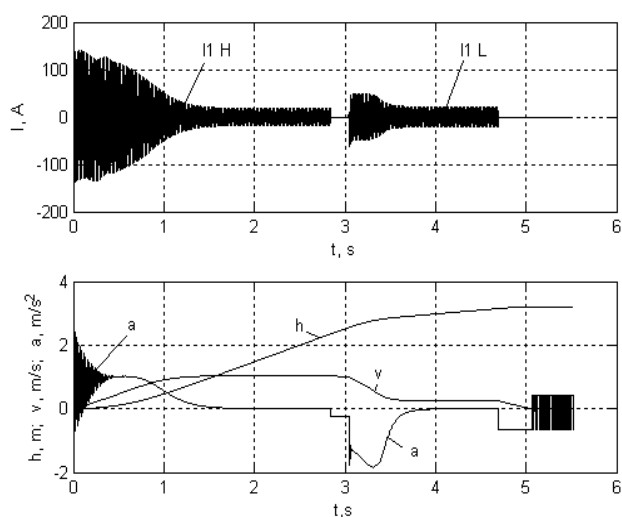


Рисунок 2 – Осциллограммы параметров при перемещении кабины лифта на один этаж лебедкой и нерегулируемой системой управления

На осциллограммах показаны фазные токи обмоток высокой (номинальной) (I_H) и пониженной (I_L) скорости двухскоростного АД лебедки; путь (h), скорость (v) и ускорение кабины (a). Управление изменением режимов выполняется в функции перемещения. Переключение на обмотку пониженной скорости происходит за 1,2 метра до места необходимой остановки. К заданному этажу кабина лифта подходит на пониженной скорости, а окончательная остановка происходит после отключения двигателя лебедки за 0,1 - 0,15 метра от уровня этажа путем наложения механического тормоза [3]. Благодаря прямому неуправляемому пуску двигателя лебедки, ускорения имеют колебательный характер (колебание электромагнитного момента при прямом пуске является характерной особенностью всех асинхронных двигателей), а их амплитуда может превышать допустимую [2,3].

2. Анализ публикаций по теме исследований

В большинстве исследованиях, авторы обосновывают, что подобные структуры и параметры лифтовых лебедок являются неэкономичными, по критериям потребления энергии и потерь энергии в их элементах [4]. Производительность таких лифтов также небольшая, поскольку, кроме небольшой номинальной скорости, время тратится на операцию точной остановки перед заданным этажом. Имеют место значительные рывки из-за резкого изменения момента при включении и переключениях, а также при механическом торможении, что снижает комфортность поездки пассажиров [4]. Возможности технического развития традиционных лифтовых лебедок ограничены, однако массовость применения определяет актуальность поиска способов улучшения их показателей [5].

Одним из путей повышения эффективности лебедок традиционной конструкции, предлагаемый рядом исследователей, является применение замкнутых регулируемых СУ, но без изменений конструктива самих лифтовых лебедок [1,6,7]. Замкнутые системы управления предоставляют широкие возможности точного воспроизведения заданной траектории движения кабины лифта и точной остановки, благодаря использованию датчиков и регуляторов координат: момента, скорости, перемещения. При этом основные технические требования к лифтовым системам управления не изменяются [8, 9].

Известно, что жесткость рабочего участка механической характеристики двухскоростного асинхронного двигателя, большая суммарная инерционность червячного редуктора и ротора двигателя, естественным образом содействуют ограничению динамических параметров лифтового электропривода традиционной конструкции с разомкнутой СУ [3]. В то же время, для реализации требуемой диаграммы движения лифта необходимо применять замкнутые системы управления, обладающие, достаточно высоким быстродействием и хорошими регулировочными свойствами [9]. Эти, обстоятельства определяют противоречия, которые могут привести к невозможности настройки СУ лифтовых лебедок, возникновению колебательных процессов и нарушению нормального функционирования лифтовых механизмов.

3. Цель и задача исследования – анализ динамических свойств лифтового подъемного механизма традиционной конструкции и формирование выводов, необходимых для синтеза замкнутых регулируемых систем управления.

4. Изложение основного материала

В качестве объекта исследования принят типовый пассажирский лифт с лебедкой традиционной конструкции, расположенный в

учебном корпусе Одесского национального политехнического университета (рис. 1, табл. 1.)

Таблица 1 - Технические данные пассажирского лифта

Параметр	Ед. измерения	Значение
Тип лифта	пассажирский	
Номинальная скорость кабины	м/с	1
Номинальное ускорение	м/с ²	1
Грузоподъемность (масса груза)	кг	500
Масса кабины	кг	1250
Маса противовеса	кг	1500
Высота первого этажа	м	3,9
Высота 1-9 этажей	м	3,2
Высота подъема по паспорту	м	27,3
Дополнительное сопротивление движению кабины	Н	344
Статические испытания в течении 10 мин	кг	1000 (1150)*
Динамические испытания с грузом	кг	550
Диаметр канатоведущего шкива	м	0,93
Момент инерции канатоведущего шкива	кг·м ²	4,6
Тип редуктора	Червячный глобоидный лифтовый РГЛ-180-47	
Тип двигателя	Двухскоростной асинхронный АСС 92-6/24	

Обобщенная расчетная схема исходной многомассовой системы исследуемого лифтового подъемного механизма представлена на рис. 3.

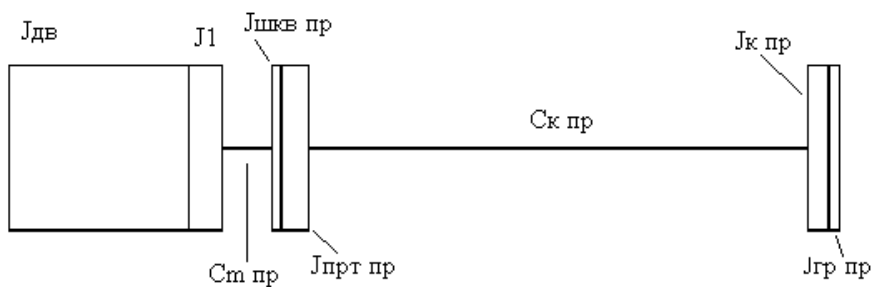


Рисунок 3 – Многомассовая расчетная схема лифтового подъемного механизма

Для дальнейшего анализа следует осуществить переход к трёхмассовой расчётной схеме. Для этого используются выражения [10]

- моментов инерций

$$J_{пр.1} = J_д + J_1, \quad (1)$$

$$J_{\text{ПР.2}} = J_{\text{КВШ.ПР}} + J_{\text{ПРТ.ПР}}, \quad (2)$$

$$J_{\text{ПР.3}} = J_{\text{К.ПР}} + J_{\text{ГР.ПР}}. \quad (3)$$

- коэффициенты жесткости упругих звеньев

$$C_{12} = C_{\text{М.ПР}}; C_{23} = C_{\text{К.ПР}}. \quad (4)$$

Далее возможен переход к трехмассовой, а далее к двухмассовой расчетной схеме (рис. 4 а,б).

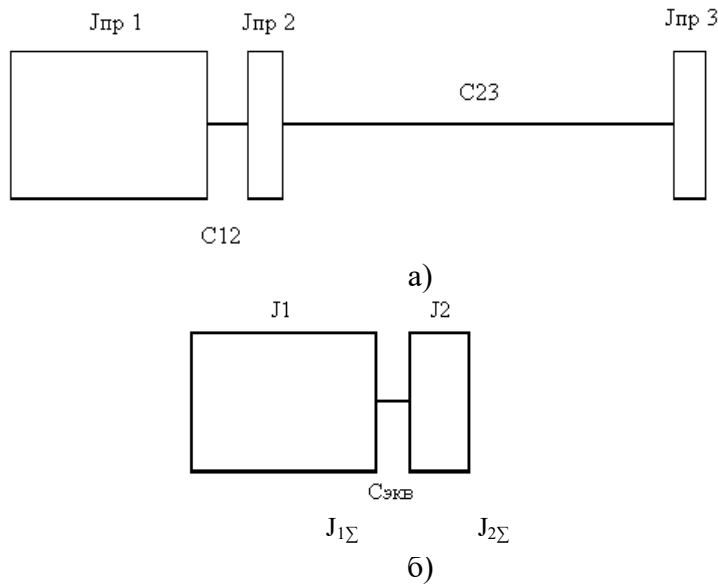


Рисунок 4 – Эквивалентные а- трехмассовая и б - двухмассовая расчетные схемы лифтового подъемного механизма

На основании выражений

- моментов инерций

$$J_{12} = J_{\text{ПР.2}} \frac{C_{12}}{C_{12} + C_{23}}; J_{23} = J_{\text{ПР.2}} \frac{C_{23}}{C_{12} + C_{23}}, \quad (5)$$

$$J_{1\Sigma} = J_{\text{ПР.1}} + J_{12}, J_{2\Sigma} = J_{\text{ПР.3}} + J_{23}, \quad (6)$$

$$J_{\Sigma} = J_{1\Sigma} + J_{2\Sigma}. \quad (7)$$

- коэффициента жесткости упругого звена

$$C_{\text{ЭКВ}} = \frac{C_{12} C_{23}}{C_{12} + C_{23}}. \quad (8)$$

Известная система уравнений, описывающая движение двухмассовой механической системы с упругой связью, имеет вид

$$\left. \begin{aligned} M - M_{c1} - M_{12} &= J_1 \Sigma \frac{d\omega}{dt}, \\ M_{12} - M_{c2} &= J_2 \Sigma \frac{d\omega}{dt}, \\ M_{12} &= \left(\frac{C_{\text{ЭКВ}}}{p} + b_{12} \right) (\omega_1 - \omega_2), \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где b_{12} - коэффициент внутреннего вязкого трения, кг/с; $C_{\text{ЭКВ}}$ - коэффициенты жесткости упругого звена двухмассовой эквивалентной системы, Н/м.

Структурная схема двухмассовой системы с упругой связью, соответствующая приведенной системе уравнений показана на рис 5

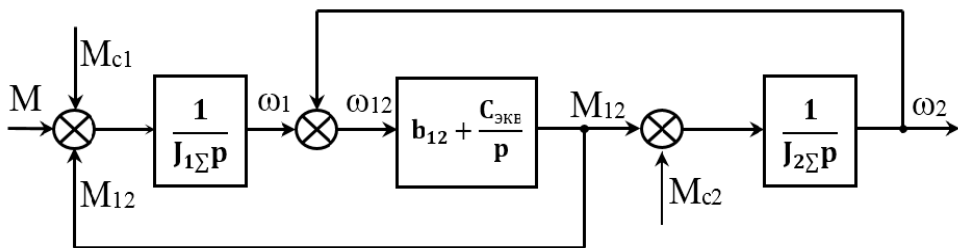


Рисунок 5 - Расчетная структурная двухмассовая схема подъемного механизма лифта

Управляющим воздействием здесь является момент двигателя лебедки M , а возмущающим – моменты сопротивления масс лифтового подъемного механизма M_{c1} и M_{c2} . Регулируемыми переменными являются скорости двух масс ω_1 и ω_2 . M_{12} - момент упругой связи. В приведенной схеме учтена сила внутреннего вязкого трения [11].

Момент сопротивления, приложенный ко второй массе механической системы, определяется

$$M_{c2} = \frac{(1 - a_y) G_{\Gamma} D_{\text{КШ}}}{2\eta ip}, \quad (10)$$

где a_y – коэффициент неуравновешенности (0,35 - 0,4), о.е.

Допускается, что момент сопротивления, приложенный к первой массе, не превышает 5% момента сопротивления, приложенного ко второй массе.

Частота свободных колебаний определяется [12]

$$\Omega_{12} = \sqrt{\frac{C_{\text{ЭКВ}} J_{\Sigma}}{J_1 J_2}}. \quad (11)$$

На основании структурной схемы (рис. 5) определяется передаточная функция по управляющему воздействию (момента двигателя $M(p)$)

$$H_{\omega 2}(p) = \frac{b_{12} + \Omega_{12}^2 \frac{J_1 \Sigma J_2 \Sigma}{(J_1 \Sigma + J_2 \Sigma) p}}{J_1 \Sigma J_2 \Sigma (p^2 + \Omega_{12}^2) + p b_{12} (J_1 \Sigma + J_2 \Sigma)}. \quad (12)$$

Коэффициент внутреннего вязкого трения

$$b_{12} = \frac{2K_3 C_{\text{эKB}}}{\Omega_{12}^2}, \quad (13)$$

где K_3 - коэффициент затухания, который, в свою очередь, определяется

$$K_3 = \frac{\lambda \Omega_{12}}{2\pi}, \quad (14)$$

где λ – логарифмический декремент затухания (0,1 - 0,3), о.е.

Осуществляя переход от операторной к частотной форме и преобразовав (12) к виду, удобному для построения амплитудно- и фазочастотной характеристики, определяется выражение

$$H(p) = \frac{0,012p + 0,422}{(0,0132p^2 + 0,00249p + 0,112)p}. \quad (15)$$

На рис. 6 на примере амплитудно-частотной характеристики электропривода проиллюстрировано влияние коэффициента демпфирования ξ на величину резонансного пика. Очевидно, что максимальный пик характеристик соответствует минимальному значению коэффициента. Таким образом эквивалентная система с линейной механической характеристикой, вследствие электромагнитной инерции, представляет собой, при жестких механических связях, колебательное звено, показатели колебательности которого, логарифмический декремент затухания λ и коэффициент демпфирования ξ , зависят только от соотношения механической и электромагнитной постоянных времени T_M / T_{Σ} . В то время, как быстродействие системы определяется самими постоянными времени T_{Σ} и T_M , соответственно. При работе на естественной механической характеристике значение электромагнитной постоянной времени T_{Σ} находится в пределах $T_{\Sigma} = 0,05 - 0,1$ с.

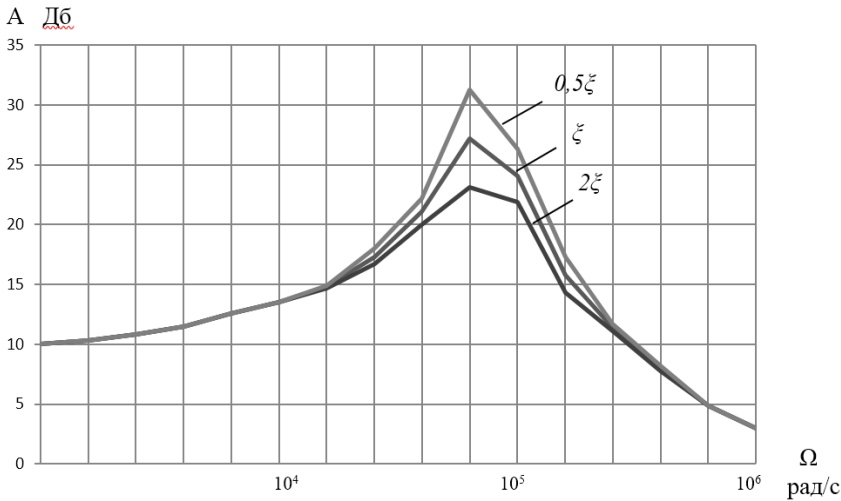


Рисунок 6 – Амплитудно-частотная характеристика для $\omega_2(t)$ по $M(p)$

Выражения, связывающие указанные постоянные времени и коэффициент демпфирования механической системы, имеют вид [11]

$$T = \sqrt{T_3 T_M}; \quad 2\zeta T = T_M; \quad \zeta = \frac{T_M}{2T} = \frac{\sqrt{m}}{2}. \quad (16)$$

Анализ влияния величины логарифмического декремента затухания на величину резонансного пика, при его изменении в пределах (0,1 - 0,3), показывает, что изменение величины резонансного пика, находится в пределах 5-8%.

Рис. 7 позволяет проиллюстрировать влияние моментов инерции масс лифтового подъемного механизма пассажирского лифта на величину резонансного пика. На рис. 7 сплошной линией показана логарифмическая амплитудно-частотная характеристика эквивалентной механической системы при логарифмическом декремента затухания 0,2 и номинальных моментах инерции масс. Штриховой линией показана логарифмическая амплитудно-частотная характеристика (ЛАЧХ) системы при увеличении момента инерции первой массы на 50%, момент инерции второй массы при этом не изменяется. Это приводит к снижению ЛАЧХ относительно оси и уменьшению резонансного пика. Пунктирной линией показана ЛАЧХ системы при увеличении момента инерции второй массы на 50%, момент инерции первой массы не изменяется. ЛАЧХ возрастает относительно оси, а резонансный пик увеличивается. Характер изменения скоростей двух масс $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$ и момента упругой деформации $M_{12}(t)$ во времени при наличии диссипативных сил, определяется по выражениям

$$\omega_1(t) = \varepsilon_{cp} t + \left(\frac{J_2 \sum \varepsilon_{cp}}{J_1 \sum \Omega_p} \right) e^{(-K_3 t)} \sin(\Omega_p t), \quad (17)$$

$$\omega_2(t) = \varepsilon_{cp} t - \left(\frac{\varepsilon_{cp}}{\Omega_p} \right) e^{(-K_3 t)} \sin(\Omega_p t), \quad (18)$$

$$M_{12}(t) = M_{c2} + J_2 \sum \varepsilon_{cp} \cdot e^{(-K_3 t)} [1 - \cos(\Omega_p t)], \quad (19)$$

где $\Omega_p = \sqrt{\Omega_{12}^2 - K_3^2}$ - резонансная частота эквивалентной двухмассовой системы, Гц.

Среднее ускорение [9]

$$\varepsilon_{cp} = \frac{M_{дин}}{J_{\Sigma}}, \quad (20)$$

где $M_{дин} = M - M_{c1} - M_{c2}$ - динамический момент, Нм

тогда, выражения (17) – (19), для частного случая, могут быть записаны в виде

$$\begin{aligned} \omega_1(t) &= 211,26t + \left(\frac{0,0497 \cdot 211,26}{0,229 \cdot 3,05} \right) e^{-0,097t} \sin(3,05t) = \\ &= 211,26t + 15,03 \cdot e^{-0,097t} \cdot \sin(3,05t), \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \omega_2(t) &= 211,26t - \left(\frac{211,26}{3,05} \right) e^{-0,097t} \sin(3,05t) = \\ &= 211,26t - 69,26 \cdot e^{-0,097t} \cdot \sin(3,05t), \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} M_{12}(t) &= 29,15 + 0,0497 \cdot 211,26 e^{-0,097t} [1 - \cos(3,05t)] = \\ &= 29,15 + 29,2 \cdot e^{-0,097t} [1 - \cos(3,05t)]. \end{aligned} \quad (23)$$

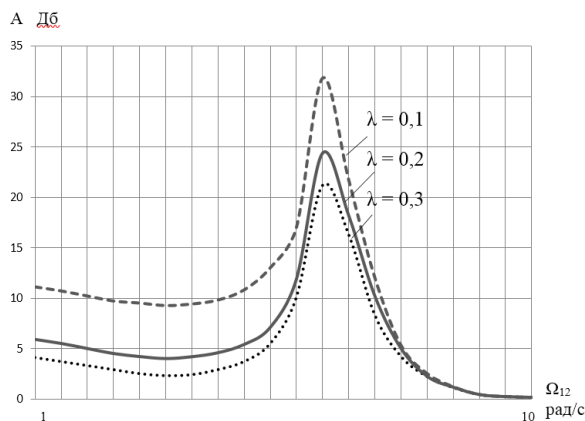


Рисунок 7 – ЛАЧХ эквивалентной механической системы, иллюстрирующая влияние моментов инерции на величину резонансного пика

На рис. 8 сплошной линией показаны колебания момента упругого звена M_{12} , с учетом равенства логарифмического декремента затухания 0,2. Пунктирной линией показаны колебания момента при увеличении логарифмического декремента затухания до 0,3.

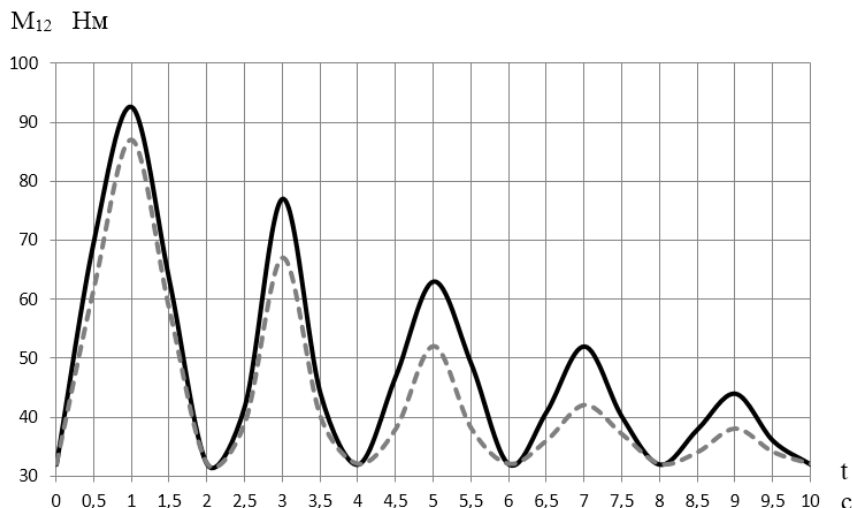


Рисунок 8 – Графики изменения моментов упругой деформации

Важным показателем, который характеризует условия работы и качества лифтового подъемного механизма, является динамический коэффициент, который может быть определен по выражению

$$K_d = \frac{M_{C2} + 2J_2 \sum \varepsilon_{cp} \cdot e^{\left(-\frac{\lambda}{2}\right)}}{M_{C2} + J_2 \sum \varepsilon_{cp}}. \quad (24)$$

Из равенства динамического коэффициента $K_d \approx 1,8$, следует, что упругие колебания увеличивают рабочие нагрузки передачи, кинетическая энергия, при этом, переходит в энергию упругих деформаций, не вызывая дополнительные динамические нагрузки. Помимо прямых критериев оценки демпфирующих способностей лифтовой системы существуют косвенные критерии, в частности критерий, основанный на оценке отвода энергии колебаний за один цикл в электрическую систему, где энергия поглощается имеющимися диссипативными элементами (активными сопротивлениями) [12]. Наличие недемпфированного резонанса на частоте Ω_{12} свидетельствует о влиянии электромеханической связи, которая характеризуется коэффициентом

$$K_{\varepsilon c} = \frac{1}{T_{M1} \Omega_p \sqrt{1 + T_{\varepsilon}^2 \Omega_{12}^2}}. \quad (25)$$

Механическая постоянная времени эквивалентной двухмассовой лифтовой системы

$$T_{\text{м1}} = \frac{J_1}{\beta}, \quad (26)$$

где $\beta = \frac{\Delta M}{\Delta \omega}$ - жёсткость механической характеристики двигателя лебедки на рабочем участке, рад/Нм·с.

Анализ значения коэффициента электромеханической связи, который в частном случае $K_{\text{эс}} = 6,12$, подтверждает предположении о недостаточных демпфирующих свойствах лифтовой электромеханической системы, прежде всего, вследствие высокой жесткости рабочего участка механической характеристики существующего двухскоростного асинхронного двигателя лебедки. Это условие свидетельствует о необходимости повышения демпфирующей способности :

- увеличением суммарной инерционности подъемного механизма. Так, для уменьшения влияния загрузки кабины на динамический процесс и точность остановки может быть реализовано решение, основанное на выборе параметров элементов лебедок с запасом. Избыточный вращающий момент компенсируется при этом введением дополнительных маховых колес. Такое решение, отличается простотой реализации, однако сопряжено со значительными потерями энергии, необходимой для разгона дополнительных маховых масс и вряд ли может быть рекомендовано;

- за счет уменьшения жесткости механической характеристики – путем замены двухскоростного приводного двигателя лебедки – т.е., путем изменения конструкции лебедки.

Выводы

1. Применение замкнутых систем управления позволяют увеличить эффективность лифтовых подъемных лебедок традиционной конструкции - сократить эквивалентное время движения кабины, повысить точность остановки лифта, повысить плавность пуско-тормозных режимов, уменьшить колебательность.

2. Уменьшение момента инерции первой массы эквивалентной лифтовой механической системы на 50%, и постоянстве момента инерции второй массы, приводит к снижению логарифмической амплитудно-частотной характеристики относительно оси ординат и благоприятному уменьшению величины резонансного пика на 15 - 30%.

3. Влияние величины логарифмического декремента затухания, при его изменении в пределах (0,1 - 0,3), приводит к незначительному изменению величины резонансного пика в пределах 5-8%.

4. Традиционный редукторный лифтовой подъемный механизм имеет предрасположенность к возникновению колебательных явлений, что основывается на анализе значений коэффициента электромеханической связи и динамического коэффициента. При применении регулируемой системы управления, с учетом заданных критериев оптимального регулирования, существует необходимость увеличения демпфирующих свойств элементов подъемного механизма.

5. Увеличение демпфирующих свойств лифтового подъемного механизма, на практике, реализуемо путем уменьшения жесткости механической характеристики двигателя лебедки. Замена двухскоростного асинхронного двигателя противоречит идее повышения эффективности традиционных лифтовых лебедок только за счет внедрения регулируемых систем управления без изменения конструктива самой лебедки.

Список использованной литературы

1. Андриющенко, О. А., Булгар В. В., Семенюк В. Ф. Пассажирский лифт как электромеханическая система. Перспективы и проблемы совершенствования энергетических показателей / О.А. Андриющенко, В.В. Булгар, Семенюк В.Ф. Подъемные сооружения. Специальная техника. 2010. Вип 2. С. 23–28.

2. Андриющенко, О. А. Повышение технического уровня пассажирских лифтов Украины, эволюция или революция? / О. А. Андриющенко, А. О. Бойко // Економіст. 2011. Вип 8. С. 75 — 79.

3. Бойко, А.А. Анализ энергетических показателей традиционного редукторного подъемного механизма пассажирского лифта с двухскоростным асинхронным двигателем. Электронный журнал «Проблемы региональной энергетики» Института энергетики АН республики Молдова. 2014. Вып. №1 (24). С. 21 — 30.

4. Сорокина, М. Н. Сравнительный анализ конкурентоспособности лифтового оборудования как первый шаг к совершенствованию механизма управления конкурентоспособностью предприятия / М.Н. Сорокина, Л.Б. Самойлова // Молодой ученый. 2014. Вип 19. С. 85–88

5. Haojun, Qin. Elevator Drive Control system based on single Chip Microcomputer // 8th International Conference on Mechatronics, Computer and Education Informationization (MCEI 2018). 2018. pp. 347-354

6. Антоневиц, А. И. Анализ современных конструкций лифтов и тенденций их развития / А.И. Антоневиц // Труды Белорусского национального технического университета. 2010. № 5. С. 18–21.

7. Gaiceanu, M. Improvements on the electric drive elevator prototype. Part I Technical aspects / M. Gaiceanu, S. Epure. // The Scientific Bulletin of Electrical Engineering Faculty. 2018. Vol 18. pp. 44-48.

8. Анучин А.С. Системы управления электроприводов / А.С. Анучин. // М: Издательский дом МЭИ, 2015. — 373 с

9. Бойко, А. А. Синтез и анализ диаграмм движения лифтовых подъемных механизмов / А. А. Бойко // Інформаційні технології в освіті, науці та виробництві. Збірник наукових праць. Одеса : Бахва. 2013. Вип. 4 (5). С. 83 — 91.

10. Овчинникова, Ю. С. Исследование влияния параметров виброизоляции и динамического гасителя на амплитуду колебаний лебедки лифта методом компьютерного моделирования / Ю. С. Овчинникова // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы. 2010. С. 77-78.

11. Бабаков, И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. — М.: Наука, 1998. — 559 с.

12. Каминская, Д. А. Демпфирование приводом стационарных колебаний скорости механизма / Д. А. Каминская // Горный журнал. 1982. № 11. С. 119 — 123.

FEATURES TO INCREASE EFFICIENCY ELEVATOR WINCHES OF A TRADITIONAL CONSTRUCTION

Boyko A. A., Semeniuk V. F., Sokolov Y. A., Zubak V. V.

Odessa National Polytechnic University

Abstract. The article discusses the issues of increasing the efficiency of elevator winches of a traditional construction, which include a worm gear, a two-speed asynchronous motor. The control is carried out by an unregulated relay contactor control system. It is noted that elevators with similar winches minimally satisfy the conditions of typical optimal movement diagrams. Similar winches are widely used in residential buildings in Ukraine, despite their inefficiency and unsatisfactory dynamic indicators. A number of researchers propose a way to increase their efficiency - replacing control systems with closed, adjustable ones without changing the construction of the elevator winches. It is assumed that this can lead to the occurrence of oscillatory processes the inability to configure control systems and the disruption of the normal functioning of elevator mechanisms. To confirm or refute this, the article analyzes the dynamic properties of a typical elevator with a winch of a traditional construction. In the analysis, the block diagram of the electromechanical elevator system is used, where the control moment is the winch engine moment, and the disturbing moment is the mass resistance moments of the elevator lifting mechanism. Adjustable variables are speeds of mass, the scheme include the force of internal viscous friction and the moment of elasticity. The analysis

shows that the influence of the magnitude of the logarithmic attenuation decrement, when it changes, leads to a slight change in the magnitude of the resonant peak. The presence of an undamped resonance at the frequency of free oscillations indicates a significant effect of electromechanical communication in the system. It is shown that an elevator electromechanical system with a traditional gear winch is predisposed to the occurrence of oscillatory phenomena, which is based on an analysis of the values of the electromechanical coupling coefficient and dynamic coefficient. When applying an adjustable control system, taking into account the specified criteria for optimal regulation, there is a need to increase the damping properties of the elements of the lifting mechanism, which is only possible by reducing the rigidity of the mechanical characteristics of the winch motor. The need to replace a two-speed asynchronous motor contradicts the idea of increasing the efficiency of traditional elevator winches only by introducing adjustable control systems without changing the structural part of the winch.

Key words: winch, lifting mechanism, elevator, control system, analysis of dynamic properties.

УДК 631.316.022

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.04

Шаніна З. М., Мартовицький Л. М., Глушко В. І.

Національний університет «Запорізька Політехніка»

ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ҐРУНТУ ЗУБЧАСТИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

***Анотація.** В процесі обробки (подрібнення) ґрунтів, в тому числі сільськогосподарських, відбувається складний динамічний процес взаємодії інструмента та суцільного ґрунту і його подрібнених частин. Аналіз осцилограм показує, що в абсолютній більшості процес подрібнення є стаціонарним випадковим процесом. Проведено спектральний аналіз коливальних процесів різних зубчастих органів під час обробки ґрунтів та запропонована кореляційна оцінка отриманих моделей*

***Ключові слова:** обробка ґрунтів, подрібнення ґрунтів, зубчасті робочі органи, динаміка процесу обробки, імовірно-випадкові процеси, дисперсія, кореляційна функція, частота, спектральна щільність.*

Постановка проблеми. Вихідним матеріалом вивчення роботи ґрунтообробного робочого органу в реальних умовах є осцилограми контрольованих величин. На сталому режимі роботи зубчастих робочих органів записи на осцилограмах можна характеризувати як стаціонарні випадкові процеси [1, 2]. Статистичні методи обробки цих записів дозволяють отримати ряд динамічних характеристик об'єкта, що використовують потім при аналізі роботи робочих органів ґрунтообробних машин в реальних виробничих умовах.

Загальне положення про вибір довжини реалізації в залежності від необхідної точності оцінок імовірнісних характеристик ґрунтується на тому, що математична статистика дозволяє отримати кількісну міру залежності оцінок від довжини реалізації. Але специфіка випадкових процесів, що спостерігаються при роботі зубчастих робочих органів як і інших ґрунтообробних робочих органів не допускає необмеженого збільшення довжини реалізації. При збільшенні довжини реалізації збільшується ймовірність отримання реалізації нестационарного процесу. Тобто може змінитися як математичне очікування, так і дисперсія процесу.

Аналіз останніх досліджень. В практиці вивчення і випробування сільськогосподарських мобільних агрегатів [1, 3, 4] при обробці осцилограм процесів обмежуються обчисленням середніх

показників параметрів і середньоквадратичних їх відхилень m_e . Проте оцінка характеристики процесів тільки по указаним значенням, як відомо, недостатня. Найбільш повною статичною характеристикою випадкового процесу є його кореляційна функція $R_x(t_1, t_2)$, що характеризує ступінь залежності між значеннями випадкової функції $x(t)$ в момент часу t_1 і t_2 . Для стаціонарних процесів суттєвою статичною характеристикою є спектральна щільність $s_x(\omega)$, що описує частотний склад кореляційної функції випадкового процесу.

Постановка задачі. Метою даної роботи є визначення кореляційної функції, що характеризує випадковий процес ґрунтоподрібнення зубчастими робочими органами та спектральної щільності цієї функції.

Виклад основного матеріалу. Аналіз процесів, що протікають при роботі сільськогосподарських агрегатів показав, що в абсолютній більшості вони є стаціонарними в широкому сенсі, тобто математичне очікування і дисперсія постійні, а кореляційна функція залежить тільки від різниці моментів часу $t_2 - t_1 = \tau$.

$$R_x(t_1 - t_2) = R(t_2 - t_1) = R(\tau) \quad (1)$$

В першому наближенні випадкові процеси при роботі ґрунтообробних агрегатів у сталих режимах можуть бути віднесені до категорій стаціонарних з властивостями ергодичності. Тому вихідним матеріалом для обчислення кореляційної функції $R_x(\tau)$ і спектральної щільності $s_x(\omega)$ може служити одна реалізація (осцилограма) випадкового процесу $x(t)$, отримана за достатньо тривалий період часу T .

При визначенні необхідного числа n вимірів для достатньо надійного обчислення математичного очікування і кореляційної функції рекомендується виходити з умови, що в інтервалі довжиною один період найбільш високоякісної гармоніки розміщується не менше 10 точок досліджуваної випадкової функції. При цьому найбільш допустиме число (число, що визначає величину зсуву по осі абсцис) не повинно перевищувати чверті числа n , а інтервал запису T повинен бути достатньо великим для того, щоб кореляційна функція обчислювалася по формулі (2) і була близька до нуля для всіх m близьких до $\frac{1}{4}n$. Рекомендується брати тривалість реалізації в залежності від числа $m_{\max}$. Кількість точок кривої кореляційної функції, можна визначити по формулі (3)

$$m_{\max} = \frac{\tau_{\max}}{\Delta t}, \quad (2)$$

де Δt - крок квантації.

Тривалості реалізації T провідні вчені рекомендують брати в межах [3] та [4] відповідно

$$T = 10\tau_{\max}; \quad (3)$$

$$T = 4\tau_{\max}. \quad (4)$$

При визначенні мінімально допустимої тривалості реалізації T можна користуватися умовою (4) при необхідності більш точного визначення характеристик випадкової функції слід користуватися умовою (3).

Кореляційна функція $R_x(\omega)$ стаціонарного випадкового процесу є математичним очікуванням множини ординат випадкової функції в момент часу $(t + \tau)$, тобто

$$R_x(\tau) = M[x(t) - x(t + \tau)]. \quad (5)$$

Визначивши $R_x(\tau)$ як середнє за часом T , маємо

$$R_x(\tau) = \lim \frac{1}{2T} \int_{-T}^T x(t)x(t + \tau)dt, \quad (6)$$

де T - тривалість запису реалізації.

Так як експеримент проводиться за обмежених проміжків часу T , вихідною наближеною формулою для обчислення $R_x(\tau)$ буде

$$R_x(\tau) = \lim \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t + \tau)dt. \quad (7)$$

Зв'язок спектральної щільності з кореляційною функцією здійснюється косинусперетворенням Фур'є

$$s(\omega) = \frac{\pi}{2} \int_0^{\infty} R(\tau) \cos \omega \tau d\tau. \quad (8)$$

Отримані при тензометруванні осцилограми показують, що процес зміни тягового опору зубчастих робочих органів має вид безперервних випадкових коливань відносно середнього значення, тобто коливань різної частоти. Частота і розмах коливань залежать від стану ґрунту і характеру взаємодій з ним робочого органу.

Якщо в процесі зміни тягового опору переважають коливання з переважною частотою і амплітуди, то такий процес є упорядкованим, що протікає з певною закономірністю. Якщо ж переваги будь-яких частот не спостерігається, то процес зміни тягового опору набуває характер, так званого, «білого шуму».

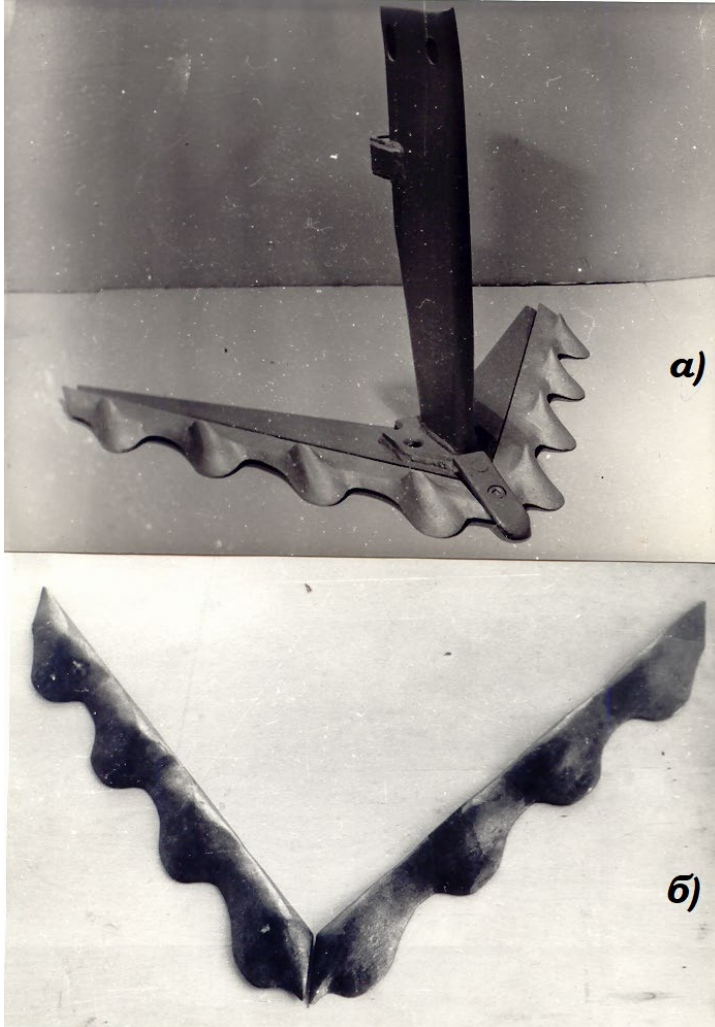
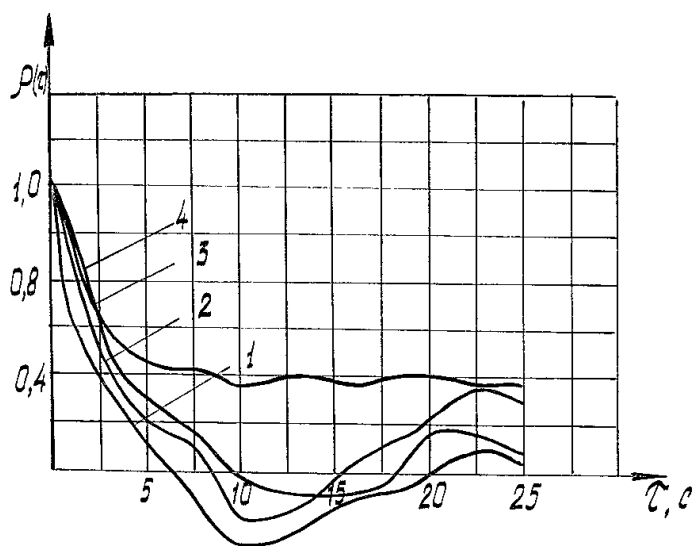


Рисунок 1 – Новий зубчастий робочий орган а)
та його ріжуча частина б)

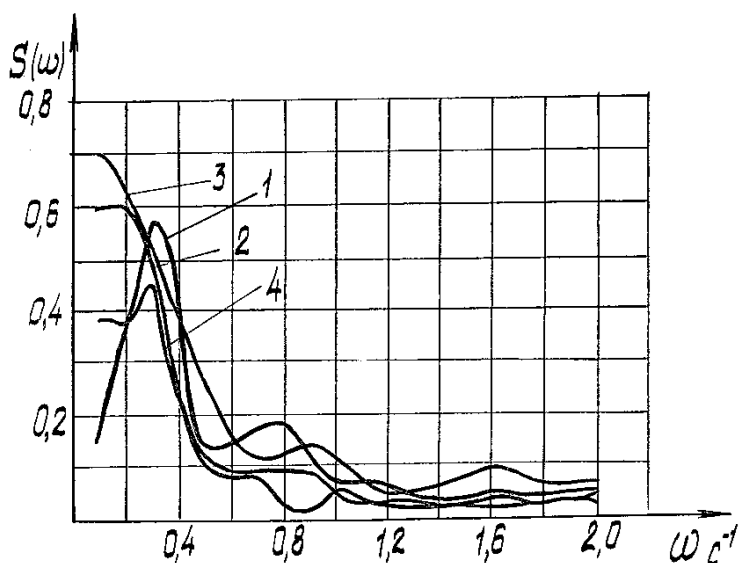
В результаті обробки ряду реалізацій при експериментальному дослідженні роботи одного нового (рис.1), трьох серійних зубчастих

робочих органів були отримані нормовані кореляційні функції (рис.2) і побудовані криві спектральної щільності (рис.3) для чотирьох типів зубчастих робочих органів.



1, 2, 3 – запропоновані нові типи робочих органів;
4 – серійний робочий орган

Рисунок 2 – Нормована кореляційна функція для різних типів зубчастих робочих органів



1, 2, 3 – запропоновані нові типи робочих органів;
4 – серійний робочий орган

Рисунок 3 – Спектральна щільність для різних типів зубчастих робочих органів

З теорії випадкових функцій відомо, що чим більше «упорядкованим» є випадковий процес, тим кореляційна функція спадає повільніше, а крива спектральної щільності має виражений максимум на інтервалі переважаючих частот, тобто витягується вгору, стискаючись горизонтально. Якщо ж випадковий процес має характер «білого шуму», то значення кореляційної функції дуже швидко згасає, а спектральна щільність має вид лінії паралельної вісі зміни частоти коливань.

Характер отриманих кривих $R(\tau)$ і $s(\omega)$ дозволяє зробити деякі висновки про особливості коливань тягових опорів зубчастих робочих органів. Графіки нормованих кореляційних функцій вказують на ергодичність процесу, так як $R(\tau)$ прямує до нуля при $\tau \rightarrow \infty$. Згасання кривих свідчить про наявність в процесі прихованих періодичних складових з випадковими, що проявляється при роботі зубчастих робочих органів. Аналіз кореляційних функцій показує, що зубчасті робочі органи мають стійкі коливання.

Порівняно з кривими кореляційної функції криві спектральної щільності не дають нової інформації про випадковий процес, але в зв'язку з переходом із часової області в частотну вони наочно розкривають внутрішню структуру випадкового процесу. Розташування максимумів спектрів в області частот до $2...3$ рад/с при $V = 1 м/с$ є характерним для ґрунтообробних робочих органів. При швидкості руху $V = 1,46 м/с$ максимумами спектрів знаходяться в діапазоні $\omega = 0,5$ 1/с. Цей діапазон частот при невисоких швидкостях руху складає, в основному, дорезонансну область для коливальних систем, власна частота коливань яких дорівнює $f_0 = \omega_i / 2\pi \leq 3...4$ 1/с.

Зниження тягового опору, що спостерігається при роботі зубчастих робочих органів можна пояснити тим, що міжзубчастий простір ріжучої частини лемеха рухається в тріщинах ґрунту, утворених виступом зуба. Тому витрати енергії на руйнування ґрунтового пласту зменшуються, що в свою чергу приводить до зниження енергомісткості процесу.

Висновки.

1. Графіки нормованих кореляційних функцій вказують на ергодичність коливального процесу, який є при обробці ґрунту зубчастими робочими органами. При цьому мають місце приховані періодичні, а також випадкові складові коливань.

2. Спектральний діапазон коливань зубчастих органів при обробці ґрунтів є дорезонансним.

Список використаної літератури

1. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментальных исследований и обработка опытных данных. – М. 1967.
2. Свешников А.А. Прикладные методы теории случайных функций. – М.: Наука. 1968.
3. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. Л.: Колос, 1970.
4. Пугачев В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления. – 3-е изд., испр. – М., Физматгиз. 1962.
5. Пугачев В.С. Основы теории вероятностей и математической статистики. – М.: Наука, 1979.

EVALUATION OF DYNAMIC CHARACTERISTICS TO THE PROCESS OF TREATMENT OF RUNTU WITH TOOTH PARTS

Shanina Z. M., Martovyts'kyi L. M., Hlushko V. I.
Zaporizhzhia Polytechnic National University

Abstract. In the process of processing (grinding) soils, including agricultural soils, there is a complex dynamic process of interaction between the tool and the solid soil and its crushed parts. Analysis of the waveforms shows that in the vast majority of the grinding process is a stationary random process. Spectral analysis of oscillatory processes of different gear tools during soil processing is performed and correlation estimation of the obtained models is proposed

Keywords: soil treatment, soil grinding, toothed working bodies, dynamics of the treatment process, probability-random processes, dispersion, correlation function, frequency, spectral density.

УДК 621.87

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.05

Ткачов О. А., Ткачов А. В.

Одеський національний політехнічний університет

ВПЛИВ ХАРАКТЕРУ ДІЇ ЗОВНІШНЬОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ЖОРСТКІСТЬ ГОЛОВНИХ БАЛОК МОСТОВИХ КРАНІВ

Анотація. В даній роботі розглядаються питання, які пов'язані з підвищенням несучої здатності прольотних балок кранів мостового типу методом попереднього напруження. Розв'язок задачі полягає у використанні нового схемного рішення по розвантаженню головних балок крана та дослідженню їх статичної жорсткості за будь-якого місця тимчасового навантаження. Наведена математична модель мостового крана із заздалегідь напруженими балками, яка базується на загальній теорії стійкості пружних систем. В даній роботі були отримані рівняння кривої прогинів цієї балки, які дозволили розглянути та проаналізувати вплив ексцентрично подовжніх сил на її напружено-деформований стан. За результатами отриманих рівнянь було проведено дослідження статичної жорсткості головної балки в залежності від характеру дії зовнішнього тимчасового навантаження.

Аналіз отриманих результатів виявив, що використання запропонованого схемного рішення дозволяє до мінімуму зменшити вигини прольотної будівлі при знаходженні візка з вантажем над опорою. Крім того, виявлено, що при роботі мостового крана з вантажем у середині прольоту прогини прольотної будови не виходять за межі регламентованих прогинів звичайного кранового моста. Що позитивно впливає на деформаційний стан головної балки та полегшує роботу крана в цілому.

Отримані у даній роботі результати можуть бути у подальшому використані для модернізації кранів з метою підвищення їх вантажопідйомності, поширення терміна їх служби без демонтажу, а також для вдосконалення існуючих конструкцій та інженерних методів розрахунку як на стадіях їх проектування, так і в умовах реальної експлуатації.

Ключові слова: мостовий кран, несуча здатність, попереднє напруження, головні балки, статична жорсткість, деформаційний стан.

Постановка проблеми. В кранах мостового типу з підвищеною несучою здатністю прольотні попередньо-напружені головні балки

одержують вигін, зворотний направленню прогину від навантаження. Такі балки мають меншу площу перетину і, відповідно, менший момент інерції. Узагальнене зусилля, що розвантажує крановий міст не залежить від положення зовнішнього навантаження та його величини. Внаслідок чого вони більш деформаційні ніж звичайні кранові мости та мають ряд істотних недоліків [1-3]. Особливо негативним недоліком є випадок, коли рухомий візок з вантажем знаходиться над опорою або біля неї. При цьому зворотні вигини попередньо-напруженого моста значно зростають і можуть перевищувати допустимі прогини балки [4]. Зменшення величини вигину значно покращило б умови роботи прольотної балки та крану в цілому. Тому питання, пов'язані з дослідженням деформованої поведінки кранового моста відповідно до реальних умов його роботи, є актуальними. Так як на кранову балку одночасно діють ексцентрично подовжні сили та поперечне навантаження, то деформовану поведінку кранового моста може бути досліджено шляхом розгляду кривої прогинів цієї балки. Крім того, величина вигинів головної балки в залежності від положення та закону зміни зовнішнього навантаження повинна регламентуватися.

Аналіз публікацій по темі досліджень. Проведений аналіз публікацій показує [1, 5-7], що в конструктивних та розрахункових схемах мостових кранів з попередньо напруженими головними балками осьові ексцентричні сили S завжди знаходяться на одній лінії дії - лінії розташування затяжки. Внаслідок чого, в місцях кріплення анкерних пристроїв на балку діють згинальні моменти однієї величини, що негативно впливає на її деформовану поведінку і приводить до значних її вигинів при відомих випадках розташування рухомого робочого навантаження. Крім того, розрахунковий прогин головної балки визначається як різниця прогинів від дії поперечних сил та прогином (вигином) балки від дії подовжніх зусиль попереднього напруження та самонапруження в затяжці. Звернемо увагу, що попередньо напружені балки відносяться до систем, які не підпорядковуються принципу суперпозиції. Тому такий підхід для визначення прогинів (вигинів) не завжди буде коректним, а розрахунок деформацій може дати тільки приблизні результати, який неможливо використовувати при дослідженні.

Мета даного дослідження. Мета роботи полягає в пропонуванні та обґрунтуванні нових конструктивних рішень по розвантаженню попередньо напружених кранових мостів, які зменшують вигини прольотних балок в залежності від характеру дії зовнішнього навантаження. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) побудувати, для запропонованого схемного рішення, математичну модель мостового крана із заздалегідь напруженими головними балками; 2) розглянути та проаналізувати вплив ексцентрично подовжньої сили на деформовану

поведінку головної балки; 3) провести дослідження по деформаційному стану кранового моста відповідно до умов його роботи; 4) провести аналіз отриманих результатів.

Виклад основного матеріалу. Запропонована для дослідження конструктивна та розрахункова схеми мостового крана наведені на рис.1. Анкерні блоки з запасованим на них вантажним канатом розташовані на різних відстанях h_1 та h_2 від лінії прикладання ексцентрично подовжньої сили S до нейтральної вісі згину балки. Внаслідок чого в місцях кріплення анкерних пристроїв, відповідно, на лівому та правому кінцях балки, діють зосереджені, протилежні за знаком від робочого навантаження F , моменти M_1 та M_2

$$M_1 = h_1 S,$$

$$M_2 = h_2 S.$$

З рис. 1 видно, що $h_1 > h_2$, внаслідок чого і $M_1 > M_2$. Це дозволяє зменшити, при мінімальних конструктивних змінах, величину розвантажувальних моментів у порівнянні зі звичайною заздалегідь напруженою прольотною балкою. В наслідок чого, при знаходженні навантаження над опорою вигини кранового моста будуть зменшені. Крім того, при роботі вантажу в прольотній частині крану прогини головної балки збільшуються. Позитивним використанням цієї схеми можна було би вважати, коли деформації балки не виходили би за межі прогинів від робочого навантаження звичайного моста крана. Це питання може бути досліджено шляхом розгляду математичного моделювання прольотної балки за допомогою рівнянь її кривих деформацій. При побудові математичної моделі вважаємо, що усі елементи крана тверді тіла, балка працює в пружній стадії, опирається на ідеальні шарніри, згин її здійснюється в площині підвісу вантажу. Тоді, враховуючі відомі з теорії стійкості пружних систем [8] вирази кривих деформацій балки при подовжньо-поперечному згину, отримаємо диференційні рівняння стрілки прогинів для лівої частині балки при $0 \leq x \leq (L - \rho)$

$$EI \frac{d^2 f_1}{dx^2} = -\frac{F\rho}{L}x - f_1 S + M_1$$

Аналогічно, для правої частини балки, при $L \geq x \geq (L - \rho)$, відповідне диференційне рівняння має вигляд

$$EI \frac{d^2 f_2}{dx^2} = -\frac{F(L - \rho)(L - x)}{L} - f_2 S + M_2,$$

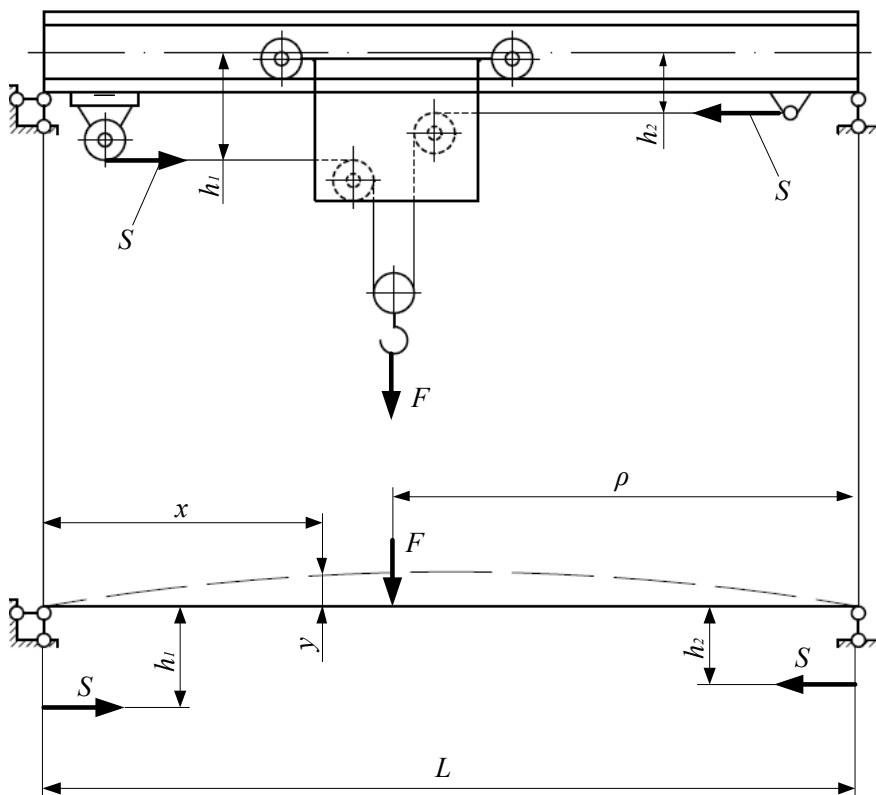


Рис. 1

де EI - згинальна жорсткість прольотного моста в площині підвісу вантажу; L - довжина балки; x - поточна координата місця визначення прогинів або вигинів f_1 та f_2 ; ρ - відстань від правої опори балки до місця дії поперечного навантаження F ; S - ексцентрична стискувальна сила.

Для спрощення позначимо:

$$z^2 = \frac{S}{EI}$$

Тоді, вище приведені диференційні рівняння будуть мати вигляд, для ділянки $0 \leq x \leq (L - \rho)$

$$\frac{d^2 f_1}{dx^2} + z^2 f_1 = -\frac{F\rho}{L}x + z^2 h_1.$$

Для ділянки $L \geq x \geq (L - \rho)$

$$\frac{d^2 f_1}{dx^2} + z^2 f_2 = -\frac{F(L - \rho)}{L}(L - x) + z^2 h_2$$

Повні інтеграли цих рівнянь мають вигляд, відповідно

$$f_1 = C_1 \cos zx + C_2 \sin zx + f_1^*$$

$$f_2 = C_3 \cos zx + C_4 \sin zx + f_2^*,$$

де f_1^*, f_2^* - частинні рішення диференціальних рівнянь

$$f_1^* = -\frac{F\rho x}{SL} + h_1, \quad f_2^* = -\frac{F(L-\rho)(L-x)}{SL} + h_2$$

Постійні інтегрування C_1, C_3 визначим з умов на кінцях балки, де прогини дорівнюють нулю:

$$(f_1)_{x=0} = 0, \quad \text{тоді} \quad C_1 = -h_1,$$

$$(f_2)_{x=L} = 0, \quad \text{тоді} \quad C_3 = -C_4 \operatorname{tg} zL - \frac{h_2}{\cos zL}$$

Постійна інтегрування C_2 була знайдена з наступної умови - в місці дії сили F обидві ділянки кривої деформації балки, які визначені відповідно вищенаведеними рівняннями, мають однаковий прогин

$$(f_1)_{x=L-\rho} = (f_2)_{x=L-\rho}$$

Тоді,

$$C_1 \cos z(L-\rho) + C_2 \sin z(L-\rho) - \frac{F\rho}{SL}(L-\rho) + h_1 = C_3 \cos z(L-\rho) + \\ + C_4 \sin z(L-\rho) - \frac{F\rho}{SL}(L-\rho) + h_2$$

Звідкіля маємо

$$C_2 = \frac{1}{\sin z(L-\rho)} ((\sin z(L-\rho) - \operatorname{tg} zL \cdot \cos z(L-\rho))C_4 + \\ + h_2(1 - \frac{\cos z(L-\rho)}{\cos zL}) + h_1(\cos z(L-\rho) - 1))$$

Для спрощення позначимо

$$A = \sin z(L-\rho) - \operatorname{tg} zL \cdot \cos z(L-\rho),$$

$$B = h_2(1 - \frac{\cos z(L-\rho)}{\cos zL}) + h_1(\cos z(L-\rho) - 1)$$

Тоді, вираз для визначення постійної інтегрування C_2 буде мати наступний остаточний вигляд

$$C_2 = \frac{C_4 A + B}{\sin z(L-\rho)}$$

Постійна інтегрування C_4 знайдена з умови, що обидві ділянки кривої деформації моста крана мають спільну дотичну

$$(f_1')_{x=L-\rho} = (f_2')_{x=L-\rho}$$

Тоді

$$-zC_1 \sin z(L-\rho) + zC_2 \cos z(L-\rho) - \frac{F\rho}{SL} = -zC_3 \sin z(L-\rho) + \\ + zC_4 \cos z(L-\rho) + \frac{F(L-\rho)}{SL}$$

Звідкіля маємо

$$C_4 = \frac{\sin z(L-\rho)(\frac{h_2}{\cos zL} - h_1) - Bctgz(L-\rho) + \frac{F}{zS}}{Actgz(L-\rho) - tgzL \sin z(L-\rho) - \cos z(L-\rho)}$$

Після підставлення постійних інтегрування $C_1 - C_4$ у відповідні рівняння та отримаємо наступні вирази для двох ділянок кривої прогинів кранового моста.

Для ділянці $0 \leq x \leq (L-\rho)$

$$f_1 = A(\frac{\sin z(L-\rho)(\frac{h_2}{\cos zL} - h_1) - Bctgz(L-\rho) + \frac{F}{zS}}{Actgz(L-\rho) - tgzL \sin z(L-\rho) - \cos z(L-\rho)} + B)(\frac{\sin zx}{\sin z(L-\rho)}) + \\ + h_1(1 - \cos zx) - \frac{Fx\rho}{SL}, \quad (1)$$

Для ділянці $L \geq x \geq (L-\rho)$

$$f_2 = \frac{(\sin z(L-\rho)(\frac{h_2}{\cos zL} - h_1) - Bctgz(L-\rho) + \frac{F}{zS})(\sin zx - tgzL \cos zx)}{Actgz(L-\rho) - tgzL \sin z(L-\rho) - \cos z(L-\rho)} + \\ + h_2(1 - \frac{\cos zx}{\cos zL}) - \frac{F(L-\rho)(L-x)}{SL}, \quad (2)$$

За отриманими виразами були проведені відповідні дослідження деформаційного стану головної балки, геометричні характеристики перерізу якої відповідають двотавру №24М, ДСТ 19425, [9]. Прольот балки – $L=10,5$ м, діючи поперечні навантаження – $0,5$ т; $0,63$ т; $1,0$ т, що відповідають рекомендованим для даного прольоту і номеру профілю двотавра вантажопідйомностям мостових кранів. Результати розрахунків наведені у таблиці 1 у вигляді відносних прогинів $f/[f]$ головної балки для групи режиму роботи 4К, з допустимим значенням відносних прогинів – $[f/L] = 2 \cdot 10^{-3}$.

Таблиця 1. – Умовні прогини головної балки

$\frac{F_i}{S_i}$	Місце дії F_i , $\rho = L_i$	Вантажопідйомність F_i, m					
		$F_1 = 0,5$		$F_2 = 0,63$			
		$h_1 = h_2$	$h_1 \neq h_2$	$h_1 = h_2$	$h_1 \neq h_2$	$h_1 = h_2$	$h_1 \neq h_2$
$L = 10,5 \text{ м}$							
$\frac{F_i}{1}$	$0,5L$	0,38	0,44	0,58	0,6	0,96	0,99
	L	-0,12	-0,06	-0,12	-0,06	-0,12	-0,06
$\frac{F_i}{1,25}$	$0,5L$	0,36	0,41	0,55	0,58	0,92	0,96
	L	-0,17	-0,12	-0,17	-0,12	-0,17	-0,12
$\frac{F_i}{1,5}$	$0,5L$	0,35	0,39	0,52	0,56	0,88	0,94
	L	-0,20	-0,16	-0,20	-0,16	-0,20	-0,16
$\frac{F_i}{1,75}$	$0,5L$	0,29	0,34	0,45	0,52	0,85	0,9
	L	-0,25	-0,18	-0,25	-0,18	-0,25	-0,18
$\frac{F_i}{2}$	$0,5L$	0,28	0,33	0,4	0,48	0,8	0,85
	L	-0,3	-0,23	-0,3	-0,23	-0,3	-0,23

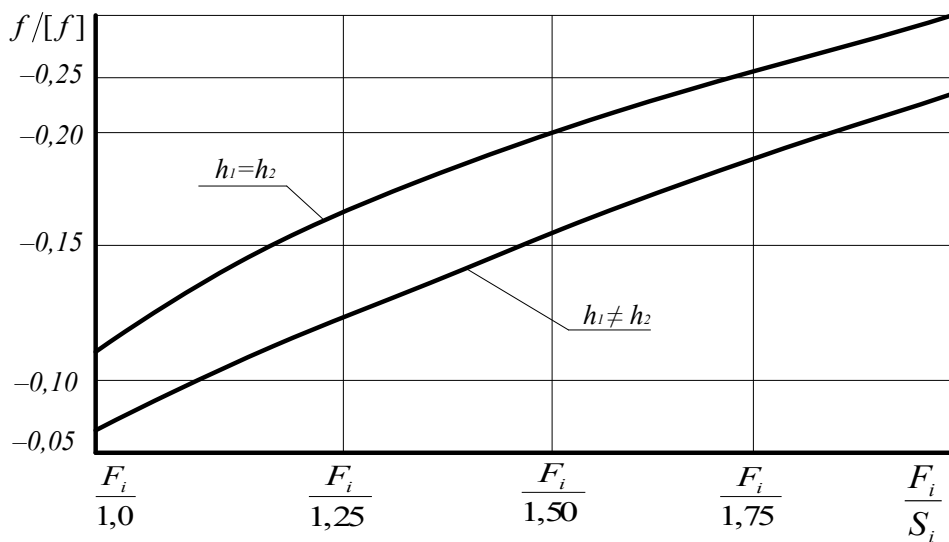


Рис. 3

Аналіз отриманих результатів виявив, що при відношенні діючих на балку сил $F/S \geq 1,5$ використання запропонованого схемного рішення дозволяє до мінімуму зменшити вигини прольотної балки при знаходженні візка з вантажем над опорою. Наприклад, рис. 3 показує, що при розташуванні ексцентрично стискувальних сил S_1, S_2 на різних відстанях ($h_1 \neq h_2$) від нейтральної вісі, вигини балки зменшуються на

(50-70)% у порівнянні з випадком коли ці сили S_1, S_2 діють на одній лінії ($h_1 = h_2$), що дуже позитивно впливає на деформований стан прольотного моста.

На рис. 4 представлені криві прогинів цієї же балки при роботі крана з вантажем у середині прольоту. Де, при відношенні сил $F/S = 2$ наведені наступні прогини: 1.1 ($h_1 = h_2$), 1.2 ($h_1 \neq h_2$) - $F = 0,63 \text{ m}$, 1.3 ($h_1 = h_2$), 1.4 ($h_1 \neq h_2$) - $F = 1,0 \text{ m}$; при відношенні $F/S = 1,5$: 2.1 ($h_1 = h_2$), 2.2 ($h_1 \neq h_2$) - $F = 0,63 \text{ m}$, 2.3 ($h_1 = h_2$), 2.4 ($h_1 \neq h_2$) - $F = 1,0 \text{ m}$; 3.1, 3.2 – прогини звичайної прольотної балки без розвантажувальних пристроїв, відповідно для $F = 0,63 \text{ m}$ $F = 1,0 \text{ m}$.

Аналіз рис. 4 показує, що при розташуванні ексцентрично стискувальних сил S_1, S_2 на різних відстанях ($h_1 \neq h_2$) від нейтральної вісі, прогини балки зростають на (15-25)% у порівнянні з випадком коли $h_1 = h_2$. Але, ці деформації балки не виходять за межі прогинів від тимчасового навантаження F звичайного моста. Це позитивно впливає на деформаційний стан головної балки та полегшує роботу крана в цілому.

Вирази (1), (2) можна використовувати і при виконанні інших задач. Наприклад, при дослідженні пружного стану кранового моста. Для цього достатньо їх два рази диференціювати для отримання рівнянь згинальних моментів

$$M_{32,1} = -EI \frac{d^2 f_1}{dx^2}, \quad M_{32,2} = -EI \frac{d^2 f_2}{dx^2}.$$

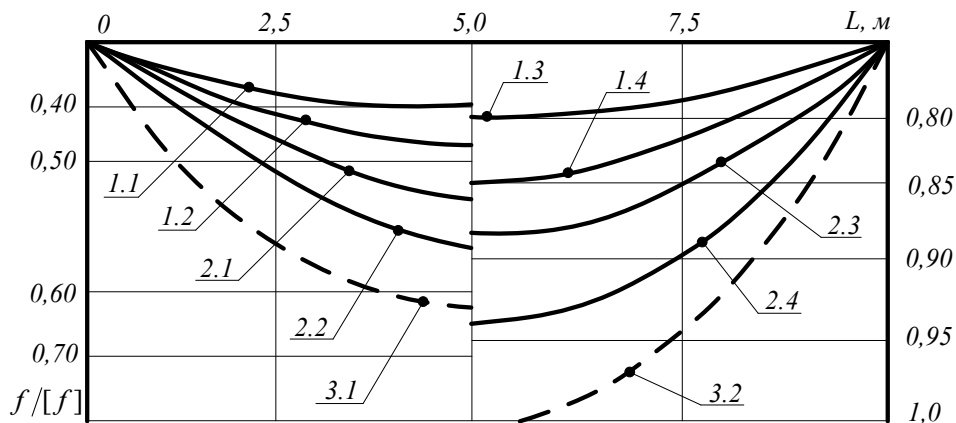


Рис.4

Висновки. Таким чином, було запропоновано та досліджено конструктивне рішення по розвантаженню попередньо напружених кранових мостів. Його використання дозволяє суттєво зменшити

деформації прольотних балок у порівнянні зі звичайними попередньо напруженими мостами та полегшити роботу крана в цілому. Отримані у даній роботі результати можуть бути у подальшому використані для модернізації кранів з метою підвищення їх вантажопідйомності, поширення терміна їх служби без демонтажу, а також для вдосконалення існуючих конструкцій та інженерних методів розрахунку при проектуванні і в умовах реальної експлуатації

Список використованної літератури

1. Беленя Є.І. Металеві конструкції / Є.І. Беленя, Н.Н. Стрелецький, Г.С. Веденіков, Л.В. Клепіков, Т.Н. Морачевський. – М.: Стройиздат, 1991.-687 с.
2. Баженов В.А. Будівельна механіка та металеві конструкції / Баженов В.А., Дащенко О.Ф., Коломієць Л.В., Ухов О.В. – Одеса: Астропринт, 2001. – 432 с.
3. Ухов О.В. Конструктивно-технологические способы разгрузки пролетных строений кранов мостового типа / О.В. Ухов, В.Ф. Семенюк, Б.С. Номерованный, А.В. Ткачов; Одес. гос.политехн.ун-т. – Одесса, 1994. – 16 с. – Деп. в ГНТБ Украины 20.07.94, №1367-Ук 94.
4. Ткачов А.В. Использование малых кратностей стяжных полиспастов при многоступенчатой разгрузке кранового моста / А.В. Ткачов, О.В. Ухов. Праці Одеського політехнічного університету. 1996. Вип.1. С. 40-43.
5. Чебровский, А. А. Напряженно-деформированное состояние балок, предварительно напряженных изгибом тавра / А. А. Чебровский // Ученые заметки ТОГУ : электронное науч. изд. / Тихоокеанский государственный университет. – Хабаровск, 2013. – Т. 4, № 4. - с. 1593–1601.
6. Ткачов А.В. Уточнений розрахунок жорсткості заздалегідь-напружених балок мостових кранів. / А.В. Ткачов, О.В. Ухов, О.Т. Озернюк. Праці Одеського політехнічного університету. 1997. Вип.1. С. 92-93.
7. Ухов О.В. Підвищення жорсткості кранових балок / О.В. Ухов, А.В. Ткачов, Б.С. Номерованный. Праці Одеського політехнічного університету. 1998. Вип.1 (5). С. 98-101.
8. Тимошенко С.П. Устойчивость упругих систем. – М., ГИТТЛ, 1955. – 567с.
9. Мартовицький Л.М., Глушко В.І. Курсове проектування металоконструкцій: Навч. посібник / Л.М. Мартовицький, В.І. Глушко. – Запоріжжя: Кругозір, 2016.- 418 с.

INFLUENCE NATURE EXTERNAL LOAD INFLUENCE ON THE RIGIDITY OF MAJOR BEAMS

Tkachov A. V., Tkachov O. A.
Odessa National Polytechnic University

Abstract. This paper addresses issues related to the load-bearing capacity of pre-tensioned bridge cranes. The solution is to use a new circuit solution to unload the main beams of the crane and to study their static rigidity at any place of temporary loading. A mathematical model of a bridge crane with prestressed beams is presented, which is based on the general theory of stability of elastic systems. In this paper, we obtained equations of the curve of deflections of this beam, which allowed us to consider and analyze the influence of eccentrically longitudinal forces on its stress-strain state. According to the results of the obtained equations, the study of the static stiffness of the main beam, depending on the nature of the external temporary load.

An analysis of the results revealed that the use of the proposed circuit solution minimizes the curvatures of the overhead structure when finding a trolley with a load above the support. In addition, it was found that when working a bridge crane with cargo in the middle of the span, the deflections of the span structure do not go beyond the regulated deflections of a conventional crane bridge. This has a positive effect on the deformation state of the main beam and facilitates the operation of the crane as a whole.

The results obtained in this work can be further used to upgrade cranes to increase their load capacity, extend their service life without dismantling, as well as to improve existing structures and engineering calculation methods both during their design stages and under actual operating conditions.

Keywords: bridge crane, load carrying capacity, previous stresses, main beams, static stiffness, deformation state.

УДК 621.867

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.06

¹Пасіка В. Р., ¹Малащенко В. О., ²Коруняк П. С.¹Національний університет "Львівська політехніка"²Львівський аграрний національний університет

ПРОЕКТУВАННЯ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ ІЗ РОЗШИРЕНИМИ ФУНКЦІОНАЛЬНИМИ МОЖЛИВОСТЯМИ

Анотація. Запропоновано структурну схему опори вантажонесучої вітки стрічкових конвеєрів з метою розширення їх функціональних можливостей, зокрема для одночасного транспортування і перемішування суміші. Це досягається зміною форми стрічки на опорах конвеєра за допомогою важільного чотириланкового механізму. У результаті кінематичного синтезу отриману систему трьох нелінійних тригонометричних рівнянь для визначення таких геометричних розмірів механізму, при яких форма стрічки матиме заданий вигляд. Для уникнення чисельного розв'язку системи, запропоновано простий і досить точний інженерний спосіб кінематичного синтезу механізму зміни форми стрічки конвеєра для перемішування суміші.

Ключові слова: стрічкові конвеєри, перемішування, сипкі матеріали, кінематичний синтез, важільні механізми.

Постановка проблеми. Високопродуктивна робота сучасного підприємства вимагає правильно організованих і надійно працюючих засобів промислового транспорту. Транспортуючі машини безперервного транспорту є важливими і відповідальними ланками виробничого процесу, від дії яких багато в чому залежить успіх його роботи. Стрічкові конвеєри як засоби безперервного транспортування широко використовуються для транспортування насипних і штучних вантажів у різних галузях промисловості, будівництві, сільському господарстві, а також для виконання технологічних операцій (сушіння, зволоження, сортування, тощо) [1, 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструкції стрічкових конвеєрів як загального, так і спеціального призначення, включають притаманні їм основні механізми та пристрої різного конструктивного виконання, зокрема і роликоопори [1, 2, 3, 4]. Функціональне призначення роликів опор може бути різноманітним і в основному визначається видом вантажу, що транспортується.

Специфіка сучасного виробництва та задачі, які стоять перед ним потребує такого обладнання, яке уможлиблює виконання різноманітних технологічних операцій, було б “гнучким” зі зміною виробництва та забезпечувало максимальний коефіцієнт використання.

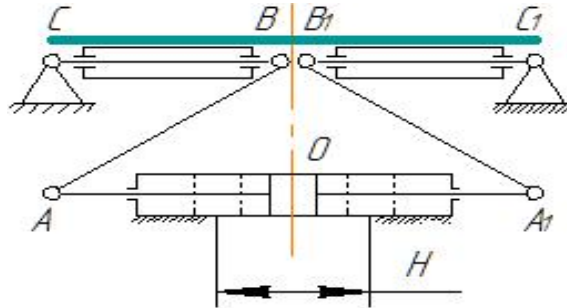


Рисунок 1 – Структурна схема опори вантажонесучої вітки

Для розширення функціональних можливостей стрічкових конвеєрів присвячені роботи [5, 6, 7]. В них запропонована конструкція, яка уможлиблює більш ефективне використання стрічки за шириною, а також швидкого переналагоджування її для транспортування з одного виду вантажу на інший (наприклад, сипкого на штучний) і навпаки.

Постановка завдання. Тому, подальші дослідження були скеровані до розширення технологічних можливостей стрічкових конвеєрів.

Виклад основного матеріалу. Аналізуючи роботу цих конвеєрів, типи їх остовів та опор, запропонована конструкція опори для вантажонесучої вітки (рис. 1). Ефект від використання даного пристрою полягає у тому, що ролики опори встановлюються на ланках спареного важільного механізму. Завдяки переміщенню поковзня гідроприводу і зміни положення ланок механізму можна змінювати форму поперечного перерізу стрічки, зсуваючи вантажний потік з одного боку на інший і навпаки. Такий ефект можна використати під час сушіння або ж сортування рухомого сипкого матеріалу (суміші).

У випадку використання роздільного гідроприводу можна реалізувати однакове верхнє положення роликів або нижнє. За першим варіантом на даній ділянці відбувається розвантаження конвеєра, а за другим – ефективне транспортування сипкого матеріалу.

Таким чином, змонтувавши конвеєр з окремих секцій, оснастивши його допоміжними пристроями (наприклад, пружні пристрої для запобігання висипання матеріалу зі стрічки) можна запропонувати ефективне транспортно-технологічне обладнання. Слід зауважити, що привід може бути як гідравлічним, так і пневматичним

або ж механічним з роздільним налаштуванням певної групи опор (за призначенням).

Далі пропонуємо інженерно-конструкторський підхід до проектування конвеєра шляхом кінематичного синтезу механізму одного з варіантів зміни форми його стрічки для перемішування суміші під час її транспортування.

На рис. 2 наведено механізм зміни форми стрічки у різних положеннях.

Механізм містить шток $OA(OA_1)$ з поршнем, гонок $AB(A_1B_1)$ і коромисло $BC(B_1C_1)$. У горизонтальному положенні стрічки (рис. 2а) механізм симетричний відносно вертикальної осі. При переміщенні штока з поковзнем управо (рис. 2б), ліва частина стрічки під дією коромисла BC вигинається уверх, а права – униз. При цьому коромисла BC і B_1C_1 повертаються на однаковий кут проти ходу стрілки годинника. При переміщенні поршня зі штоком уліво (рис. 2в) стрічка і коромисла займають положення навпаки.

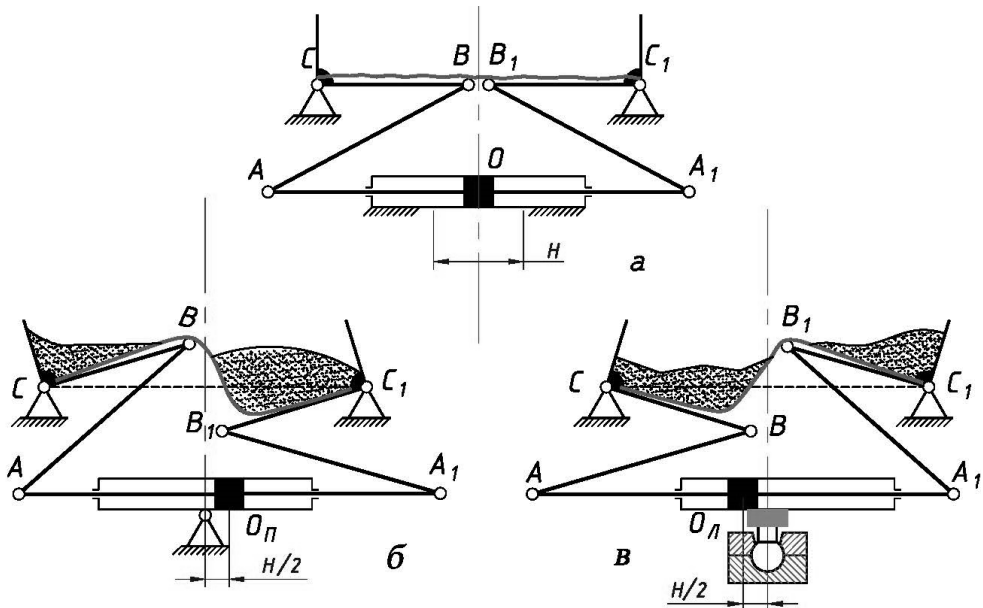


Рисунок 2 Схеми можливих форм стрічки транспортера під час транспортування суміші

а – для транспортування, б і в – для одночасного транспортування і перемішування

Кріплення циліндра до стояка можна виконати теж по-різному. Так на рис. 2а циліндр жорстко прикріплений, на рис. 2б кінематичною парою V класу, що забезпечує невеликі коливання у площині рисунка, а на рис. 2в – кінематичною парою III класу, що дозволяє незначні коливання циліндра відносно трьох осей. Згідно формули Малишева [8] лише у третьому варіанті (рис. 2в) механізм матиме рухомість

$$W = 6n - \sum_{i=1}^5 ip_i = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 4 - 3 = 1,$$

де n – кількість рухомих ланок, p_i – кількість кінематичних пар i класу.

За формулою Малишева для варіанта (рис. 2б) $W = -1$, а для варіанта (рис. 2а) – $W = -2$. Очевидно [9], що у третьому варіанті механізм працюватиме без додаткових внутрішніх зусиль, оскільки не матиме надлишкових в'язей (статичної невизначеності). При цьому, щоб перемістити шток, необхідно буде затратити меншу силу.

Завданням даної статті є синтез таких геометричних розмірів механізму, які б при переміщенні повзуна на задану величину $x = \pm H/2$ забезпечили б поворот коромисла на заданий кут $\varphi_3 = \pm \varphi_{3\Sigma}/2$.

Оскільки механізм симетричний, то розглянемо (наприклад) ліву його частину при переміщенні штока управо на величину $H/2$ (рис. 3).

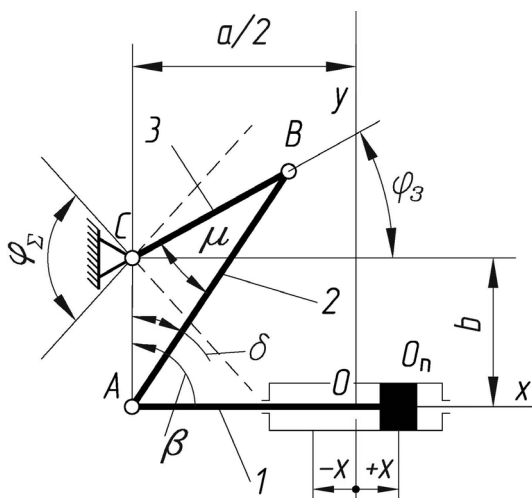


Рисунок 3 – Положення механізму при переміщенні поршня управо

Довжину коромисла $l_3 = l_{BC}$, базові віддалі a і b уважаємо відомими, оскільки ці параметри визначатиме конструктор. Уведемо позначення: $l_1 = l_{AO_n}$ – довжина штока з поршнем, $l_2 = l_{AB}$ – довжина гонка.

Положення ланок механізму визначимо використовуючи залежності [10].

Віддаль $l_{AC}(x) = \sqrt{b^2 + (-0,5a + l_1 - x)^2}$, де $-H/2 < x < H/2$.

Кути: $\beta = \arctan \frac{b}{-0,5a + l_{OA} - x}$, $\mu = \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_{AC}^2(x)}{2l_2l_3}$,

$$\delta = \arccos \frac{l_2^2 + l_{AC}^2(x) - l_3^2}{2l_2 l_{AC}(x)}, \quad \varphi_2 = \beta - \delta, \quad \varphi_3 = \beta - \delta - \mu.$$

Формалізовані умови синтезу подамо у вигляді системи трьох рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} x=0 &\Rightarrow \varphi_3=0, \\ x=H/2 &\Rightarrow \varphi_3=0,5\varphi_\Sigma, \\ x=-H/2 &\Rightarrow \varphi_3=-0,5\varphi_\Sigma. \end{aligned} \right\}$$

Перша умова відповідає середньому положенню повзуна (рис. 2а). Дві наступні – крайньому правому (рис. 2б) і крайньому лівому (рис. 2в).

У розписаному вигляді система матиме такий вигляд

$$\left. \begin{aligned} \arctg \frac{b}{-0,5a+l_1} - \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_{AC}^2(0)}{2l_2 l_3} - \arccos \frac{l_2^2 + l_{AC}^2(0) - l_3^2}{2l_2 l_{AC}(0)} &= 0, \\ \arctg \frac{b}{-0,5a+l_1-H/2} - \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_{AC}^2(H/2)}{2l_2 l_3} - \arccos \frac{l_2^2 + l_{AC}^2(H/2) - l_3^2}{2l_2 l_{AC}(H/2)} &= 0,5\varphi_\Sigma, \\ \arctg \frac{b}{-0,5a+l_1+H/2} - \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_{AC}^2(-H/2)}{2l_2 l_3} - \arccos \frac{l_2^2 + l_{AC}^2(-H/2) - l_3^2}{2l_2 l_{AC}(-H/2)} &= -0,5\varphi_\Sigma. \end{aligned} \right\}$$

В отриманій системі маємо три невідомі – l_2 , l_1 і H , які входять в обернені тригонометричні функції. Тому така система нелінійна і розв'язати її можливо лише числовими методами.

З трьох невідомих параметрів на l_1 і H накладемо певні обмеження. Так бажано, щоб хід повзуна H був якомога меншим. Абсциса точки A мусить бути меншою від абсциси точки B , тобто $x_A \leq x_B$ при максимальному переміщенні штока. Тільки при такій умові ліве коромисло обертатиметься проти ходу стрілки годинника, а права – за ходом при переміщенні штока управо.

Щоб уникнути числового розв'язку нелінійної системи рівнянь зробимо так.

Побудуємо низку графіків у яких аргументами будуть хід повзуна зі штоком H і його довжина l_1 , базовий розмір b . Функцією – кут повороту коромисла φ_3 . Для кожного значення l_1 матимемо низку графіків у координатах $\varphi_3 = f(H)$ з яких зможемо зробити висновок про такі параметри аргументів, при яких кут φ_3 матиме необхідний кут нахилу.

Задекларовані графіки наведені на рис. 4.

Очевидно, що з графіків точно визначити розміри ланок, при яких кут повороту коромисла матиме конкретне значення неможливо, проте даний підхід є інженерним і має достатню високу точність.

Аналіз проводили для таких даних: $a=0,8\text{і}$, $x_c=-0,5a$, $y_c=b$, $l_3=0,45a$.

Базову віддаль змінювали у межах $0,5l_3 \leq b \leq 1,5l_3$, хід штока з повзуном – $0 \leq H \leq 0,32\text{м}$, довжину штока – $0,2 \leq l_1 \leq 0,55\text{і}$.

З графіків інженер може вибрати таку комбінацію значень базової віддалі b , ходу штока з поковзнем H і довжини штока l_{OA} , при якій кут φ_3 нахилу коромисла зі стрічкою матиме необхідне значення.

Правильність отриманих результатів перевіряли так.

Якщо отримані числові результати підставити у систему нелінійних рівнянь, то вони мусять цю систему задовольнити.

Для перевірки було вибрано довільні дві точки на графіках. Для цих точок будували положення механізмів (рис. 5).

Першу точку узято для $l_{OA}=0,3\text{м}$, $b=0,5l_3=0,18\text{м}$ і $H=0,2\text{м}$. Для цієї точки обчислено $l_2=0,3162\text{м}$, $l_{AC}=0,2058\text{м}$. Отримані значення підставили у перше рівняння системи і отримали результат "-8.1629e-005". Як бачимо отриманий результат практично дорівнює нулю.

Другу точку вибрали для $l_{OA}=0,4\text{м}$, $b=0,5l_3=0,18\text{м}$ і $H=0,2\text{м}$. Інші величини беремо з отриманих обчислень $l_2=0,4025\text{м}$, $l_{AC}=0,2058\text{м}$. Обчисливши ліву частину другого рівняння системи, отримали $\varphi_3=25,205^\circ$, а права частина згідно графіка дорівнює – $25,19^\circ$. При цьому відносна похибка становить $0,059547\%$, що є дуже добрим результатом.

Висновки

запропоновано структурну схему опори вантажонесучої вітки транспортера для виконання технологічних операцій сушіння, зволоження, сортування, тощо;

запропоновано простий і досить точний інженерний спосіб кінематичного синтезу механізму зміни форми стрічки транспортера для перемішування сипких матеріалів під час транспортування;

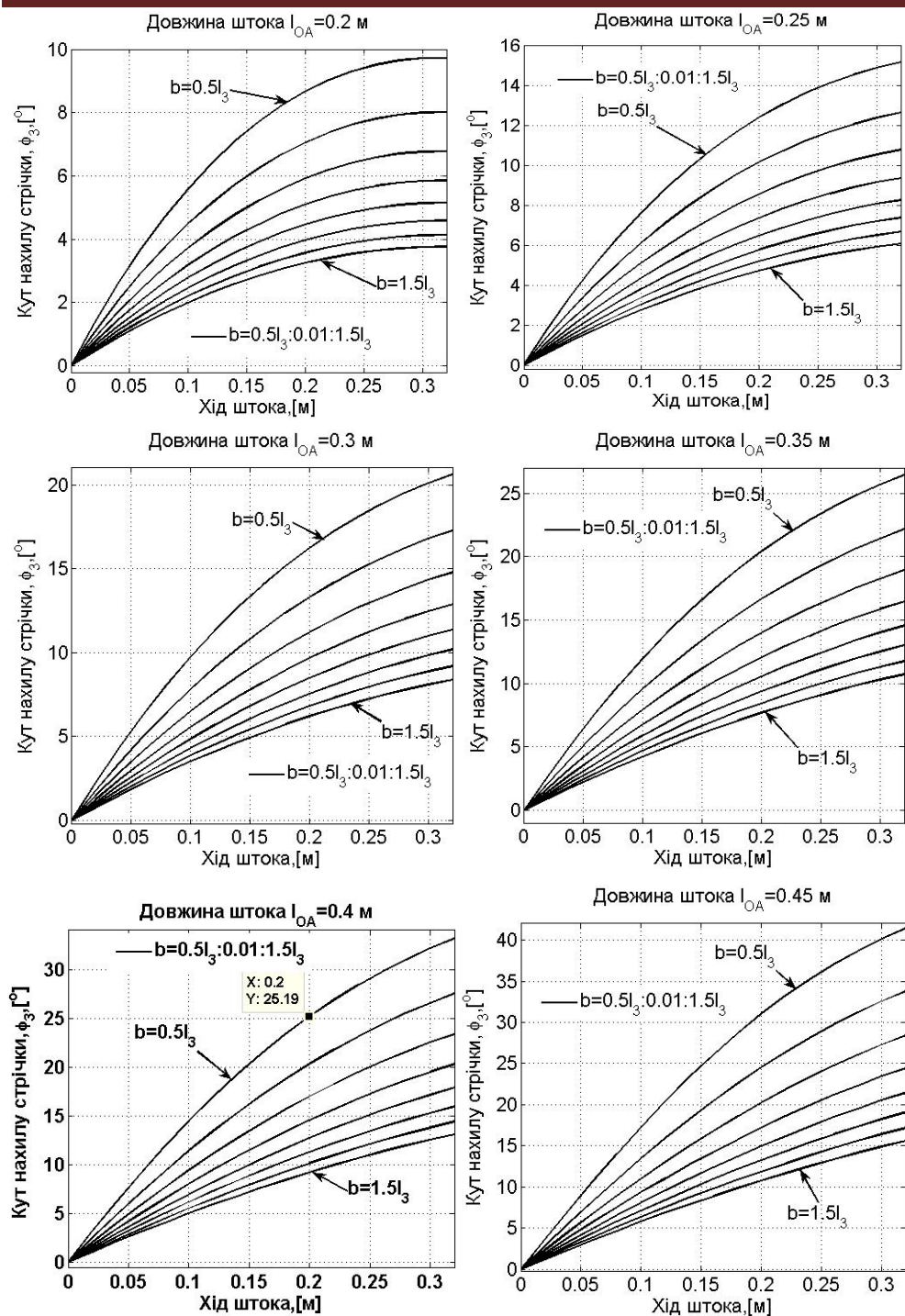


Рисунок 4 Залежність кута повороту стрічки від ходу штока для різних значень його довжини

аналіз графіків показав, що з ростом довжини штока і його ходу кут нахилу стрічки теж зростає і зменшується із зростанням базової довжини.;

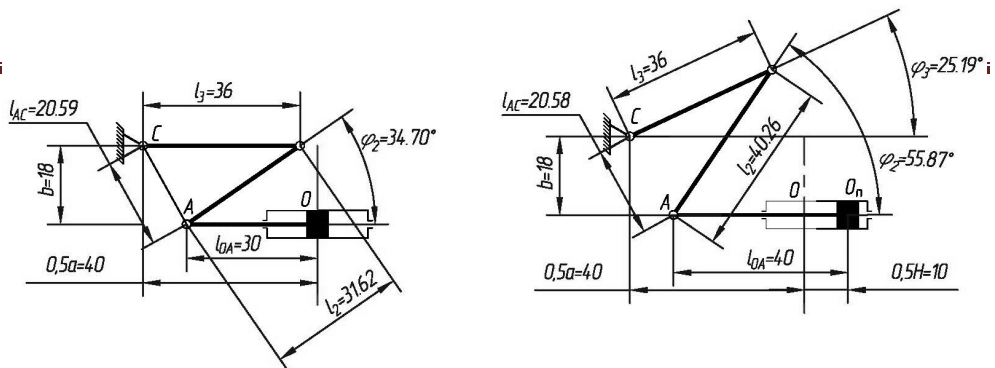


Рисунок 5 – Положення механізмів, які побудовані за результатами побудованих графіків (рис. 3)

використання запропонованого підходу проектування стрічкових конвеєрів уможливорює реалізувати низку технологічних операцій із сипкими матеріалами під час транспортування.

Список використаної літератури

1. Зенков Р.Л. Машины непрерывного транспорта / Р.Н. Зенков, И.И. Иванов, Л.Н. Колобов – М.: «Машиностроение», 1980, – 304с
2. Спиваковский А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков – М.: «Машиностроение», 1983.
3. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник / В.С. Бондарев, О.І. Дубинець, М.П. Колісник та ін. – К., Вища школа, – 2009, – 734с.
4. Спиваковский А.О. и др. Транспортирующие машины. Атлас конструкций. Учебное пособие для вузов. М., «Машиностроение», 1971, – 116с.
5. Патент. 95317. Україна, МПК В65G 17/00. Стрічковий конвеєр / Коруняк П. С., Баранович С. М., Ковальчук Т. Ю. – опуб. 25.12.2014
6. Коруняк П.С.Спосіб регулювання форми поперечного перерізу стрічки стрічкового конвеєру / П.С. Коруняк, В.О. Малащенко // Науково-технічний та виробничий журнал: Підйомно-транспортна техніка. № 1 – 2015. – С. 48-51.
7. Коруняк П.С. Шляхи вдосконалення конструкцій стрічкових транспортерів / П.С. Коруняк, С.М. Баранович, Т.Ю. Ковальчук // Вісник Львівського національного аграрного університету : Агроінженерні дослідження. – 2014, № 18, С. 245-250.
8. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я.Т. Кіницький. Підручник. – К.: Наукова думка, – 2002. – 660 с.
9. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов / Л.Н. Решетов. М.: Машиностроение, 1972. – 256 с.
10. Пасіка В.Р. Аналітичний метод у дослідженні важільних механізмів II класу: Навчальний посібник / В.Р. Пасіка, В.М. Гелетій – Дрогобич-Львів: "Просвіта", 2019. – 142 с.

DESIGN OF BELT CONVEYORS WITH EXPANDED FUNCTIONALITY

¹Pasika V. R., ¹Malaschenko V. O., ²Koruniak P. S.

¹*National University "Lviv Polytechnic"*

²*Lviv Agrarian National University*

Abstract. One of the important and responsible parts of modern production is the industrial vehicles, therefore the success of production in general depends on their properly organized and reliable functioning. The efficiency of vehicles increases significantly due to the possibility of quick reconfiguration of it for another type of material transportation. This feature implements a number of other technological operations, which makes it flexible in use and provides maximum utilization.

The main elements of belt conveyors include a load-bearing roller support. Previous studies were conducted in the direction of expanding the possibilities of using belt conveyors. A development on this issue was implemented in the creation of new designs of roller support. Continuing these research, the structural scheme of the bearing support of the belt conveyers was proposed in order to expand their functionality, including the simultaneous transport and mixing of the mixture. This is achieved by changing the shape of the tape in the cross section on the supports of the conveyor using a four-link lever mechanism, on which links they are located. The proposed design supports, changing its position, allows you to manipulate the load on the tape.

In the course of kinematic synthesis, a system of three nonlinear trigonometric equations was obtained to determine the geometrical dimensions of the mechanism in which the tape form would have a given look. A simple and accurate engineering approach to the kinematic synthesis of the mechanism for changing the shape of a conveyor belt for mixing the mixture is proposed to avoid numerical solution of the system.

Thus, setting the angle of inclination of the roller support with a tape, you can choose a combination of values of the basic dimensions of its mechanism. Using the proposed approach to the design of belt conveyors allows for a number of technological operations with bulk materials during transportation in conditions of limited technical capabilities.

Key words: belt conveyors, mixing, bulk materials, kinematic synthesis, lever mechanisms.

УДК: 621.873.35

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.07

Колісник М. П., Березюк А. М., Заяць Г. В., Шевченко А. Ф., Червоноштан А. Л.

Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

ФІЗИЧНІ ОСНОВИ СТІЙКОСТІ СТІЛІСОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ ІЗ ЖОРСТКОЮ ПІДВІСКОЮ СТІЛІСІ ПРИ РАПТОВОМУ ЗНЯТТІ ВАНТАЖУ

***Анотація.** В даній статті розглянуті фізичні основи стійкості стрілових самохідних кранів із жорстким підвісом стріли при раптовому знятті вантажу, відповідно до принципів механіки запропоновані динамічні, та математичні моделі для визначення динаміки параметрів стійкості, а саме, текучого кута нахилу, пружного кута нахилу, геометричного положення центра ваги крана при різних вильотах вантажів та інші. В таблиці наведені приклади числових значень параметрів для умов при яких стійкість забезпечується, не забезпечується та байдужа.*

***Ключові слова:** вантаж, вантажопідіймальність, стріловий самохідний кран, стійкість, математична модель, раптове зняття вантажу.*

Актуальність питання.

У фізичному розумінні стійкість це спроможність системи (крана) повертатись у своє попереднє положення після того, яку вона (він) була виведена із цього стану будь-якими внутрішніми або зовнішніми діючими силами.

Так як стрілові самохідні крани (ССК), що використовуються у будівельному виробництві, є вільностоячими, то їх стійкість проти перекидання забезпечується лише власними масами.

В даному випадку розглядаємо фізичні основи стійкості як аналіз проектних рішень моделей, а саме, динамічної та математичної моделей вільностоячого стрілового самохідного крана із жорсткими підвісом стріли.

При цьому приймаємо, що динамічна модель утворюється на основі формалізованих складових у вигляді окремих мас (маси) з'єднаних пружними зв'язками, на які діють відповідні силові фактори, що викликають коливання, а математична модель прийнята на основі динамічної моделі аналогічної моделюємому оригіналу, за формалізованою математичною трактовкою його сутності у вигляді

диференційних рівнянь руху.

У нашому випадку об'єкт, що моделюється, прийнятий у вигляді схеми стрілового самохідного крана із жорстким підвісом стріли при раптовому знятті вантажу.

Аналіз літературних джерел.

Розвиток основ теорії стійкості вантажопідіймальних кранів почався у 50-х роках минулого століття, і у наш час вони досить детально розроблені. Саме на початковому етапі розвитку були поставлені і вирішені важливі задачі в основу яких були покладені різні підходи які розглядали, як правило, вантажну стійкість, а саме стійкість крана із вантажем.

Так у роботах [1-6, 13, 14, 22, 27, 28] та інших, стійкість кранів визначалась відношенням або порівнянням моментів утримуючих сил до моменту (або моментів) перекидаючих сил;

у [4-28] стійкість визначалась за положенням рівнодіючої всіх діючих тільки вертикальних або вертикальних і горизонтальних сил;

у [15] – за відношенням кутів відхилення центрів ваг;

у [10, 11] – за порівнянням робіт сил перекидаючих із роботою необхідною для перевodu центра ваги крана через положення нестійкої рівноваги.

Необхідно відмітити і роботи [8, 15, 24, 26, 29] та інші у яких розглядались окремі питання, що відносяться до стійкості кранів.

Всі розглянуті роботи та інші, що тут не названі, відносяться до вантажної стійкості і предметно тут не розглядались.

Правилами будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів [19] передбачено стійкість визначати: за дії випробувального вантажу (вантажна стійкість), відсутності вантажу (власна стійкість), раптового знімання вантажу та дії монтажних (та демонтажних) навантажень.

Нормами розрахунку ССК обумовлено розрахунок стійкості при раптовому знятті вантажу та при розрахунковому сполученні навантажень: нормативної ваги крана та нормативного динамічного навантаження, що виникає при раптовому знятті навантаження як порівняння моментів сил утримуючих і перекидаючих.

Також (у літературі) є посилання, що стійкість крана може оцінюватись експериментально при підйманні вантажу масою більше номінальної вантажопідіймальності та вітрі граничного стану, а власна стійкість без вантажу експериментально перевірити складно, тому перевіряють тільки розрахунком [28 стор. 70].

Проаналізувавши відмічені дослідження, що проводились в області стійкості вантажопідіймальних кранів, помічено, що розглядалися і використовувалися тільки статичні методи визначення стійкості або із врахуванням динамічних навантажень за їх статичним

еквівалентом. Замітимо, що у статті посилення не претендують на повноту дослідження.

Тому, спираючись на приведені методи і підходи, пропонується розглядати фізичні основи стійкості ССК у статиці і динаміці зміни параметрів стійкості.

Основними методами, які застосовані у даній роботі при дослідженні стійкості вантажопідіймальних кранів, як вільно стоячих систем, є аналітичні методи аналізу механічних систем.

Мета роботи полягає у вдосконаленню методів досліджень фізичних основ стійкості ССК із жорстким підвісом стріли при раптовому знятті вантажу (обриву вантажу), формуванні математичних моделей, що має дозволити суттєво покращити і вдосконалити математичне забезпечення методів розрахунків стійкості вантажопідіймальних кранів.

Викладення основного матеріалу дослідження.

Для розгляду фізичних основ стійкості крана при обриві вантажу приймаємо динамічну модель у вигляді жорсткої маси, рис. 1, [26], що розміщена на горизонтальній площадці і спирається на ліву опору (ребро перекидання) у вигляді шарніру тчк. A , а права являє собою пружну опору, тчк. B , жорсткістю приведеною C_n , ЦВ – центр ваги крана, I_{np} – приведений до центру ваги момент інерції системи, G_{ym} – утримуюча вага крана, F_{nrc} – приведена перекидаюча сила, що являє собою дію сил пружної опори (B) приведена до центра ваги, ω – кутовий напрям руху системи. Кути: φ_{np} – пружного нахилу системи до відриву від опори B ; φ – текучий кут повороту, який може змінюватись від початкового положення до кута критичного $0 \leq \varphi \leq \varphi_{kp}$; φ_{kp} – кут критичний, після повороту на який система буде знаходитись у стані нестійкої рівноваги; α – кут між кутом пружності та вертикальною площиною, що проходить через ребро перекидання A ; R – радіус повороту центра тяжіння системи; $R \sin(\alpha + \varphi_{np} - \varphi)$ і $R \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi)$ – плечі діючих сил; B – пружний зв'язок – опора.

Математична модель та аналіз її рішення.

Для визначення математичної моделі використали принцип можливих переміщень, а саме якщо система, що знаходиться у рівновазі, отримує можливе переміщення, то повна робота усіх сил на цьому переміщенні дорівнює нулю.

Відповідно умова стійкості при обриві вантажу може бути у вигляді

$$A_{ут.\varphi_{kp}} \geq A_{nrc.\varphi}, \quad (1)$$

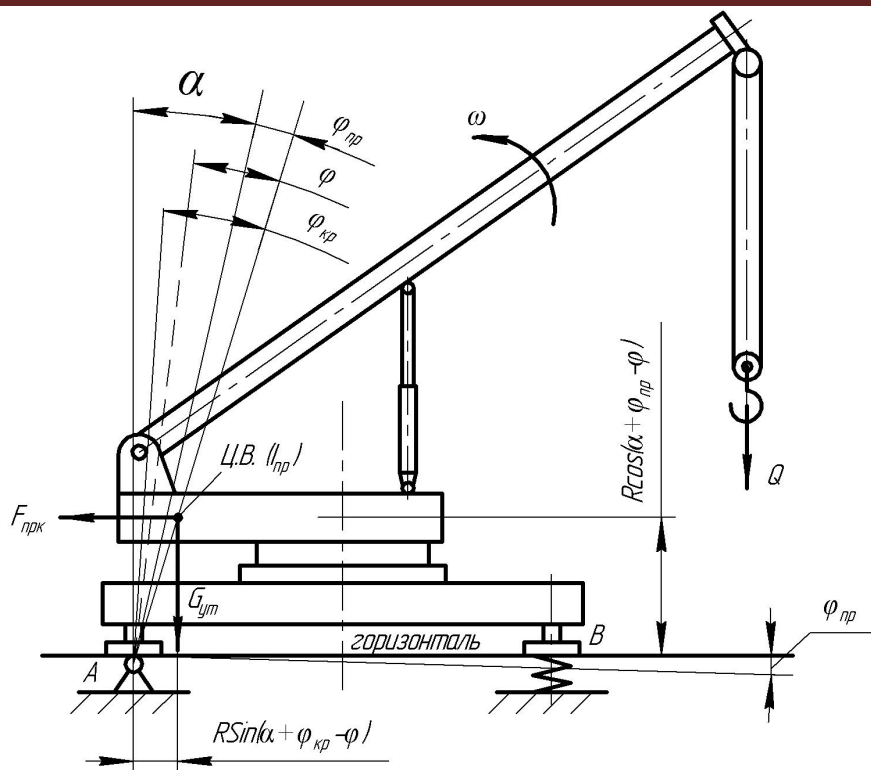


Рисунок 1 – Динамічна модель крана

де $A_{\text{ут.}\varphi_{\text{кр}}}$ – робота сил утримуючих при повороті крана на кут критичний

(запас енергії); відносно ребра перекидання (точка A);

$A_{\text{ут.}\varphi}$ – робота сил перекидаючих при повороті крана на кут φ .

Робота сил утримуючих

$$A_{\text{ут.}\varphi_{\text{кр}}} = \int_0^{\varphi_{\text{кр}}} G_{\text{ут}} \cdot R \cdot \sin(\alpha + \varphi_{\text{пp}} - \varphi) d\varphi =$$

$$= G_{\text{ут}} \cdot R [\cos(\alpha + \varphi_{\text{пp}} - \varphi_{\text{кр}}) - \cos(\alpha + \varphi_{\text{пp}})]. \quad (2)$$

Схематично робота сил утримуючих в залежності від кута нахилу системи у вигляді графіка, рис. 2, (повернуто відносно рис. 1).

На графіку показані:

площа OABN – робота сил утримуючих при повороті крана на кут пружності – $A_{\text{ут.}\varphi_{\text{пp}}} = S_{\text{OABN}}$;

площа OADF – робота сил утримуючих при повороті крана на кут критичний – $A_{\text{ут.}\varphi_{\text{кр}}} = S_{\text{OADF}}$.

Повна робота, яку можуть виконати сили утримуючі при повороті крана на кут $\alpha + \varphi_{\text{пp}}$, це площа S_{OAE} .

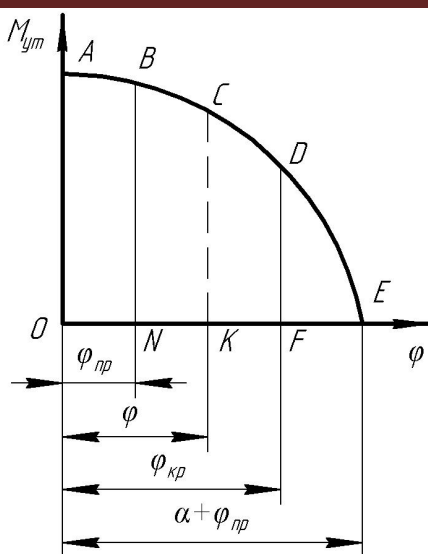


Рисунок 2 – Графік зміни робіт від кута φ

В той же час, робота сил перекидаючих при повороті на кут φ дорівнює роботі сил утримуючих при повороті на кут φ

$$A_{npk.\varphi} = \int_0^{\varphi} F_{npk} \cdot R \cdot \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi) d\varphi = \int_0^{\varphi} G_{ym} \cdot R \cdot \sin(\alpha + \varphi_{np} - \varphi) d\varphi = \\ = G_{ym} R [\cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi) - \cos(\alpha + \varphi_{np})]. \quad (3)$$

Підставивши значення (2) і (3) у (1), отримали

$$G_{ym} R [\cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi_{kp}) - \cos(\alpha + \varphi_{np})] \geq G_{ym} R [\cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi) - \cos(\alpha + \varphi_{np})]; \\ \text{або} \quad \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi_{kp}) \geq \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi). \quad (4)$$

Отримали рішення математичної моделі у вигляді нерівності (рівності).
Проведемо аналіз рішення математичної моделі, якщо:

$$1. \quad \varphi_{kp} = \varphi_{np}, \quad \varphi = \varphi_{np} - \Delta\varphi_1, \text{ то} \\ \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi_{np}) \geq \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi_{np} + \Delta\varphi_1); \\ \cos\alpha > \cos(\alpha + \Delta\varphi_1) - \text{система стійка}; \quad (5)$$

$$2. \quad \varphi_{kp} = \varphi_{np}, \quad \varphi = \varphi_{np}, \text{ то} \\ \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi_{np}) \geq \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi_{np}); \\ \cos\alpha = \cos\alpha - \text{система у стані нестійкої рівноваги}; \quad (6)$$

$$3. \quad \varphi_{kp} = \varphi_{np} + \Delta\varphi_2, \quad \varphi = \varphi_{kp} - \Delta\varphi_3, \text{ то} \\ \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi_{np} - \Delta\varphi_2) > \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi_{np} - \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3); \\ \cos(\alpha - \Delta\varphi_2) > \cos(\alpha - \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3) - \text{система стійка, але є зазор між} \\ \text{опорою і основою (точ. А)}; \quad (7)$$

$$4. \quad \varphi_{kp} = \alpha + \varphi_{np}, \quad \varphi = \alpha + \varphi_{np}, \text{ то}$$

$\cos(\alpha + \varphi_{np} - \alpha - \varphi_{np}) = \cos(\alpha + \varphi_{np} - \alpha - \varphi_{np})$; система знаходиться у стані нестійкої рівноваги при опорі B із зазором; (8)

Таким чином, переконались, що математична модель правомірна, а її рішення дають зрозумілі і раціональні рішення в залежності від складових кутів: пружності, критичного, фактичного із врахуванням положення центра ваги відносно опор крана.

Визначаємо значення кутів, що входять у рішення математичної моделі.

Кут пружності визначаємо при відомій колії K , вазі крана G_{ym} , та заміряних деформаціях δ_1 , опори A і δ_2 B , рис. 3 (вага вантажу $Q = 0$), як різницю деформацій віднесу до колії K

$$\frac{\delta_1 - \delta_2}{K} = \operatorname{tg} \varphi_{np}, \quad \text{або} \quad \varphi_{np} = \operatorname{arctg} \frac{\delta_1 - \delta_2}{K}. \quad (9)$$

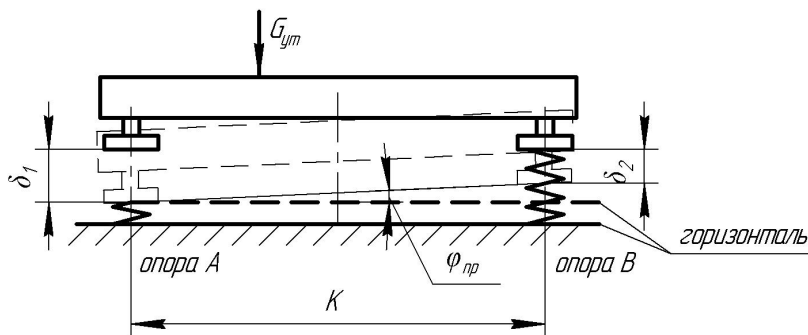


Рисунок 3 – Схема визначення кута пружного нахилу

Кут α визначаємо за геометричним розміщенням центра ваги крана, рис. 4, $\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{h}$,

$$\text{або} \quad \alpha = \operatorname{arctg} \frac{a}{h}, \quad (10)$$

де a – відстань від опори A до центра ваги крана;
 h – висота центра ваги крана

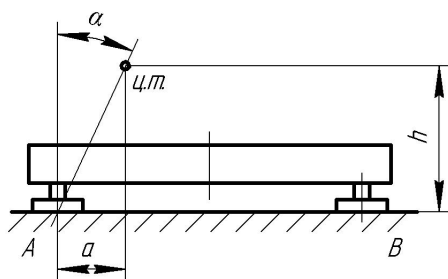


Рисунок 4 – Схема визначення кута α

Для визначення критичного кута розглядаємо схему крана із силами, приведеними до центра ваги, коли їх рівнодіюча проходить через ребро перекидання, рис. 5.

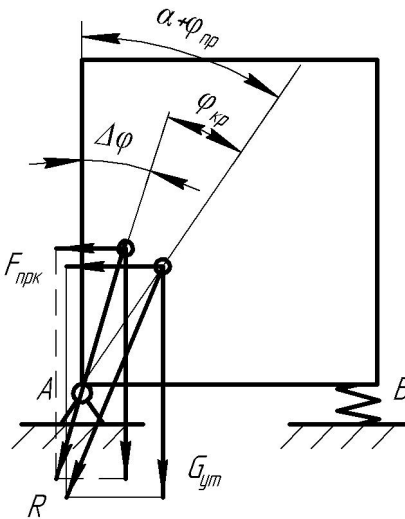


Рисунок 5 – Схема для визначення кута критичного

$$\varphi_{кр} = \alpha + \varphi_{пр} - \Delta\varphi, \text{ а } \operatorname{tg} \Delta\varphi = \frac{F_{прк}}{G_{ym}}, \text{ або } \Delta\varphi = \operatorname{arctg} \frac{F_{прк}}{G_{ym}}. \quad (11)$$

Тоді

$$\varphi_{кр} = \alpha + \varphi_{пр} - \operatorname{arctg} \frac{F_{прк}}{G_{ym}}. \quad (12)$$

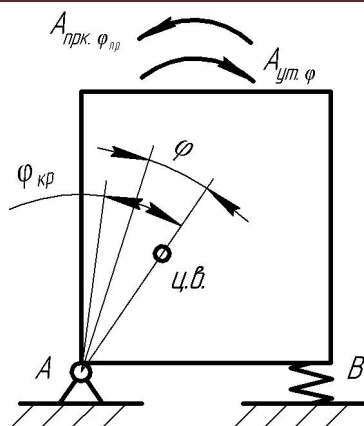
Необхідно наголосити, що кут пружності $\varphi_{пр}$ кут α , та кут $\varphi_{кр}$ – величини перемінні і залежать від величини перекидаючої сили $F_{прк}$ при сталій G_{yt} , і змінюються у границях $0 \leq \varphi_{кр} \leq \varphi_{пр}$ до відриву опори B, рис. 1, та $\varphi_{пр} \leq \varphi_{кр} \leq \alpha + \varphi_{пр}$ після відриву.

Значення текучого кута повороту також є величина перемінна і залежить від навантаження крана, відповідно кількості енергії накопиченої опорою крана при навантаженні.

Для його визначення розглянемо динамічну модель крана у вигляді прямокутника, рис. 6, де відповідно напрямки робіт сил перекидаючих і утримуючих та кути критичні $\varphi_{кр}$, і текучий φ .

Математична модель складатиметься на основі динамічної із використанням принципу можливих переміщень.

Із співвідношення робіт сил утримуючих (добутку ваги крана на синус кута повороту крана, φ) і сил перекидаючих (добутку реакції опори B на синус кута повороту), а кут пружності до відриву опори від основи, $[\varphi_{пр}]$.

Рисунок. 6 – Динамічна модель для визначення кута нахилу φ

$$G_{ym} \cdot R \cdot \sin \varphi = F_{прк} \cdot K \cdot \sin[\varphi_{пр}], \quad (13)$$

або

$$\sin \varphi = \frac{F_{прк} \cdot K \cdot \sin[\varphi_{пр}]}{G_{ym} \cdot R}, \quad (14)$$

де $F_{прк}$ – приведена до центру ваги крана, яка визначається із співвідношення

$$F_{прк} = \frac{R_B \cdot K}{R_A}, \quad (15)$$

а реакції R_B і R_A визначаються за розрахунковими положеннями, рис. 7 а – рис. 7 г.

$l_1 = 2$ м, $l_2 = (0; 1; 1,1; 2; 3)$ м, $K = 5$, $h = 3$ м, $r = \sqrt{h^2 + l_1^2} = 3,6$ м.

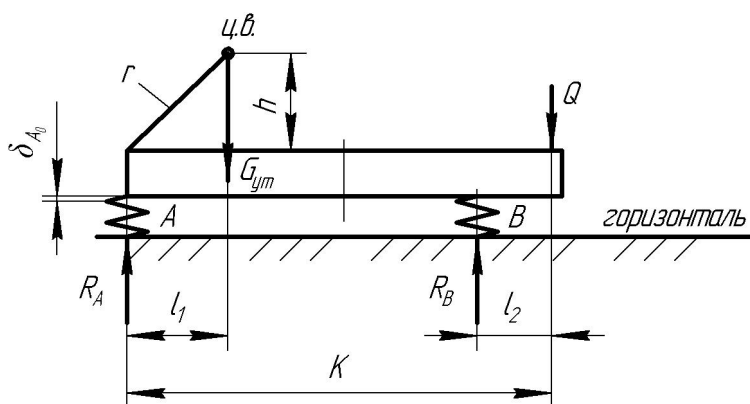


Рисунок. 7а – Положення 0. Ваги крана і вантажу умовно відсутні

Положення 0. Вага крана G_{ym} , вага вантажу Q , нахил крана $\varphi_{пр}$, деформації опор δ_A і δ_B ; реакції опор R_A і R_B відсутні; ц.в. – центр ваги крана.

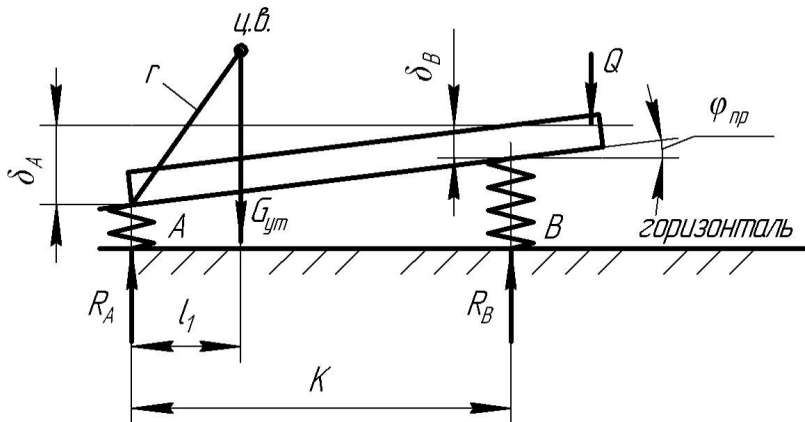


Рисунок. 7б – Положення 1. Вага крана присутня, вага вантажу відсутня

Положення 1. Вага крана присутня, $G_{ym} = 300$ кН, $Q=0$.

Реакції: $R_A = \frac{G_{ym}(K-l_1)}{K} = \frac{300(5-2)}{5} = 180$ кН.

$R_B = \frac{G_{ym} \cdot l_1}{K} = \frac{300 \cdot 2}{5} = 120$ кН.

Пружність опор: $C_n = 4700$ кН/м.

Деформації опор:

$\delta_A = \frac{180}{4700} = 0,0383$ м; $\delta_B = \frac{120}{4700} = 0,02553$ м.

$\text{tg } \varphi_{np} = \frac{\delta_A - \delta_B}{K} = \frac{0,0383 - 0,01277}{5} = 0,01277$ м.

$\varphi_{np} = 44'$, $\varphi_{np} = \frac{44'}{60'} = 0,73^\circ$.

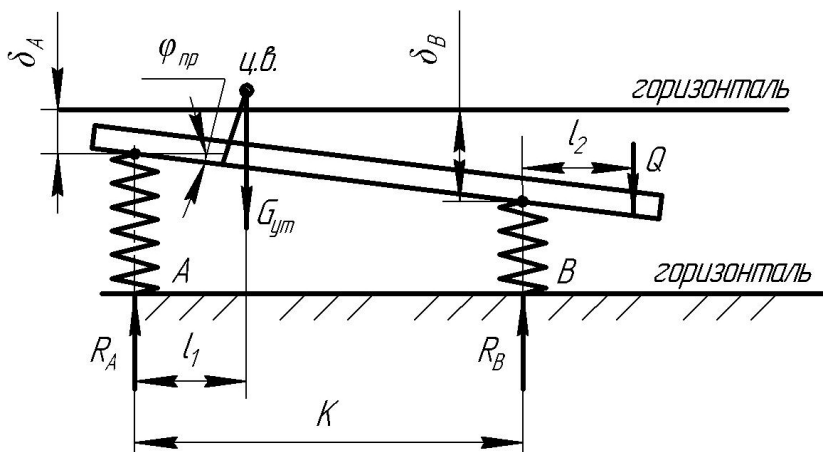


Рисунок. 7в – Положення 2. Ваги крана і вантажу присутні

Положення 2. Вага крана присутня, $G_{ym} = 300$ кН, вага вантажу $Q = 250$ кН. $l_1 = 2$ м, $h = 3$ м, $l_2 = 3$ м.

$$\text{Реакції: } R_A = \frac{300(5-2) - 250 \cdot 3}{5} = 80 \text{ кН.}$$

$$R_B = \frac{300 \cdot 2 + 250(5+3)}{5} = 470 \text{ кН.}$$

Деформації опор:

$$\delta_A = \frac{80}{4700} = 0,01702 \text{ м; } \delta_B = \frac{470}{4700} = 0,1 \text{ м.}$$

$$\text{tg } \varphi_{np} = \frac{\delta_A - \delta_B}{K} = \frac{0,1 - 0,01702}{5} = 0,0166.$$

$$\varphi_{np} = 57', \varphi_{np} = 0,95^\circ.$$

Аналогічно визначаємо дані для інших значень l_2 , та заносимо в табл. 1.

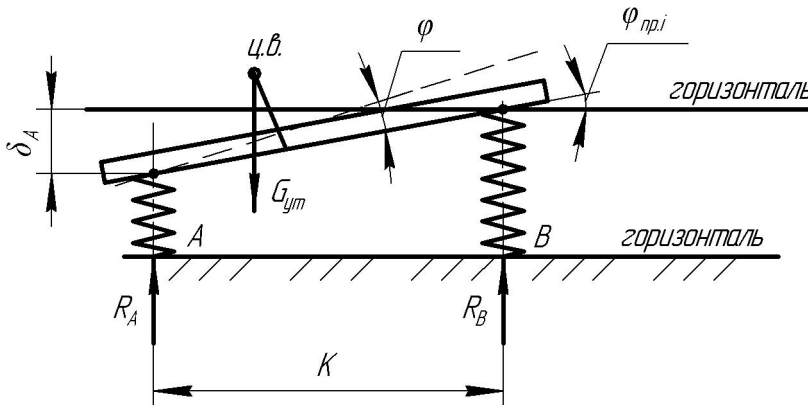


Рисунок. 7Г – Положення 3. Вага крана присутня, вага вантажу відсутня

Положення 3. Після відриву вантажу та повороту крана на кут φ .

Вага крана $G_{ym} = 300$ кН, вантаж відсутній.

Кут пружного повороту до відриву опори R_B ,

$$\text{tg}[\varphi_{np}] = \frac{\delta_A - \delta_B}{K} = \frac{0,0638 - 0}{5} = 0,01277 \text{ м, а } [\varphi_{np}] = 44'.$$

Таблиця 1 – Розрахункові параметри стійкості крана

Постійні величини: $G_{ym} = 300 \text{ кН}$; $Q = 250 \text{ кН}$; $l_1 = 2 \text{ м}$; $h = 3 \text{ м}$; $K = 5 \text{ м}$. Жорсткість опор $C_n = 4700 \text{ кН/м}$; $\cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi_{кр}) \geq \cos(\alpha + \varphi_{np} - \varphi)$.							
Параметр	Виліт вантажу, м					$Q = 0$	$l_1 = 0$
	3	2	1,1	1	0	$l_1 = 2 \text{ м}$	$Q = 0$, $G_{ym} = 300 \text{ кН}$
Реакція опор: R_A , кН. R_B , кН.	30 520	80 470	125 425	130 420	180 370	180 120	300 0
Деформації опор: δ_A , м. δ_B , м.	0,0064 0,1106	0,01702 0,1000	0,02659 0,09043	0,02766 0,08936	0,038298 0,07872	0,038292 0,02553	0,0638 0,0000
$\text{tg} \varphi_{np} = \frac{\delta_A - \delta_B}{K}$	0,02084	0,01659	0,01277	0,01234	0,008084	0,00255	0,01277
φ_{np}	1°12'	57'	44'	42'	28'	-10'	-44'
$\alpha + \varphi_{np}$	34°58'	34°43'	34°30'	34°28'	34°14'	34°46'	—
φ	2°53'	2°04'	44'	18'	15'	-44'	—
$[\varphi_{кр}] = \varphi_{np}$	44'						
Стан крана	не стійкий	не стійкий	байдужий	стійкий	стійкий	стійкий	—

Висновки:

Встановлено та підтверджено, що:

- стійкість ССК із жорсткою підвіскою вантажу при раптовому знятті вантажу залежить від сил перекидаючих, утримуючих, геометричних параметрів крану, величини ваги крана та ваги вантажу, що обірвався, але функціональної параметричної залежності стійкості крана від кожного із параметрів не визначалось.
- вважати, що з точки зору вимог охорони праці та технічних умов роботи крана, критичним кутом нахилу крана є кут пружності деформацій однієї з сторін опор, коли їх реакції дорівнюють нулю, або має місце відрив опор від основи.

Список використаної літератури

- Абрамович И.И. К вопросу устойчивости передвижных стреловых кранов, применяемых на железнодорожном транспорте, диссертация, М., 1950.

2. Аксёнов И.П. Исследование основных факторов грузовой устойчивости кранов, применяемых на железнодорожном транспорте, диссертация, М., 1950.
3. Бунаков Л.М. Исследование грузовой устойчивости башенных кранов, диссертация, Днепропетровск, 1962.
4. Бунаков Л.М., Колесник Н.П. О статье Фомичева В.П. и Касьянова В.Е. «Общая защита башенных кранов от опрокидывания». Известия вузов МВ и ССО СССР. Новосибирск, – «Строительство и архитектура», 1967, №5.
5. Бунаков Л.М. О статье Меклера М.Б. К вопросу устойчивости стреловых башенных кранов. Безопасность труда в промышленности, 1961, №12.
6. Бунаков Л.М., Ольховой Ф.Е. Новая методика определения устойчивости башенных кранов. – «Строительные и дорожные машины» – М., 1964, №12.
7. Вайнсон А.А. Проблемы устойчивости стреловых передвижных кранов, диссертация, М., 1945.
8. Воробьев П.В. К вопросу устойчивости канатных кранов. – «Внутриводской транспорт и стальные конструкции», 1939.
9. Гонтарь М.Г. Об устойчивости башенного крана с подвижным противовесом. В. Кн. Горные, строительные и дорожные машины. Вып. 1, Киев, – «Техника», 1963.
10. Коган И.Я. Об устойчивости башенных кранов. – «Механизация строительства» – М., 1951, №12.
11. Коган И.Я. Устойчивость строительных башенных кранов. Труды ВНИИСТРОЙДОРМАШ, Вып. VII, 1956.
12. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. М-Л, Машгиз, 1962.
13. Лобановский М.Г. Динамическая устойчивость стреловых кранов и расчет ограничителей грузоподъемности. НИИСМТП, Бюро технической информации, Вып. 735/IV. М., 1961.
14. Лозанский В.П. Обеспечение устойчивости башенных кранов. – «Механизация строительства», 1952, №8.
15. Меклер М.Б. К вопросу устойчивости стреловых башенных кранов. – «Безопасность труда в строительстве», 1961, №5.
16. Полковников Н.А. Об устойчивости башенных кранов. – «Механизация строительства», 1956, №9.
17. Токаев Н.И. Исследование устойчивости строительных башенных кранов, диссертация, Л., 1954.
18. Фомичев В.П., Касьянов В.Е. Общая защита башенных кранов от опрокидывания. Известия Вузов МВ и ССО СССР. – «Строительство и архитектура», 1966, №5.
19. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. К.: Основа, 2007. – 263 с.

20. Колісник М.П., Заяць Г.В., Червоноштан А.Л. Гасіння коливань вантажопідйомного крана при скиданні вантажу. // Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції / «Підвищення ефективності підйимально-транспортних, будівельних, дорожніх машин і комплексів. Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпро: Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна., 2018. – С. 21-22.
21. М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, А.Л. Червоноштан. Обґрунтування керованого розгальмування механізму підйому крана при «скиданні» вантажу // Сборник научных трудов «Строительство, материаловедение, машиностроение». Выпуск 107. Днепр: 2019. – С. 145-151.
22. М.П. Колісник, Г.В. Заяць, А.Л. Червоноштан, Д.В. Калашник. Аналіз причини падіння баштового крану КБ-674А // Сборник научных трудов «Строительство, материаловедение, машиностроение». Выпуск 88. Днепропетровск: 2016. – С. 185-193.
23. Колесник Н.П., Заяц Г.В., Червоноштан А.Л. Моделирование динамики подъема груза, явления мгновенной разгрузки и влияние их на устойчивость стреловых самоходных кранов. // Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки», частина 1, 11-13 квітня – Дніпро: НМетАУ, 2017, с18.
24. Розрахунки будівельних стрілових кранів: Навчальний посібник. / М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, С.В. Ракша, В.В. Мелашич. – Дніпропетровськ: Пороги, 2015. – 816 с.
25. Scheffler., Pajer F., Kruth F. Grundlagen der Fordertechnik. 5 Auflage, 1975.
26. РД 22-145-85. Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания.
27. Башенные краны / Л.А. Не взоров, А.А. Зарецкий, Л.Н. Волин и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 292 с. (Устойчивость кранов против опрокидывания (А.А. Зарецкий) с. 143-150).
28. Грузоподъемные краны. В 2-х кн. Кн. 2. Сокр. пер. с нем. / Пер. М.М. Рунов, В.Н. Федосеев. Под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.

PHYSICAL BASIS OF STABILITY OF SELF-PROPELLED CRANES WITH RIGID BOOM SUSPENSION DURING ABRUPT REMOVAL OF CARGO

Kolisnyk M. P., Berezyuk A. M., Zaits H. V., Shevchenko A. F.,
Chervonoshtan A. L.

*State Higher Education Establishment «Pridneprovsk State Academy of
Civil Engineering and Architecture»*

Annotation. The physical foundations of the stability of self-propelled jib cranes with a rigid suspension of the boom during the sudden cargo removal, that may be during construction, loading or unloading operations in the construction industry are considered in this article. In addition as to the requirements to the "Rules for the Construction and Safe Operation of Hoisting Cranes" are provided for the stability calculations of hoisting cranes and have to be carried out, including "... the sudden release of the load ...", which confirms the relevance of the issue.

At the same time, the analysis of literature is presented where the questions of the theory of the stability of load-lifting cranes were considered, where the important issues were investigated and the base was various approaches to loading of lifted loads.

The purpose of the work is to improve the methods of studying the physical foundations of the stability of the self-propelled cranes with a rigid suspension of the boom during the sudden removal of the load (cargo break), the formation of mathematical models by taking into account the change in the parameters of the design stability schemes of the self-propelled cranes.

The main material of the study is represented by calculation schemes with operating factors and taking them into consideration, determination and dynamics of changes in angles: fluid, elastic and critical tilt of the crane, and with the determination of the ratio of the work forces that are containing and overturning.

The consistent patterns characterizing the stability of the shown self-propelled cranes are obtained and analyzed, the classifications of the positions of the design schemes are as stable, transitional and unstable.

In addition, based on the above-mentioned patterns, stability parameters with numerical values for specific design positions of the crane are determined, and the conclusions are established and justified.

Keywords: cargo, loading capacity, self-propelled crane, stability, mathematical model, abrupt removal of cargo.

УДК 621.873(07)

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.08

Ловеїкін В. С., Човнюк Ю. В., Кадикало І. О.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТАХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ РІЗНИХ СПОСОБАХ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ. ЧАСТИНА ІІІ

Анотація. Під час роботи вантажопідйомної техніки в елементах приводу та металоконструкції виникають значні динамічні навантаження, що призводять до пришивидженого виходу елементів конструкції і механізмів з ладу та виникнення аварійних ситуацій. Питання усунення динамічних навантажень не вирішене і досі, тому в даній роботі проведена оптимізація динамічних навантажень у пружних елементах (канатах) вантажопідйомних кранів при різних способах підйому вантажу: «з підхватом», «з ваги», «з землі». У якості критерію оптимізації (мінімізації вказаних навантажень) у перехідних режимах функціонування вантажопідйомного крана (пуск, гальмування, реверсування) запропонований, функціонал, який є середньоквадратичним значенням коефіцієнта динамічності на інтервалі часу, що відповідає тривалості перехідного процесу, і приймає мінімальне значення. Для розв'язку задачі оптимізації режиму руху механізму підйому вантажу використовувались методи класичного варіаційного числення. За допомогою цих методів встановлені відповідні (оптимальні) режими (закони) руху вантажу та електромеханічної системи приводного механізму підйому. Отримані у даному дослідженні результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку механізмів підйому кранів з вантажем на гнучкому підвісі як на стадіях їх проектування / конструювання, так і в умовах реальної експлуатації.

Ключові слова: оптимізація, динаміка, навантаження, канати, вантажопідйомні крани, способи підйому, вантаж.

Постановка проблеми. Вантажопідйомні та транспортуючі машини є навід'ємним елементом (частиною) сучасного виробництва, оскільки з їх допомогою здійснюється механізація основних технологічних процесів й допоміжних робіт. У поточних й автоматизованих лініях роль підйомно-транспортних машин якісно зросла й вони стали органічною частиною технологічного обладнання, а вплив їх на техніко-економічні показники підприємства став доволі

суттєвим.

Задля збільшення виробництва прогресивних засобів механізації підйомно-транспортних, навантажувально-розвантажувальних та складських робіт, у тому числі вантажопідйомних машин з дистанційним та програмним керуванням, збільшення продуктивності й покращення техніко-економічних показників підйомно-транспортних машин, підвищення їх міцності, надійності й довговічності необхідно застосовувати новітні методи розрахунку й конструювання, постійно їх уточнювати й вдосконалювати. Особливо актуальним є вирішення проблем зменшення динамічних навантажень на пружні елементи (канати) вантажопідйомних кранів, коли останні функціонують у перехідних режимах роботи (пуск, гальмування, реверсування тощо).

Аналіз публікацій по темі дослідження. У період неусталеного руху у механізмах підйому вантажу кранів постійно виникають динамічні навантаження коливного характеру [1]. Величина й характер цих навантажень залежать від степеня пружності з'єднуючих ланцюгів, величин і розподілу рухомих мас у системі, законів зміни зовнішніх навантажень – рушійних сил і сил опорів. Вплив навантажень на пружну систему призводить й до коливань мас, і у пружних зв'язках виникають динамічні навантаження, особливо у механізмах пересування й повороту при різких пусках і гальмуванні. Значний внесок у розробку питань динаміки вантажопідйомних машин внесли А.А. Вайнсон [2], М.П. Александров [3,4], С.А. Казак [5], М.С. Комаров [6], М.М. Гохберг [7] та інші автори робіт [9-16]. У цитованих вище роботах розглянуті важливі аспекти функціонування вантажопідйомних кранів, наведені типові розрахункові схеми для моделювання динамічних процесів, що відбуваються у механізмах підйому вантажу, закріпленого на канатах, визначені динамічні коефіцієнти навантажень у пружних елементах тощо. Проте, на думку авторів даного дослідження, питанням оптимізації (мінімізації динамічних навантажень) режимів руху вантажопідйомних механізмів, що функціонують у перехідних (швидкоплинних) умовах, приділено недостатню увагу дослідників. Ці проблеми, задачі слід розв'язувати, використовуючи сучасні, науково обґрунтовані методи (наприклад, методи математичної фізики та класичного варіаційного числення), постійно уточнюючи й вдосконалюючи розрахункові схеми вказаних вище механізмів з наявними у них пружними елементами (канатами), які й приводять до виникнення небажаних коливних процесів у елементах вантажопідйомних кранів і, як наслідок, до динамічних перевантажень цих елементів й інших вузлів.

У даному дослідженні будуть частково використані результати роботи [1].

Мета даного дослідження

Мета даної роботи полягає у обґрунтуванні (із використанням аналітичних методів та підходів) оптимальних режимів функціонування вантажопідйомних кранів у перехідних процесах (пуску, гальмування, реверсування) за різних способів підйому вантажу («з ваги», «з підхватом», «з землі»), які дозволяють мінімізувати протягом проміжку часу, що триває перехідний процес, динамічні навантаження у пружних елементах (канатах). Крім того, при реалізації мети роботи встановлені: 1) закони руху окремих елементів вантажопідйомного механізму крана (власне вантажу й електромеханічної системи його підйому), які відповідають заданим критеріям якості таких рухів; 2) визначені основні параметри цих режимів.

Виклад основного матеріалу.

1. Аналіз руху та його оптимізація у процесі пуску механізму підйому вантажу (мостового) крана при підйомі «з землі» [1].

Слід зазначити, що при гальмуванні механізму підйому вантажу крана у перше рівняння системи (1) треба підставити замість P гальмівне зусилля P_r (тобто $P \rightarrow P_r$). Розв'язок рівнянь і дослідження режимів руху за різних способів підйому вантажу (пп. А, Б, В) залишається аналогічним до розглянутих в інших частинах (частина 1, частина 2 статті), (як, до речі, й режими оптимізації рухів системи).

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + C \cdot (x_1 - x_2) = P; & \ddot{x}_1 = \frac{d^2 x_1}{dt^2}; \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 - C \cdot (x_1 - x_2) = -Q; & \ddot{x}_2 = \frac{d^2 x_2}{dt^2}; \end{cases} \quad (1)$$

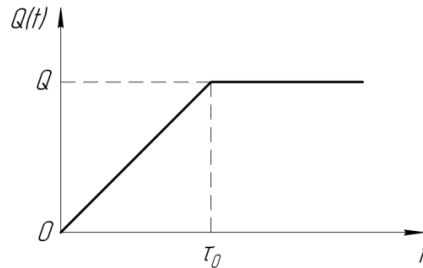
де x_1, x_2 – переміщення відповідно першої і другої мас; Q взята зі знаком мінус як сила опору.

У рівняннях (1) перші складові – сили інерції відповідної маси, другі – сили пружності у зв'язку. У правій частині рівнянь (1) – сили, діючі на систему у період неусталеного руху.

Але представляє практичний інтерес визначення динамічних зусиль у пружних зв'язках (канатах), коли сили опору зростають за певний (фіксований) проміжок часу по лінійній від часу t залежності, а потім залишаються постійними. Такі випадки мають місце, наприклад, при підйомі вантажу «з землі» [1].

Графік зростання навантажень показаний на рис. 1. Залежність $Q(t)$ у цьому випадку можна подати наступним чином:

$$Q(t) = \begin{cases} Q \cdot \frac{t}{\tau_o}, & \text{при } 0 \leq t \leq \tau_o; \\ Q, & \text{при } t \geq \tau_o. \end{cases} \quad (2)$$

Рис. 1. Графік зростання навантажень $Q(t)$.

На жаль, результати подані у [1] для цього випадку мають суттєві неточності/недоліки, оскільки: 1) не визначені початкові умови для підйому вантажу «з землі»; 2) не визначений фазовий кут φ коливань, які виникають у системі у момент $t = \tau_o$. Використовуючи підхід роботи [8], де подібна задача розв'язана для нульових початкових умов (тобто $x|_{t=0} = 0$, $\dot{x}|_{t=0} = 0$), можна отримати наступний результат. При отриманні вказаних нижче залежностей використаний метод припасовування.

Модельне рівняння руху системи при підйомі «з землі» має вид:

$$\ddot{x} + p^2 \cdot x = \frac{P}{m_1} + \frac{Q(t)}{m_2}. \quad (3)$$

Для $0 \leq t \leq \tau_o$ й нульових початкових умов ($x|_{t=0} = 0$; $\dot{x}|_{t=0} = 0$) воно має наступний розв'язок:

$$x(t) = \frac{P}{p^2 \cdot m_1} + \frac{Q \cdot t}{m_2 p^2 \tau_o} - \frac{Q}{m_2 p^3 \tau_o} \cdot \sin(pt) - \frac{P}{m_1 p^2} \cdot \cos(pt). \quad (4)$$

Для $t \geq \tau_o$ й умов:

$$x(t)|_{t=\tau_o-0} = x(t)|_{t=\tau_o+0}; \quad \dot{x}(t)|_{t=\tau_o-0} = \dot{x}(t)|_{t=\tau_o+0}, \quad (5)$$

рівняння (3) має такий розв'язок:

$$x(t) = \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{1}{p^2} - \frac{P}{m_1 p^2} \cdot \cos(pt) - \frac{Q}{m_2 p^2} \cdot \left[\frac{\sin\left(\frac{p\tau_o}{2}\right)}{\frac{p\tau_o}{2}} \right] \cdot \left[\cos\left(pt - \frac{p\tau_o}{2}\right) \right]. \quad (6)$$

До речі, умови (5) є умовами, які застосовуються у методі припасовування. Їх фізичний зміст полягає у тому, що відносна

координата переміщення $\dot{x}(t)$ є неперервними функціями часу t , й у т.ч. у точці $t = \tau_o$, коли $0 \leq t \leq \infty$.

Слід зазначити, що вираз для $P_\partial(t)$ для кожного з інтервалів часу: $0 \leq t \leq \tau_o$ й $0 \leq t \leq \infty$ можна легко отримати, знаючи вирази (4) та (6) для відносного переміщення $x(t)$ у вказаних інтервалах.

Отже, на відміну від формули $P_\partial(t)$, отриманої у [1] для цього способу підйому вантажу («з землі»), маємо:

а) $0 \leq t \leq \tau_o$

$$P_\partial(t) = C \cdot \left\{ \frac{P}{p^2 m_1} + \frac{Q \cdot t}{m_2 p^2 \tau_o} - \frac{Q}{m_2 p^3 \tau_o} \cdot \sin(pt) - \frac{P}{m_1 p^2} \cdot \cos(pt) \right\}; \quad (7)$$

б) $\tau_o \leq t < \infty$

$$P_\partial(t) = C \cdot \left\{ \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{1}{p^2} - \frac{P}{m_1 p^2} \cdot \cos(pt) - \frac{Q}{m_2 p^2} \cdot \left[\frac{\sin\left(\frac{p\tau_o}{2}\right)}{\frac{p\tau_o}{2}} \right] \cdot \cos\left(pt - \frac{p\tau_o}{2}\right) \right\}. \quad (8)$$

Використовуючи вирази (7) та (8), можна знайти й $k_\partial(t)$ на кожному із вказаних інтервалів часу:

а) $0 \leq t \leq \tau_o$

$$k_\partial(t) = \frac{C}{P_n} \cdot \left\{ \frac{P}{p^2 m_1} + \frac{Q \cdot t}{m_2 p^2 \tau_o} - \frac{Q}{m_2 p^3 \tau_o} \cdot \sin(pt) - \frac{P}{m_1 p^2} \cdot \cos(pt) \right\}; \quad (9)$$

б) $\tau_o \leq t < \infty$

$$k_\partial(t) = \frac{C}{P_n} \cdot \left\{ \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{1}{p^2} - \frac{P}{m_1 p^2} \cdot \cos(pt) - \frac{Q}{m_2 p^2} \cdot \left[\frac{\sin\left(\frac{p\tau_o}{2}\right)}{\frac{p\tau_o}{2}} \right] \cdot \cos\left(pt - \frac{p\tau_o}{2}\right) \right\}. \quad (10)$$

Вираз (10) суттєво відрізняється від аналогічного, отриманого у [1].

Аналіз (9) й (10) показує, що $k_\partial(t)$ для варіанту підйому вантажу «з землі» має осцилюючий характер зміни по часу t .

Умова, за якої $k_\partial(t)|_{t=\tau_o-0} = k_\partial(t)|_{t=\tau_o+0} = 1$, приймає наступний вид:

$$p \cdot \tau_o + \tilde{\alpha} = n \cdot \pi, \quad n \in N, \quad (11)$$

де $\tilde{\alpha} = \arctg \left\{ \frac{P}{Q} \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot p \cdot \tau_o \right\}$. Зі співвідношення (11) можна знайти

значення τ_o , за якого, при проходженні точки $t = \tau_o$ ($0 \leq \tau_o \leq t_p$) $k_\delta(t)$ приймає значення 1 (система працює без перевантажень):

$$p \cdot \tau_o + \arctg \left\{ \frac{P}{Q} \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot p \cdot \tau_o \right\} = n\pi, \quad n \in N \quad (12)$$

Трансцендентне рівняння (12) відносно τ_o визначає цей параметр, як функцію P , Q , m_1 , m_2 , p , що не призводить до появи перевантажень у точці $t = \tau_o$ ($k_\delta(\tau_o) \equiv 1$). Якщо параметр τ_o не задовольняє умові (12), перевантаження системи можуть мати місце як на інтервалі часу $0 \leq t \leq \tau_o$, так і при $\tau_o \leq t < \infty$.

Розглянемо при підйомі вантажу «з землі», за якою виконується наступний критерій якості цього руху:

$$\int_0^{t_p} k_\delta^2(t) dt \Rightarrow \min, \quad t_p > \tau_o, \quad (13)$$

$$\int_0^{\tau_o} k_\delta^2(t) dt + \int_{\tau_o}^{t_p} k_\delta^2(t) dt \Rightarrow \min, \quad (14)$$

де для визначення $k_\delta(t) = \frac{P_\delta(t)}{P_n}$ необхідно скористатись рівнянням (3).

З (3) легко встановити, що:

$$P_\delta(t) = \left\{ \frac{C}{m_1} \cdot P + \frac{C}{m_2} \cdot Q(t) - \ddot{P}_\delta \right\} \cdot \frac{1}{p^2}. \quad (15)$$

Тоді для $k_\delta(t)$ й $0 \leq t < \infty$ маємо:

$$k_\delta(t) = \frac{P_\delta(t)}{P_n} = \frac{1}{p^2 \cdot P_n} \cdot \left\{ \frac{C}{m_1} \cdot P + \frac{C}{m_2} \cdot Q(t) - \ddot{P}_\delta \right\}. \quad (16)$$

$$P_\delta = P_n \cdot (1 - \cos pt) + \frac{CV_o}{p} \cdot \sin pt = Q + (P - Q) \cdot n_2 \cdot (1 - \cos pt) + \frac{CV_o}{p} \cdot \sin pt. \quad (17)$$

Враховуючи залежність (17), критерій якості руху у формі (14) для даної механічної системи при підйомі «з землі» має вид:

$$\frac{1}{p^2 \cdot P_n} \cdot \int_0^{\tau_o} \left[\frac{C}{m_1} \cdot P + \frac{C}{m_2} \cdot Q \cdot \frac{t}{\tau_o} - \ddot{P}_\delta \right]^2 dt + \frac{1}{p^2 \cdot P_n} \cdot \int_{\tau_o}^{t_p} \left[\frac{C}{m_1} \cdot P + \frac{C}{m_2} \cdot Q - \ddot{P}_\delta \right]^2 dt \Rightarrow \min. \quad (18)$$

Мінімальне значення у (18) досягається за умови:

$$\begin{cases} \ddot{P}_0 = \frac{C}{m_1} \cdot P + \frac{C}{m_2} \cdot Q \cdot \frac{t}{\tau_o}, & 0 \leq t \leq \tau_o, \\ \ddot{P}_0 = \frac{C}{m_1} \cdot P + \frac{C}{m_2} \cdot Q, & \tau_o \leq t < t_p. \end{cases} \quad (19)$$

$$P_{\text{динамічне}} \equiv P_0 = C \cdot (x_1 - x_2) = C \cdot x. \quad (20)$$

Враховуючи визначення $P_0(t)$ (20), яке дане у [1], умову (19) можна подати наступним чином:

$$\begin{cases} \ddot{x} = \frac{P}{m_1} + \frac{Q \cdot t}{m_2 \cdot \tau_o}, & 0 \leq t \leq \tau_o; \\ \ddot{x} = \frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2}, & \tau_o \leq t < t_p. \end{cases} \quad (21)$$

Перше і друге диференціальні рівняння (21) слід розв'язувати стандартним чином, проте початкові умови у них будуть різні. Так, у першому диференціальному рівнянні (21) початкові умови нульові:

$$x|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}|_{t=0} = 0, \quad (22)$$

а у другому диференціальному рівнянні (21) (згідно з методом припасовування) початкові умови «ненульові»:

$$x|_{t=\tau_o+0} = x|_{t=\tau_o-0}; \quad \dot{x}|_{t=\tau_o+0} = \dot{x}|_{t=\tau_o-0}. \quad (23)$$

Виходячи з цієї обставини, можна знайти розв'язки рівнянь (21). Вони мають наступний вид:

а) $0 \leq t \leq \tau_o$

$$x(t) = \frac{P}{2m_1} \cdot t^2 + \frac{Q \cdot t^3}{6m_2 \tau_o}; \quad (24)$$

б) $\tau_o \leq t \leq t_p$

$$x(t) = \frac{Q \cdot \tau_o^2}{6m_2} - \frac{Q \cdot \tau_o}{2m_2} \cdot t + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{t^2}{2}. \quad (25)$$

Оскільки на етапі підйому з «з землі» вантаж (маса m_2) нерухомий, тоді з рівняння:

$$\ddot{x}_1 = -\frac{C}{m_1} \cdot x(t) + \frac{P}{m_1}, \quad 0 \leq t \leq \tau_o, \quad (26)$$

й початкових умов:

$$x_1|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}_1|_{t=0} = 0, \quad (27)$$

Залежності $x(t)$ (24) знаходимо закон руху маси m_1 на цьому інтервалі часу t ($0 \leq t \leq \tau_o$):

$$x_1(t) = \frac{P}{2m_1} \cdot t^2 - \frac{C \cdot P}{24 \cdot m_1^2} \cdot t^4 - \frac{C \cdot Q}{120 \cdot m_1 m_2 \tau_o} \cdot t^5. \quad (28)$$

Якщо початкові умови «уточнені» ($x|_{t=0} = 0$; $\dot{x}|_{t=0} = V_o$), тоді замість рівняння (24) для $x(t)$ на $t \in [0, \tau_o]$ маємо:

$$x(t) = V_o \cdot t + \frac{P}{2m_1} \cdot t^2 + \frac{Q \cdot t^3}{6 \cdot m_2 \tau_o}. \quad (29)$$

Тоді на етапі підйому «з землі» вантаж (маса m_2) нерухомий, а з рівняння:

$$\ddot{x}_1 = -\frac{C}{m_1} \cdot x(t) + \frac{P}{m_1}, \quad 0 \leq t \leq \tau_o, \quad x_1|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}_1|_{t=0} = V_o, \quad (30)$$

й залежності (29) для $x_1(t)$ маємо такий закон руху:

$$x_1(t) = V_o \cdot t - \frac{C V_o}{6 m_1} \cdot t^3 + \frac{P}{2 m_1} \cdot t^2 - \frac{C \cdot P}{24 m_1^2} \cdot t^4 - \frac{C \cdot Q}{120 \cdot m_1 m_2 \tau_o} \cdot t^5. \quad (31)$$

На інтервалі часу $t \in [\tau_o, t_p]$ маса m_2 (вантаж) ще не почала рухатись, але канат вже напружений ($P_o \neq 0$), що призводить до рухів маси m_2 згідно з рівнянням:

$$\ddot{x}_2 = \frac{C}{m_2} \cdot x(t) - \frac{Q}{m_2}, \quad (32)$$

при нульових початкових умовах для x_2 ($x_2|_{\tau_o} = 0$; $\dot{x}_2|_{\tau_o} = 0$).

Якщо $x(t)$ визначається з (25), тоді маємо для руху вантажу (m_2) наступний закон при $t \in [\tau_o, t_p]$:

$$x_2(t) = A_o + A_1 \cdot t + \frac{C Q \tau_o^2}{12 m_2^2} \cdot t^2 - \frac{Q}{2 m_2} \cdot t^2 - \frac{C Q \tau_o \cdot t^3}{12 m_2^2} + \frac{C}{m_2} \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{t^4}{24}, \quad (33)$$

$$\text{де: } A_o = \frac{C Q \tau_o^4}{24 m_2^2} - \frac{Q \tau_o^2}{2 m_2} + \frac{C \cdot P \cdot \tau_o^4}{8 m_1 m_2}; \quad A_1 = -\frac{C Q \tau_o^3}{12 m_2^2} + \frac{Q \cdot \tau_o}{m_2} - \frac{C \cdot P \cdot \tau_o^3}{6 m_1 m_2}.$$

На інтервалі $t \in [\tau_o, t_p]$ маса m_1 ще не почала рухатись ($\dot{x}_1|_{\tau_o} = 0$), але канат вже напружений, тому $x_1|_{\tau_o} = \frac{Q}{C}$ і з рівняння:

$$\ddot{x}_1 = -\frac{C}{m_1} \cdot x(t) + \frac{P}{m_1}, \quad (34)$$

при $x(t)$ (25) маємо:

$$\left\{ \begin{aligned} x_1(t) &= B_o + B_1 \cdot t - \frac{CQ\tau_o^2}{12m_1m_2} \cdot t^2 + \frac{P \cdot t^2}{2m_1} + \frac{CQ\tau_o \cdot t^3}{12m_1m_2} - \frac{C}{24m_1} \cdot \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot t^4; \\ B_1 &= \frac{(-CQ\tau_o^3)}{12m_1m_2} - \frac{P\tau_o}{m_1} + \frac{C \cdot \tau_o^3}{6m_1} \cdot \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right); \quad B_o = -B_1 \cdot \tau_o - \frac{P \cdot \tau_o^2}{2m_1} + \\ &+ \frac{Q}{C} + \frac{C}{24m_1} \cdot \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \tau_o^4. \end{aligned} \right. \quad (35)$$

Якщо початкові умови «уточнені» і $\dot{x}(t)|_{t=0} = \dot{x}(t)|_{t=\tau_o} = V_o$, тоді рівняння для $x_1(t)$ (34) треба розв'язати при інших початкових умовах. При цьому $x(t)$ на інтервалі $t \in [\tau_o, t_p]$ має вид:

$$x(t) = V_o \cdot t + \frac{Q \cdot \tau_o^2}{6m_2} - \frac{Q \cdot \tau_o}{2m_2} \cdot t + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{t^2}{2}. \quad (36)$$

Отже, для знаходження $x_1(t)$ треба розв'язати рівняння:

$$\ddot{x}_1 = \left(-\frac{C}{m_1} \right) \cdot \left[V_o \cdot t + \frac{Q \cdot \tau_o^2}{6m_2} - \frac{Q \cdot \tau_o}{2m_2} \cdot t + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{t^2}{2} \right] + \frac{P}{m_1}, \quad (37)$$

при наступних початкових умовах:

$$x_1|_{t=\tau_o} = \frac{Q}{C}; \quad \dot{x}_1|_{t=\tau_o} = V_o. \quad (38)$$

Розв'язок (37) шукаємо у вигляді:

$$x_1(t) = D_o + D_1 \cdot t + \left(-\frac{C}{m_1} \right) \cdot \left[V_o \cdot \frac{t^3}{6} + \frac{Q \cdot \tau_o^2}{6m_2} \cdot \frac{t^2}{2} - \frac{Q \cdot \tau_o}{2m_2} \cdot \frac{t^3}{6} + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{t^4}{24} \right] + \frac{P}{2m_1} \cdot t^2. \quad (39)$$

Константи D_1 й D_o визначається наступними співвідношеннями:

$$\left\{ \begin{aligned} D_1 &= \left(\frac{C}{m_1} \right) \cdot \left[\frac{V_o \cdot \tau_o^2}{2} - \frac{Q \cdot \tau_o^3}{12m_2} + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{\tau_o^3}{6} \right] - \frac{P \cdot \tau_o}{m_1}; \\ D_o &= \frac{Q}{C} - D_1 \cdot \tau_o + \left(\frac{C}{m_1} \right) \cdot \left[\frac{V_o \cdot \tau_o^3}{6} + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{\tau_o^4}{24} \right] - \frac{P}{2m_1} \cdot \tau_o^2. \end{aligned} \right. \quad (40)$$

На інтервалі $t \in [\tau_o, t_p]$ для маси m_2 у випадку $x(t)$ (36) й нульових початкових умов ($x_2|_{t=\tau_o} = 0$; $\dot{x}_2|_{t=\tau_o} = 0$) маємо наступний закон руху:

$$x_2(t) = E_o + E_1 \cdot t + \left(\frac{C}{m_2} \right) \cdot \left\{ \frac{V_o \cdot t^3}{6} + \frac{Q \cdot \tau_o^2 \cdot t^2}{12m_2} - \frac{Q \cdot \tau_o \cdot t^3}{12m_2} + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{t^4}{24} \right\} - \frac{Q \cdot t^2}{2m_2}. \quad (41)$$

Константи E_o та E_1 знаходимо з умов:

$$\begin{cases} E_1 = \left(-\frac{C}{m_2}\right) \cdot \left\{ \frac{V_o \cdot \tau_o^2}{2} - \frac{Q \cdot \tau_o^3}{12m_2} + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2}\right) \cdot \frac{\tau_o^3}{6} \right\} + \frac{Q \cdot \tau_o}{m_2}; \\ E_o = (-E_1 \cdot \tau_o) + \left(-\frac{C}{m_2}\right) \cdot \left\{ \frac{V_o \cdot \tau_o^3}{6} + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2}\right) \cdot \frac{\tau_o^4}{24} \right\} + \frac{Q \cdot \tau_o^2}{2m_2}. \end{cases} \quad (42)$$

Використовуючи вирази (24), (25) легко отримати залежність $k_o(t)$ на $t \in [0, t_p]$ при оптимальних режимах руху системи.

Отже, для $t \in [0, \tau_o]$ маємо:

$$k_o(t) = \frac{Cx(t)}{P_n} = \frac{C}{P_n} \cdot \left\{ \frac{P}{2 \cdot m_1} \cdot t^2 + \frac{Q \cdot t^3}{6m_2 \tau_o} \right\}. \quad (43)$$

Для $t \in [\tau_o, t_p]$ маємо:

$$k_o(t) = \frac{Cx(t)}{P_n} = \frac{C}{P_n} \cdot \left\{ \frac{Q \cdot \tau_o^2}{6m_2} - \frac{Q \cdot \tau_o}{2m_2} \cdot t + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2}\right) \cdot \frac{t^2}{2} \right\}. \quad (44)$$

Аналіз функції $k_o(t)$ (43) показує, що на $t \in [0, \tau_o]$ вона є монотонно зростаючою від значення $k_{o\min}(0) = 0$ до значення:

$$k_{o\max}(\tau_o) = \frac{C}{P_n} \cdot \left\{ \frac{P}{2m_1} \cdot \tau_o^2 + \frac{Q \cdot \tau_o^3}{6m_2 \tau_o} \right\} = \frac{C}{P_n} \cdot \left\{ \frac{P}{2m_1} \cdot \tau_o^2 + \frac{Q \cdot \tau_o^2}{6m_2} \right\}. \quad (45)$$

Графік $k_o(t)$ (43) зображений на рис. 2.

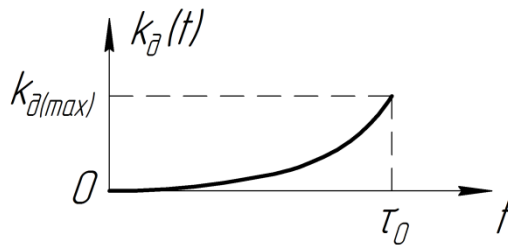


Рис. 2. Залежність $k_o(t)$ (43): $t \in [0, \tau_o]$.

Аналіз функції $k_o(t)$ (44) показує, що на $t \in [\tau_o, t_p]$ вона спочатку, у точці $t = \tau_o$ співпадає по своєму значенню з $k_o(\tau_o)$ (45), потім спадає до значення $k_{o\min}(t^*)$, яке визначається зі співвідношення:

$$\begin{cases} k_{\partial \min}(t^*) = \frac{C}{P_n} \cdot \left\{ \frac{Q \cdot \tau_o^2}{6m_2} - \frac{Q \cdot \tau_o \cdot t^*}{2m_2} + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{(t^*)^2}{2} \right\}, \\ t^* = \frac{Q \cdot \tau_o}{2m_2 \cdot \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right)}. \end{cases} \quad (46)$$

При $t = t_p$ $k_{\partial}(t_p)$ приймає значення:

$$k_{\partial}(t_p) = \frac{C}{P_n} \cdot \left\{ \frac{Q \cdot \tau_o^2}{6m_2} - \frac{Q \cdot \tau_o \cdot t_p}{2m_2} + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{t_p^2}{2} \right\}. \quad (47)$$

При умові $\tau_o \ll t_p$ можна отримати наближене значення $k_{\partial}(t_p)$ наступного виду:

$$k_{\partial}(t_p) \approx \frac{C}{P_n} \cdot \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{t_p^2}{2}. \quad (48)$$

Графік залежності $k_{\partial}(t)$ (44) зображений на рис. 3.

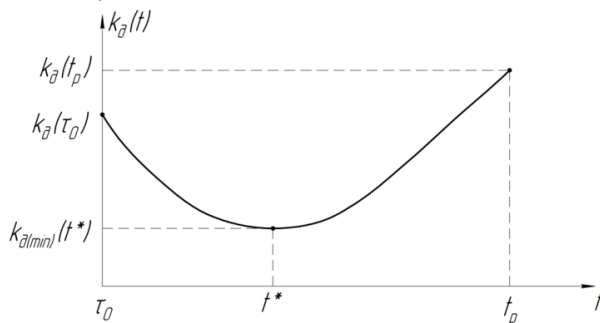


Рис.3. Залежність $k_{\partial}(t)$ (44):

$$\begin{aligned} t \in [\tau_o, t_p]; \quad k_{\partial}(\tau_o) &= \frac{C}{P_n} \cdot \left\{ \frac{P}{2m_1} \cdot \tau_o^2 + \frac{Q \cdot \tau_o^2}{6m_2} \right\}; \\ k_{\partial \min}(t^*) &= \frac{C}{P_n} \cdot \left\{ \frac{Q \cdot \tau_o^2}{6m_2} - \frac{Q \cdot \tau_o \cdot t^*}{2m_2} + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{(t^*)^2}{2} \right\}; \\ k_{\partial}(t_p) &= \frac{C}{P_n} \cdot \left\{ \frac{Q \cdot \tau_o^2}{6m_2} - \frac{Q \cdot \tau_o \cdot t_p}{2m_2} + \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \cdot \frac{t_p^2}{2} \right\}; \\ t^* &= Q \cdot \tau_o / \left[2m_2 \cdot \left(\frac{P}{m_1} + \frac{Q}{m_2} \right) \right]. \end{aligned}$$

Слід зазначити, що джерелом виникнення коливань у досліджуваній системі (яка є, по суті, суттєво – нелінійною механічною системою із

зосередженими параметрами) є стрибок похідної $\frac{dQ(t)}{dt}$ при проходженні точки $t = \tau_0$ (рис. 4).

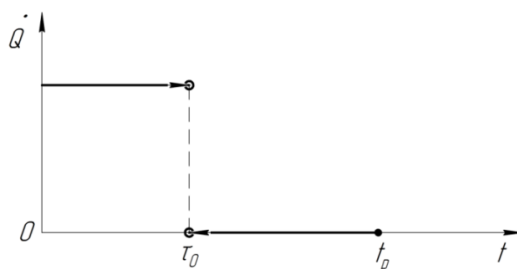


Рис. 4. Залежність $\dot{Q}(t)$.

Позбутися небажаних коливань у системі при підйомі вантажу «з землі» можна змінивши закон $Q(t)$, який би плавно (з певними умовами гладкості, що накладаються на функцію $Q(t)$) змінював значення цієї функції на інтервалі $t \in [0, t_p]$ від нуля до Q (рис. 5). При цьому для $t \geq t_p$ $Q(t) = Q$, а з залежність $Q(t)$ на $t \in [0, t_p]$ апроксимується поліномом (сплайном) по t до п'ятого порядку включно. Умови гладкості для $Q(t)$ виконуються у точках $t = t_p$ й $t = 0$.

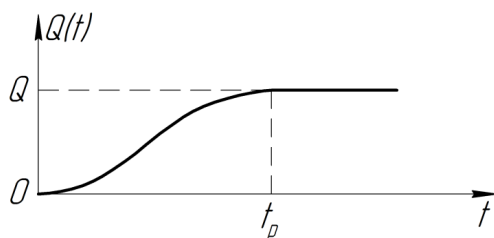


Рис. 5. Залежність $Q(t)$, яка не викликає появи у системі небажаних коливань на інтервалі $t \in [0, t_p]$.

Функція $Q(t)$, яка задовольняє наступним умовам (початковим/кінцевим), що еквівалентні певним умовам її гладкості:

$$\begin{cases} Q(t)|_{t=0} = \dot{Q}(t)|_{t=0} = \ddot{Q}(t)|_{t=0} = 0; \\ Q(t)|_{t=t_p} = Q; \quad \dot{Q}(t)|_{t=t_p} = 0; \quad \ddot{Q}(t)|_{t=t_p} = 0, \end{cases} \quad (49)$$

має наступним вид:

$$Q(t) = Q \cdot \left\{ 10 \cdot \left(\frac{t}{t_p} \right)^3 - 15 \cdot \left(\frac{t}{t_p} \right)^4 + 6 \cdot \left(\frac{t}{t_p} \right)^5 \right\}. \quad (50)$$

Отже, щоб позбутися небажаних коливань системи підйому вантажу крана на етапі розгону/пуску механізму його підйому при використанні способу підйому «з землі» необхідно забезпечити натяг канату до повного відриву від землі за законом (50) (рис. 5). Зрозуміло, що закон $Q(t)$ (50) не єдиний, а існує безліч сплайнів по часу t більш високого порядку (з більш «жорсткими» умовами гладкості у точках $t = 0$, $t = t_p$). Найпростіший з них поданий співвідношеннями (49), (50).

Висновки.

1. У межах моделі дискретними (зосередженими) параметрами встановлені закони руху механічної двомасової моделі, яка моделює функціонування механізму підйому вантажу (мостового) крана, для трьох способів підйому вантажу: а) «з підхватом», «з ваги», «з землі». Аналітично описані основні характеристики цих рухів коливного характеру: 1) амплітуда; 2) частота; 3) період; 4) коефіцієнт динамічності.
2. Запропоновані критерії якості руху, котрі дозволяють у режимах пуску мінімізувати коефіцієнт динамічності для всіх трьох, зазначених вище, способів підйому вантажу та закони руху механічної системи, які задовольняють вказаним критеріям.
3. Проведена чисельна обґрунтована оцінка тривалості набуття канатами пружного стану під дією ваги вантажу (τ_o), за якої механічна система задовольняє умовам квазістатичності чи умовам миттєвого набору пружного стану канатів.
4. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку механізмів підйому вантажу різними способами («з ваги», «з підхватом», «з землі») при функціонуванні кранів у перехідних режимах (пуску, гальмування, реверсу та ін.) і у режимах реальної експлуатації.

Список використаної літератури

1. Иванченко, Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф.К. Иванченко, В.С. Бондарев, Н.П. Колесник, В.Я. Барабанов. – Киев: Вища школа, 1978. – 756 с.
2. Вайнсон, А.А. Строительные краны / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1970.

3. Александров, М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров. – М.: Высшая школа, 1972.
4. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров и др. – М.: Высшая школа, 1973.
5. Казак, С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968.
6. Комаров, М.С. Динамика механизмов и машин / М.С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1968.
7. Гохберг, М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М.М. Гохберг. – М.: Машиностроение, 1969.
8. Александров, М.П. и др. Динамика грузоподъемных кранов / М.П. Александров и др. – М., 1986. – 400 с.
9. Ловейкін, В.С. Динаміка і оптимізація режимів руху мостових кранів. / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. Монографія. Київ.: ЦП «КОМПРИНТ», 2016. – 314 с.
10. Ловейкін, В.С. Динамічний аналіз механізму повороту стрілового крана. / В.С. Ловейкін, С.Ф. Пилипака, І.О. Кадикало. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія : Техніка та енергетика АПК.Київ. 2017. Вип. 258. С. 192–202.
11. Ловейкін, В.С. Оптимізація режимів руху механізмів обертання вантажопідйомних кранів. / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, І.О. Кадикало. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія : Техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 177–190.
12. Ловейкін, В.С. Аналіз умов існування стаціонарних режимів (автоколивань) при роботі мостових кранів. / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, І.О. Кадикало. Підйомно-транспортна техніка., Одеса. 2016. Вип. 3. С. 4-15.
13. Ловейкін, В.С. Динамічна оптимізація вантажопідйомних механізмів кранів при підйомі вантажу «з підхватом». / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, І.О. Кадикало. Научный вестник ДГМА. 2016. Вип. 2(20Е). С. 90-98.
14. Ловейкин, В.С. Уточненный анализ и минимизация динамических нагрузок в упругих элементах грузоподъемных машин. / В.С. Ловейкин, Ю.В. Човнюк, И.А. Кадыкало. Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2016. Т.15, №21. С.354–361. DOI: 10.15593/2224-9923/2016.21.7
15. Ловейкін, В.С. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин. / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко. Моногр. Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт. Миколаїв. держ. аграр. ун-т. - К. Миколаїв. Вид-во РВВ МДАУ. 2004. – 288 с.

16. Григоров, О.В. Вантажопідйомні машини: навч. посібник. / О.В. Григоров, О.В. Петренко. Х. НТУ „ХПІ”. 2006. – 304 с.

OPTIMISATION OF DYNAMIC LOADS IN ELASTIC ELEMENTS OF LOAD LIFTING CRANES WITH DIFFERENT METHODS OF LIFTING. PART III

Loveykin V. S., Chovniuk Yu. V., Kadykalo I. O.

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Abstract. During the work of lifting machinery there are considerable dynamic loads in the elements of the drive and the metal structure, which lead to the rapid failure of the elements of the structure and mechanisms and emergencies. The issue of elimination of dynamic loads has not been solved yet, so in this work, the dynamic loads in the elastic elements (ropes) of load lifting cranes have been optimized within various methods of cargo lifting: “pick-up”, “using weight”, “from the ground”. As a criterion for optimization (minimization of the specified loads) in the transient modes of operation of the crane (start, brake, reversal), the functional, which takes the minimum value and is the root mean square of the dynamic coefficient at the interval of time, corresponding to the duration of the transition, is proposed. Classical variational calculus methods were used to solve the problem of optimizing the mode of motion of the lifting mechanism. With these methods, the appropriate (optimal) modes (laws) of cargo movement and the electromechanical system of the drive mechanism of lifting are established.

The results obtained in this study can be further used to refine and improve existing engineering methods for calculating lifting mechanisms of the crane with flexible suspension both at the design / construction stages and under actual operating conditions.

Keywords: optimisation, dynamics, loading, ropes, load lifting cranes, methods of lifting, cargo.

УДК 621.833:621.7

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.09

Васильєва О. Е.

Львівський державний університет безпеки життєдіяльності

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ І ФОРМИ КОРПУСІВ РЕДУКТОРІВ ПІДЙОМНО- ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ЇХ НАДІЙНІСТЬ

Анотація. Теоретично та експериментально досліджено вплив конструктивних елементів та модифікації корпусів редукторів підйомно-транспортного обладнання на їх надійність. Результати досліджень дають можливість зробити висновок про те, що зменшення кута нахилу зубців збільшує напрацювання підшипників на відмову T_B , тобто для забезпечення високої надійності підшипників необхідно в процесі проектування кут нахилу зубців β передачі приймати в межах не більше 10° . Аналізуючи отримані результати, можна зауважити, що модифікація корпусу редуктора дозволяє зменшувати напруження згину швидкохідного вала у 2,68 рази, а це в свою чергу збільшує число циклів навантаження. Відповідно зростання параметру T_B для швидкохідного вала редуктора сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 буде становитиме 4748 год. Така конструкторська пропозиція дозволяє підвищити надійність вала і редуктора загалом. Отже результати даної роботи дозволяють стверджувати, що в процесі проектування редукторів підйомно-транспортного обладнання особливої уваги заслуговують зубчасті передачі, а саме, з метою підвищення їх надійності необхідно приймати більші значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса ψ_{ba} у порівнянні з рекомендованими межами.

Ключові слова: редуктор, підйомно-транспортне обладнання, надійність, корпус, зубчасті колеса, кількість циклів навантаження.

Постановка проблеми. Сучасні приводи підйомно-транспортного устаткування, основою яких є редуктори, коробки відбору потужності та мультиплікатори, працюють в умовах динамічних навантажень. Відомо, динамічні навантаження можуть збільшувати в процесі роботи значення сил, які діють на елементи конструкції редуктора.

і зусилля впливають на втомну міцність приводу, а в деяких випадках – призводять до руйнування його конструктивних елементів у вигляді тріщин. Тому для забезпечення міцності приводів, яка б враховувала динамічні навантаження, необхідно в процесі

проектування враховувати конструктивні елементи приводу та його форму, а також забезпечувати і підвищувати в процесі експлуатації надійність. Посилення вимог до якості машин вимагає відповідного забезпечення надійності та довговічності сучасної техніки. Проблемами надійності та довговічності різних конструкцій машин займалися відомі вчені О.С. Проніков, Б.І. Костецький, Д.М. Решетов, І.Г. Косовський, Т.І. Рибак, Б. Ділонг, Ч. Синг та багато інших. Результати їх робіт дозволили впровадити в машинобудівну галузь промисловості різні методи забезпечення та підвищення надійності технічних систем, машинобудівних конструкцій та підйомно-транспортного обладнання.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Розвиток підйомно-транспортних машини пов'язаний з розробкою конструкцій підвищеної надійності з високими технічними та технологічними параметрами, з одночасним зниженням метало- і енергоємності, а також із створенням комплексів машин, що поєднують функції періодичної та безперервної дії, маніпуляторів, машин-роботів, лебідок, талів тощо.

В кранових або підйомних механізмах застосовують стандартні зубчасті або черв'ячні редуктори. На сучасному етапі в Україні промисловість випускає значну кількість різноманітних типів редукторів. Більшість типових конструкцій редукторів була розроблена ще в 60...80 роках минулого століття. Але ці конструкції виготовлялися за спрощеними технологіями і, як наслідок, мають технічні характеристики, які не відповідають високим сучасним вимогам до надійності та довговічності зокрема.

Стосовно редукторів і, зокрема, зубчастих передач, питаннями надійності в цьому напрямку займалися К.І. Заблонський, А.Ф. Кіріченко, В.П. Шишов, Г.П. Гриневич та інші [4, 5, 7, 8, 9, 12].

Але розроблені методи забезпечення або підвищення надійності стосувалися лише окремих елементів зубчастих передач за рахунок удосконалення та синтезу їх конструктивних елементів і покращення роботи. Тому була поставлена задача розробити таку методологію, яка б дозволила покращити показники надійності не тільки окремих елементів, а і редуктора загалом.

Мета. На основі теоретичних та експериментальних досліджень визначити вплив конструктивних елементів та модифікації корпусів редукторів підйомно-транспортного обладнання на їх надійність.

Виклад основного матеріалу. Аналізуючи конструкцію редуктора можна зауважити, що його основними конструктивними елементами є: *вали, підшипники та зубчасті передачі*, за допомогою яких передається відповідний обертовий момент за потрібною потужністю. Ці конструктивні елементи працюють у динамічному режимі з частотою обертання першого ведучого вала від 1500 до 3000

хв⁻¹. Тому в процесі експлуатації постійно протікають втомні процеси та зношування робочих поверхонь деталей, які обертаються [11].

Розглянемо для основних конструктивних елементів найбільш імовірний можливий середній час напрацювання на відмову T_B та можливі основні напрямки його збільшення за рахунок відповідних заходів [1, 2, 3].

Результати аналізу робіт по втомній міцності та довговічності валів дозволили встановити, що найбільш глибоко ці проблеми розглянуті в роботі доктора техн. наук, проф. В.М. Гребенніка [4].

1. Втомна міцність валів суттєво залежить від якості механічної обробки їх циліндричних поверхонь. Зменшення шорсткості обробки з $R_a = 3,2$ мкм до $R_a = 1,6 \dots 0,8$ мкм дозволяє змістити точку перелому кривої втоми вправо, тобто збільшити значення базового числа циклів навантаження в 1,23 рази [4].

Базове число циклів навантаження для вуглецевих і легованих сталей $N_0 = 2,1 \cdot 10^6$ [4]. Тоді збільшення числа циклів можна визначити так

$$\Delta N_0 = 1,23 \cdot 2,1 \cdot 10^6 - 2,1 \cdot 10^6 = 0,483 \cdot 10^6.$$

В цьому випадку зростання часу середнього напрацювання на відмову T_B з урахуванням режиму навантаження буде

$$\Delta T_B = \frac{\Delta N_0}{60nK_{FE}}, \text{ год} \quad (1)$$

де n – частота обертання швидкохідного вала, хв⁻¹;

K_{FE} – коефіцієнт, який враховує режим навантаження (для розрахунків приймаємо середній рівноймовірний режим навантаження, для якого $K_{FE} = 0,14$).

З урахуванням залежності (1) значення параметрів $a = T_B$ для швидкохідного вала редуктора сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 буде

$$a = T_B + \Delta T_B = 4677 + \frac{0,483 \cdot 10^6}{60 \cdot 1500 \cdot 0,14} = 4715 \text{ год},$$

що дозволяє підвищити надійність валів і редуктора загалом.

2. На втомну міцність валів в значній мірі впливає відстань L між опорами (підшипниками) [10]. В процесі роботи редуктора при збільшені L виникають більші за значенням напруження згину $\sigma_{зг}$. Для визначення напруження згину $\sigma_{зг}$ в процесі розрахунків валів використовують залежність

$$\sigma_{32} = \frac{\sqrt{(M_{r \max} + M_{a \max})^2 + M_{t \max}^2}}{W_{O\Phi}}, \quad (2)$$

де $M_{r \max}$ – максимальний згинальний момент від радіальної сили F_r ;
 $M_{a \max}$ – максимальний згинальний момент від осьової сили F_a ;
 $M_{t \max}$ – максимальний згинальний момент від колової сили F_t ;
 $W_{O\Phi}$ – фактичний осьовий момент опору перерізу вала.

Для зменшення напружень згину доцільно зменшувати відстань L між опорами. Це можливо зробити тільки за умови модифікації конструкції корпусу редуктора (рис. 1). Розглянемо зміну напружень від зміни L згідно прикладу, який наведено на рис. 1. При цьому рахуємо, що зубчаста передача прямозуба і відповідно $M_{a \max} = 0$. Тоді до модифікації конструкції корпусу: $M_{r \max} = R_{1r} \cdot [(2/3)L] = 0,67LR_{1r}$; $M_{t \max} = R_{1t} \cdot [(2/3)L] = 0,67LR_{1t}$. Після модифікації конструкції корпусу: $M_{r \max} = R_{1r} \cdot [0,5(0,5L)] = 0,25LR_{1r}$; $M_{t \max} = R_{1t} \cdot [0,5(0,5L)] = 0,25LR_{1t}$.

Використовуючи залежність (2), визначимо співвідношення σ_{32} до модифікації і $\sigma_{32, M}$ після модифікації корпусу

$$\frac{\sigma_{32}}{\sigma_{32, M}} = \frac{\frac{\sqrt{M_{r \max}^2 + M_{t \max}^2}}{W_{O\Phi}}}{\frac{\sqrt{M_{r \max}^2 + M_{t \max}^2}}{W_{O\Phi}}} = \frac{\sqrt{(0,67LR_{1r})^2 + (0,67LR_{1t})^2}}{\sqrt{(0,25LR_{1r})^2 + (0,25LR_{1t})^2}} = \frac{0,67}{0,25} = 2,68.$$

Аналізуючи отримані результати, можна зауважити, що модифікація корпусу редуктора дозволяє зменшувати напруження згину швидкохідного вала у 2,68 рази, а це в свою чергу збільшує число циклів на $\Delta N_0 = 0,9 \cdot 10^6$ [4]. В цьому випадку зростання параметру $a = T_B$ для швидкохідного вала редуктора сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 буде

$$a = T_B + \Delta T_B = 4677 + \frac{0,9 \cdot 10^6}{60 \cdot 1500 \cdot 0,14} = 4748 \text{ год.}$$

Цей конструкторський захід дозволяє підвищити надійність вала і редуктора загалом.

Підбір підшипників для більшості редукторів виконують за динамічною вантажністю, тобто [5]

$$C < C_r \quad (3)$$

де C – потрібна динамічна вантажність, Н;

C_r – табличне значення динамічної вантажності вибраного типорозміру підшипника.

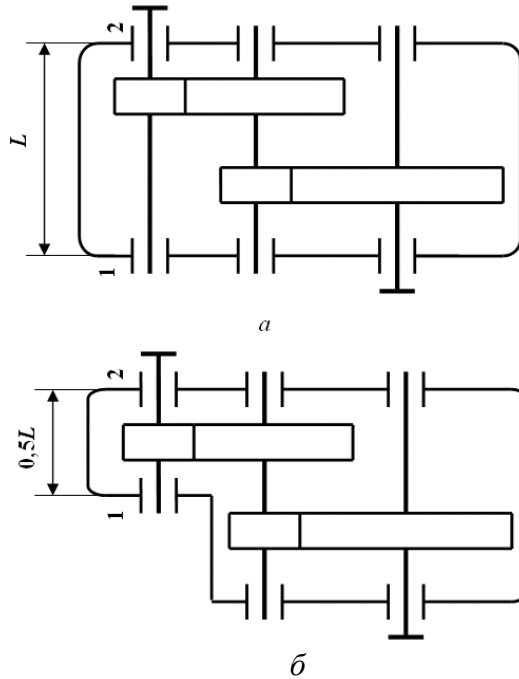


Рис. 1.– Конструктивна схема корпусу двохступеневого редуктора:
а – до модифікації корпусу; б – після модифікації корпусу
В свою чергу

$$C = R \left(\frac{60nL_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{\alpha}}, \quad (4)$$

де R – розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник, Н;

n – частота обертання кільця, яке обертається, хв.⁻¹;

L_h – потрібна довговічність підшипника, год;

α – коефіцієнт, який залежить від характеру кривої втоми (для кулькових підшипників $\alpha = 3$; для роликів – $\alpha = 10/3$).

Для радіально-упорних кулькових і роликів підшипників розрахункове еквівалентне навантаження визначають за залежністю

$$R = (XVR_r + YR_a)K_B K_T, \quad (5)$$

де X і Y – коефіцієнти відповідно радіального R_r та осьового R_a навантажень. Їх значення для однорядних кулькових радіально-упорних і роликів конічних визначають в залежності від порівняння відношення R_a/VR_r з параметром осьового навантаження e ;

V – коефіцієнт обертання (при обертанні внутрішнього кільця $V = 1$; зовнішнього – $V = 1,2$);

K_B – коефіцієнт безпеки ($K_B = 1$ – при спокійному навантаженні; $K_B = 1,2$ – при легких поштовхах і короточасних перевантаженнях до 125% від номінального; $K_B = 1,8$ – при помірних поштовхах і короточасних перевантаженнях до 150% від номінального; $K_B = 3$ – при ударному навантаженні та перевантаженнях до 300% від номінального);

K_T – температурний коефіцієнт ($K_T = 1$ при $t \leq 100^\circ\text{C}$; $K_T = 1,05$ при $t \leq 125^\circ\text{C}$; $K_T = 1,11$ при $t \leq 150^\circ\text{C}$; $K_T = 1,15$ при $t \leq 175^\circ\text{C}$; $K_T = 1,25$ при $t \leq 200^\circ\text{C}$).

В свою чергу осьове навантаження R_a дорівнює осьовій силі F_a , тобто

$$R_a = F_a = F_t \operatorname{tg} \beta,$$

де F_t – колова сила;

β – кут нахилу зубців колеса.

Радіальне навантаження R_r дорівнює радіальній силі F_r , тобто

$$R_r = F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta},$$

де α_n – кут зачеплення зубчастої передачі в нормальному перерізі зубця колеса (для стандартних передач $\alpha_n = 20^\circ$).

Визначимо довговічність підшипника L_h за залежністю (4)

$$L_h = \frac{10^6 C^\alpha}{60 R^\alpha n}. \quad (6)$$

На довговічність підшипника значний вплив має кут нахилу зубців β коліс передач. Його приймають при проектуванні передач в межах $10^\circ \dots 15^\circ$. Розглянемо вплив кута нахилу зубців β на довговічність підшипника, тобто на його напрацювання на відмову T_B . При цьому візьмемо для розрахунку дві зубчасті передачі з $\beta_1 = 10^\circ$ і $\beta_2 = 15^\circ$. Співвідношення $\frac{R_a}{VR_r}$ буде при $V = 1$ (в редукторах обертається

внутрішнє кільце підшипника) з використанням наведених залежностей для R_a і R_r

$$\frac{R_a}{VR_r} = \frac{F_t \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \beta}{1 \cdot F_t \operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{\sin \beta}{\operatorname{tg} \alpha_n}.$$

Для першої передачі $\frac{\sin \beta_1}{\operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{\sin 10^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 0,48 \rightarrow X = 0,46; Y = 1,13.$

Для другої передачі $\frac{\sin \beta_2}{\operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{\sin 15^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 0,72 \rightarrow X = 0,46; Y = 1,00$.

Тоді $R_1 = 0,37F_t K_B K_T$; $R_2 = 0,44F_t K_B K_T$.

Знаходимо співвідношення $\frac{R_2}{R_1} = 1,19$. Тоді $R_2 = 1,19R_1$.

Враховуючи наведене співвідношення, визначаємо L_{h1} і L_{h2} за залежністю (6)

$$L_{h1} = \frac{10^6 C^3}{60 R_1^3 n}; \quad L_{h2} = \frac{10^6 C^3}{60 (1,19 R_1)^3 n} = \frac{10^6 C^3}{101,11 R_1^3 n}.$$

Знаходимо співвідношення довговічностей підшипника

$$\frac{L_{h1}}{L_{h2}} = 1,685,$$

тобто $L_{h1} = 1,685 L_{h2}$. Звідси можна зробити висновок про те, що зменшення кута нахилу зубців β з 15° до 10° збільшує напрацювання підшипників на відмову T_B на 68,5%, тобто для забезпечення високої надійності підшипників необхідно в процесі проектування кут нахилу зубців β передачі приймати в межах не більше 10° .

Розглянемо вплив значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса ψ_{ba} для визначення ширини вінця в залежності від міжосьової відстані передачі a_w на концентрацію навантаження та відповідно на надійність зубчастої передачі. При проектному розрахунку циліндричних зубчастих передач значення коефіцієнта ψ_{ba} приймають в межах 0,2...0,4 [8].

Коефіцієнт вихідної концентрації навантаження для торця зубчастого колеса зі сторони підводу обертового моменту, який враховує розподілення навантаження по довжині контактних ліній, визначають за залежністю [6] при розрахунках:

на контактну втому

$$K_{H\beta 0} = 1 + (k_y + k_f + k_b) k_E k_{H\beta}; \quad (7)$$

на втому при згині зубців

$$K_{F\beta 0} = 1 + (k_y + k_f + k_b) k_E k_{F\beta}, \quad (8)$$

де k_y – коефіцієнт, який враховує деформації;

k_f – коефіцієнт точності;

k_b – коефіцієнт, який враховує деформацію підшипників;

k_E – коефіцієнт матеріалу зубців;

$k_{H\beta}$, $k_{F\beta}$ – коефіцієнт виду передачі при розрахунку зубців на контактну втому і втому при згині відповідно (в нашому випадку передача косозуба і шестерня розміщена між опорами).

Для розгляду впливу значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса на концентрацію навантаження та відповідно на надійність зубчастої передачі зупинимося на **прикладі**: редуктор одноступеневий; $u = 2$; $d_1 = 120$ мм; $\psi_{ba1} = 0,2$; $\psi_{ba2} = 0,4$; $\beta = 10^\circ$; пара коліс виготовлена зі сталі; частота обертання ведучого колеса $n_1 = 1500$ хв⁻¹; кутова швидкість ведучого вала $\omega_1 = 157$ с⁻¹; колова швидкість $v = 9,42$ м/с; потужність на ведучому валу $P_1 = 10$ кВт; твердість робочої поверхні зубців HB = 290 [12].

1. Визначаємо значення складових залежностей (7) і (8) для $\psi_{ba1} = 0,2$ з використанням рекомендацій [7]:

$$k_y = k_{yk} \frac{1}{k_E} + k_{yu};$$

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (2+1) = 0,6;$$

$$k_{yk} = 0,16\psi_{bd}^2 = 0,16 \cdot 0,3^2 = 0,0144; k_E = 1$$

$$k_{yu} = 0,016\psi_{bd}^4 = 0,016 \cdot 0,3^4 = 0,00013;$$

$$k_y = 0,0144 \frac{1}{1} + 0,00013 = 0,01453;$$

$$k_f = (1,25 - 0,35\psi_{bd}) \frac{6,6l_\Sigma}{F_{Ht}} \cos^2 \beta = (1,25 - 0,35 \cdot 0,3) \frac{6,6 \cdot 36,6}{1062} \cos^2 10^\circ = 0,25$$

$$;$$

$$k_b = (0,9 - 0,25\psi_{bd}) l_\Sigma s_{\max} = (0,9 - 0,25 \cdot 0,3) 36,6 \cdot (-0,005) = -0,15;$$

$$k_{H\beta} = \frac{\psi_{bd} + 0,25}{\psi_{bd} - 0,2} = \frac{0,3 + 0,25}{0,3 - 0,2} = 5,5;$$

$$k_{F\beta} = 1;$$

$$S_H = 2 \cdot 10^{-8} \left(\frac{350}{HB} \right)^2 \left(\frac{20}{v} \right)^{0,5} = 2 \cdot 10^{-8} \left(\frac{350}{290} \right)^2 \left(\frac{20}{9,42} \right)^{0,5} = 4,2 \cdot 10^{-8};$$

$$K_{H\beta 0} = 1 + (0,01453 + 0,25 - 0,15) \cdot 1 \cdot 5,5 = 1,63;$$

$$K_{F\beta 0} = 1 + (0,01453 + 0,25 - 0,15) \cdot 1 \cdot 1 = 1,11.$$

Визначаємо кількість циклів N_1 навантаження зубців шестерні при $T = T_B = 4677$ год, тобто за час безвідмовної роботи

$$N_1 = 60n_1T = 60 \cdot 1500 \cdot 4677 = 4,2 \cdot 10^8.$$

Кількість циклів навантажень $N_{Hпр}$, $N_{Fпр}$, яка необхідна для припрацювання зубців:

- у полюсі

$$N_{H_{np}} = \frac{K_{H\beta 0} - 1}{S_H \sqrt[3]{K_{H\beta 0}}} = \frac{1,63 - 1}{4,2 \cdot 10^{-8} \cdot \sqrt[3]{1,63}} = 0,13 \cdot 10^8;$$

- у вершини

$$N_{F_{np}} = \frac{K_{F\beta 0} - 1}{\chi S_H \sqrt[3]{K_{F\beta 0}}} = \frac{1,11 - 1}{1,5 \cdot 4,2 \cdot 10^{-8} \cdot \sqrt[3]{1,11}} = 0,016 \cdot 10^8.$$

Коефіцієнти, які враховують кількість циклів навантажень

$$x_H = \frac{N_1}{N_{H_{np}}} = \frac{4,2 \cdot 10^8}{0,13 \cdot 10^8} = 32,3; \quad x_F = \frac{N_1}{N_{F_{np}}} = \frac{4,2 \cdot 10^8}{0,016 \cdot 10^8} = 262.$$

В цьому випадку значення еквівалентних коефіцієнтів концентрації навантаження будуть [7]

$$K_{H\beta e1} = 1,05; \quad K_{F\beta e1} = 1,01.$$

2. Визначаємо значення складових залежностей (7) і (8) для $\psi_{ba2} = 0,4$ з використанням рекомендацій [7]:

$$k_y = k_{yk} \frac{1}{k_E} + k_{yu};$$

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u+1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (2+1) = 0,6;$$

$$k_{yk} = 0,16\psi_{bd}^2 = 0,16 \cdot 0,6^2 = 0,0576; \quad k_E = 1$$

$$k_{yu} = 0,016\psi_{bd}^4 = 0,016 \cdot 0,3^4 = 0,00013;$$

$$k_y = 0,0576 \frac{1}{1} + 0,00013 = 0,05773;$$

$$k_f = (1,25 - 0,35\psi_{bd}) \frac{6,6l_{\Sigma}}{F_{Ht}} \cos^2 \beta = (1,25 - 0,35 \cdot 0,6) \frac{6,6 \cdot 36,6}{1062} \cos^2 10^\circ = 0,23$$

;

$$k_b = (0,9 - 0,25\psi_{bd}) l_{\Sigma} S_{\max} = (0,9 - 0,25 \cdot 0,6) 36,6 \cdot (-0,005) = -0,14;$$

$$k_{H3} = \frac{\psi_{bd} + 0,25}{\psi_{bd} - 0,2} = \frac{0,6 + 0,25}{0,6 - 0,2} = 2,13;$$

$$k_{F3} = 1;$$

$$S_H = 2 \cdot 10^{-8} \left(\frac{350}{HB} \right)^2 \left(\frac{20}{v} \right)^{0,5} = 2 \cdot 10^{-8} \left(\frac{350}{290} \right)^2 \left(\frac{20}{9,42} \right)^{0,5} = 4,2 \cdot 10^{-8};$$

$$K_{H\beta 0} = 1 + (0,05773 + 0,23 - 0,14) \cdot 1 \cdot 2,13 = 1,31;$$

$$K_{F\beta 0} = 1 + (0,05773 + 0,23 - 0,14) \cdot 1 \cdot 1 = 1,15.$$

Визначаємо кількість циклів N_1 навантаження зубців шестерні при $T = T_B = 4677$ год, тобто за час безвідмовної роботи

$$N_1 = 60n_1T = 60 \cdot 1500 \cdot 4677 = 4,2 \cdot 10^8.$$

Кількість циклів навантажень N_{Hnp} , N_{Fnp} , яка необхідна для припрацювання зубців:

- у полюсі

$$N_{Hnp} = \frac{K_{H\beta 0} - 1}{S_H \sqrt[3]{K_{H\beta 0}}} = \frac{1,31 - 1}{4,2 \cdot 10^{-8} \cdot \sqrt[3]{1,31}} = 0,09 \cdot 10^8;$$

- у вершини

$$N_{Fnp} = \frac{K_{F\beta 0} - 1}{\chi S_H \sqrt[3]{K_{F\beta 0}}} = \frac{1,15 - 1}{1,5 \cdot 4,2 \cdot 10^{-8} \cdot \sqrt[3]{1,15}} = 0,022 \cdot 10^8.$$

Коефіцієнти, які враховують кількість циклів навантажень

$$x_H = \frac{N_1}{N_{Hnp}} = \frac{4,2 \cdot 10^8}{0,09 \cdot 10^8} = 46; \quad x_F = \frac{N_1}{N_{Fnp}} = \frac{4,2 \cdot 10^8}{0,022 \cdot 10^8} = 191.$$

В цьому випадку значення еквівалентних коефіцієнтів концентрації навантаження будуть [7]

$$K_{H\beta e2} = 1,02; \quad K_{F\beta e2} = 1,01.$$

Висновки:

1. Результати досліджень дають можливість зробити висновок про те, що зменшення кута нахилу зубців β з 15° до 10° збільшує напрацювання підшипників на відмову T_B на 68,5%, тобто для забезпечення високої надійності підшипників необхідно в процесі проектування кут нахилу зубців β передачі приймати в межах не більше 10° .

2. Аналізуючи отримані результати, можна зауважити, що модифікація корпусу редуктора дозволяє зменшувати напруження згину швидкохідного вала у 2,68 рази, а це в свою чергу збільшує число циклів на $\Delta N_0 = 0,9 \cdot 10^6$ [11]. В цьому випадку зростання параметру T_B для швидкохідного вала редуктора сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 буде становитиме 4748 год. Така конструкторська пропозиція дозволяє підвищити надійність вала і редуктора загалом.

3. Результати аналізу впливу значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса на концентрацію навантаження та відповідно на надійність зубчастої передачі показують, що при збільшенні ψ_{ba} від 0,2 до 0,4 зменшується кількість циклів навантажень, яка необхідна для припрацювання зубців у полюсі зачеплення в $N_{Hпр1}/N_{Hпр2} = 1,44$ рази без зміни кількості циклів навантажень у вершини зуба, та у зменшенні еквівалентного коефіцієнта концентрації навантаження $K_{H\beta e}$ на 3%.

4. Виходячи з наведених результатів можна стверджувати, що в процесі проектування редукторів підйомно-транспортного обладнання особливої уваги заслуговують зубчасті передачі, а саме, з метою підвищення їх надійності необхідно приймати більші значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса ψ_{ba} у порівнянні з рекомендованими межами.

Список використаної літератури

1. Васильєва О.Е. Прогнозування надійності зубчастих передач редукторів / О.Е. Васильєва, І.В. Кузьо // Вісник національного технічного університету «ХП», тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». – Харків: НТУ «ХП», 2008. Вип. №25. – С. 47-53.
2. Васильєва О. Е. Прогнозування надійності редукторів тягачів з використанням методу статистичного моделювання / О. Е. Васильєва // Пожежна безпека: Зб. наук. праць. – Львів, 2008. – №13. – С. 134-139.
3. Васильєва О. Е. Вплив зовнішніх динамічних навантажень на зносостійкість зубчастих передач пожежного устаткування з урахуванням їх питомої кількості / О. Е. Васильєва // Науковий потенціал світу — 2004: Тези доповідей міжнар. наук.- тех. конф. — Дніпропетровськ, 2005. – С. 186-191.
4. Гребеник В.М. Усталостная прочность и долговечность металлургического оборудования. / В.М. Гребеник. – М.: Машиностроение, 1969. – 256 с.
5. Гуліда Е.М. Прикладна механіка. / Е.М. Гуліда, Л.Ф. Дзюба, І.М. Ольховий. – Львів: Світ, 2007. – 384 с.
6. Компания НТЦ «Редуктор». – [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.reduktorntc-k.com.ua.
7. Заблонский К.И. Зубчатые передачи. / К.И. Заблонский. – К.: Техніка, 1977. – 208 с.
8. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Ануриев: В 3-х т. Т. 3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 557 с.
9. Пуш В.Э. Металлорежущие станки. / В.Э. Пуш, В.Г. Беляев, А.А. Гаврюшин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

10. Гуліда Е.М. Прогнозування надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання. / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва. // Вісник НТУ «ХПІ». – № 28. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – С. 38-45.

11. Решетов Д.Н. Надежность машин. / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.

12. Гулида Э.Н. Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес. / Э.Н. Гулида. – Львов: Вища школа, 1983. – 136 с.

RESEARCH OF INFLUENCE OF STRUCTURAL ELEMENTS AND SHAPES OF LIFTING GEARBOX RELEASES ON THEIR RELIABILITY

Vasilyeva O. E.

Lviv State University of Life Safety (Lviv)

Annotation. The influence of structural elements and modifications of gearboxes of hoisting and transport equipment on their reliability is theoretically and experimentally investigated. The results of research allow us to conclude that reducing the angle of inclination of the teeth increases the operating time of bearings for TV failure, ie to ensure high reliability of bearings in the design process, the angle of inclination of the teeth β transmission to take no more than 10° . Analyzing the obtained results, it can be noted that the modification of the gearbox housing allows to reduce the bending stress of the high-speed shaft by 2,68 times, which in turn increases the number of load cycles. Accordingly, the increase in the TV parameter for the high-speed shaft of the gearbox of the seventh degree of accuracy in accordance with GOST 1643-81 will be 4748 hours. Therefore, the results of this work also allow us to state that in the process of designing gearboxes for lifting and transport equipment special attention should be paid to gears, namely, in order to increase their reliability it is necessary to take larger values ψ_{ba} of the crown width ratio ψ_{ba} compared to the recommended limits.

Keywords: gearbox, lifting and transport equipment, reliability, housing, gears, number of load cycles

УДК 621

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.10

Семенюк В. Ф., Дерев'янченко О. Г., Вудвуд О. М., Лінгур В. М.

Одеський національний політехнічний університет, Україна

РОЗРОБКА МЕТОДУ МОНІТОРИНГУ ПРОСЛИЗАННЯ СПОЛУЧЕНИХ СТРІЧОК СКЛАДНОГО КОНВЕЄРУ

***Анотація.** В даній статті наведено деякі результати розробки методу моніторингу прослизання (зміщення, зсуву) сполучених стрічок складного конвеєру. Наявність прослизання викликає відповідні відмови та простой. Тому необхідність моніторингу відсутності чи появи цього ефекту очевидна. У сучасному будівництві, промисловості та інших областях широке використання знаходять конвеєри різноманітного типу. Характерним прикладом є конвеєри у складі ліній напів-автоматичної чи автоматичної зборки. Одним з типів конвеєрів є ті, що складаються з декількох взаємодіючих стрічок - "складні" конвеєри. Однією з важливих ознак промисловості рівня "Індустрія – 4" є створення нових методів та систем моніторингу технологічних систем та процесів, у тому числі – з використанням систем технічного зору. Уявляється доцільною розробка таких систем і для сучасних конвеєрів. Для проведення моніторингу складного конвеєру на торцеві поверхні його стрічок пропонується заздалегідь наносити маркери (наприклад – у вигляді чорних чи кольорових прямокутників), відстань між якими визначається в залежності від швидкості руху конвеєру та ряду інших факторів. Повздовж конвеєру монтуються дві чи декілька цифрових камер, поле зору кожної з яких перекриває загальну товщину обох стрічок конвеєру. Пропонується періодично реєструвати цифрові зображення зон маркерів стрічок кожною з камер, визначати відстань між маркерами та порівнювати їх. На основі цього порівняння приймається рішення про наявність чи відсутність прослизання. По даним моніторингу буде виконуватись автоматична корекція взаємного положення стрічок з використання їх приводів. Якщо прослизання в системі двох сполучених стрічок конвеєра відбувається поступово - через N робочих циклів руху (цикл: робочий хід – холостий хід) - його можливо відстежити шляхом обробки*

зображення вже від першої цифрової камери та підтвердити шляхом обробки зображення від другої цифрової камери.

Ключові слова: *моніторинг технічних систем, прослизання стрічок, маркери, цифрові камери, обробка зображень, виділення контурів маркерів, визначення ознак контурів маркерів.*

Вступ. У промисловості, будівництві та інших галузях широке використання знаходять конвеєри різного типу. На магістральних конвеєрних лініях передбачається установа послідовно декілька стрічкових конвеєрів. Це в значній мірі веде до суттєвого збільшення капітальних і експлуатаційних витрат. Для зменшення цих витрат доцільно використовувати багатоприводні стрічкові конвеєри, що дозволяє зменшити навантаження на конвеєрну стрічку і підвищити її довговічність.

Постановка проблеми. При конструюванні стрічкових конвеєрів великої довжини необхідно вирішити дві проблеми: забезпечення довговічності стрічки і зменшення кількості приводних барабанів. Удосконалення конструкції стрічкових конвеєрів можливе за рахунок розробки проміжного приводу. Застосування проміжного приводу дозволяє зменшити натяг стрічки і таким чином забезпечити необхідну довговічність стрічки і відповідно знизити витрати на експлуатацію конвеєра. Проміжний привод дає можливість збільшити довжину конвеєра до декількох кілометрів, використовуючи при цьому дешеву стрічку.

Огляд останніх публікацій. Найчастіше застосовують проміжний приводи у вигляді короткого стрічкового конвеєра [1]. Дослідженню і обґрунтуванню раціональних параметрів проміжних лінійних приводів стрічкових конвеєрів присвячено багато наукових робіт, у тому числі [2, 3, 4]. Але в цих дослідженнях не враховано таке явище, як прослизання стрічки проміжного приводу відносно стрічки конвеєра. Це прослизання суттєво зменшує довговічність стрічки конвеєра. Тому необхідно виявити прослизання і за рахунок відповідного впливу на швидкість переміщення стрічки проміжного приводу усунути прослизання.

Мета роботи розробити метод моніторингу прослизання сполучених стрічок конвеєра і проміжного приводу з використанням спеціалізованої системи технічного зору (СТЗ).

Виклад основного матеріалу. Розглянемо сутність пропонуємого методу з використанням моделей цифрових зображень

від двох цифрових камер СТЗ, та їх обробки відповідним програмним комплексом. Схема реалізації методу приведена на рис. 1.

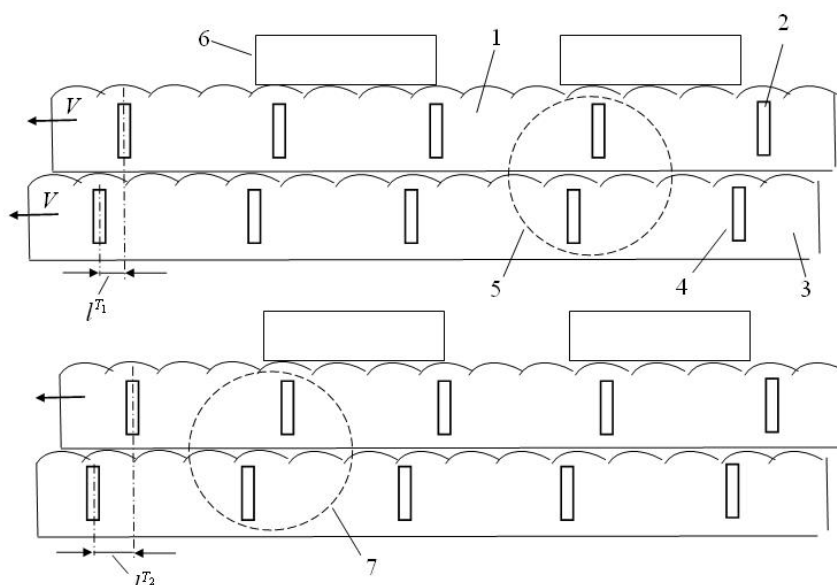


Рис. 1. Схематичне представлення моделей двох контактуючих стрічок конвеєру (у двох положеннях), на торцеві поверхні яких нанесено маркери.

1 – перша стрічка конвеєру; 2 – один з маркерів на її торцевій поверхні;
3 – друга стрічка конвеєру; 4 – один з маркерів на її торцевій поверхні;
5 – поле зору першої цифрової камери; 6 – одна з деталей на конвеєрі;
7 – поле зору другої цифрової камери.

Використано спеціальний програмний комплекс обробки зображень. Він створений для вирішення завдань моніторингу елементів сучасних металорізальних верстатів з числовим програмним керуванням та інших завдань [5]. При його побудові та при адаптації до тематики досліджень статті використано базові положення робіт [6 - 10].

На рис. 2 показано загальний вид одної з панелей комплексу.

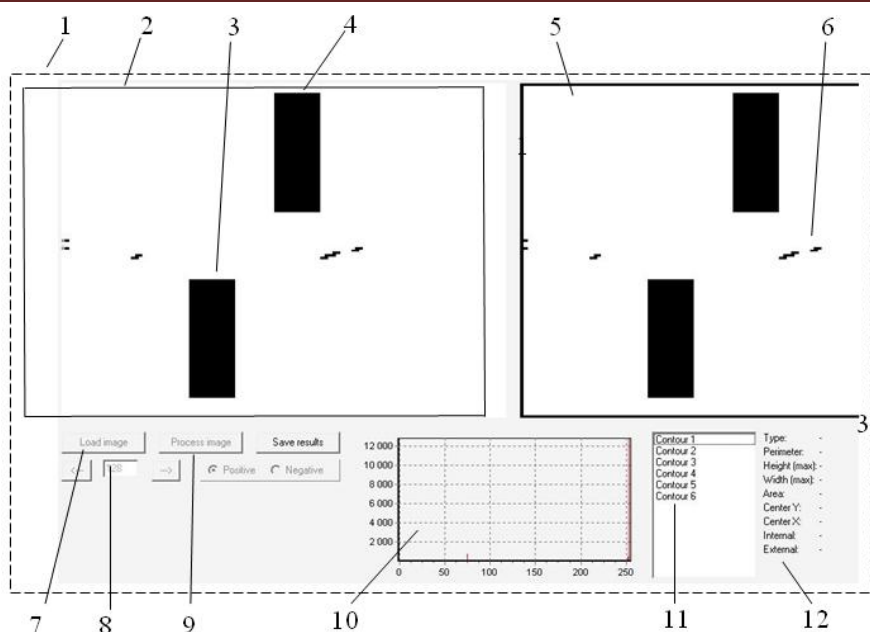


Рис. 2. Одна з панелей програмного комплексу, що використаний для обробки цифрового зображення моделей маркерів на стрічках конвеєру.

Тут: 1 – робоча зона панелі; 2 – вікно завантаження початкового зображення; 3, 4 – моделі зображень маркерів стрічок; 5 - вікно перетворення зображення; 6 – одиничні «шуми» зображення; 7, 8, 9 – кнопки для виконання операцій обробки зображень; 10 - вікно для побудови гістограми зображення; 11 – вікно відображення контурів (contours), що виділені при обробці зображення; 12 – зона відображення первинних параметрів аналізованого контуру (в рамках даної роботи використовується лише один з них – координата центру контуру маркера по осі X – Center X).

Приклади етапів моніторингу, зокрема - контролю взаємного положення стрічок конвеєру з використанням моделей цифрових зображень - приведені на рис. 3, 4, 6 – 8.

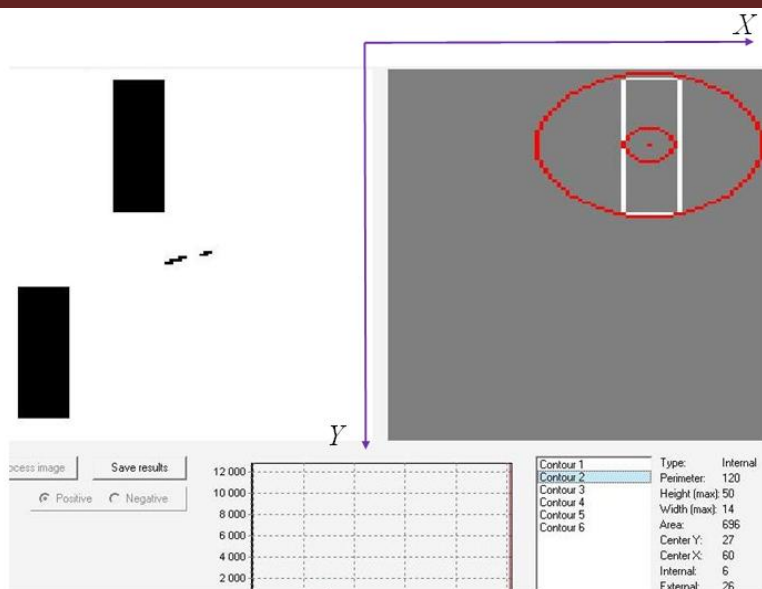


Рис. 3. Визначення координат центру маркера верхньої стрічки конвеєру у системі XY першої цифрової камери.

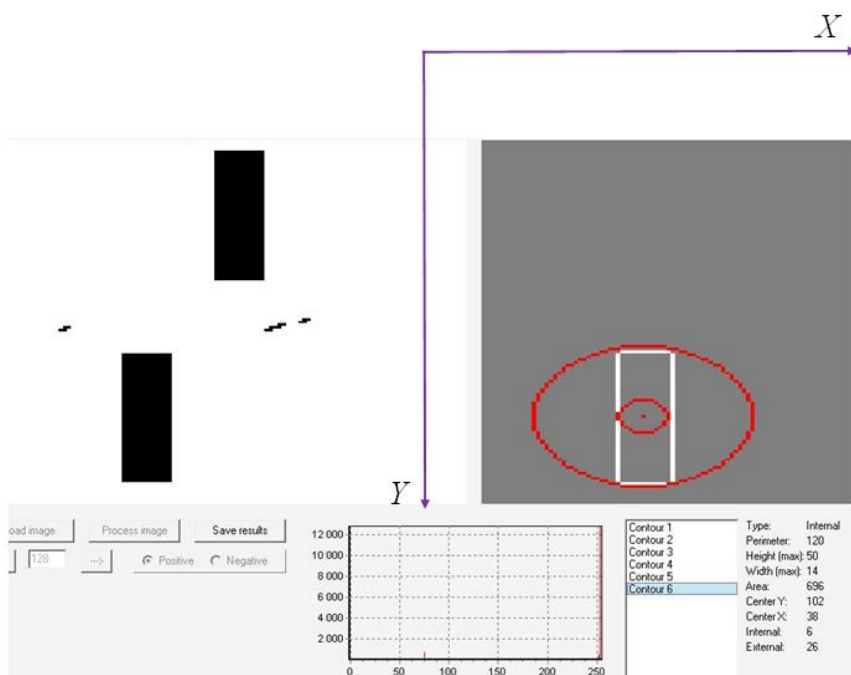


Рис.4. Визначення координат центру маркера нижньої стрічки конвеєру у системі XY першої цифрової камери.

Аналіз результатів процесу моніторингу приведений на рис. 5,

9.

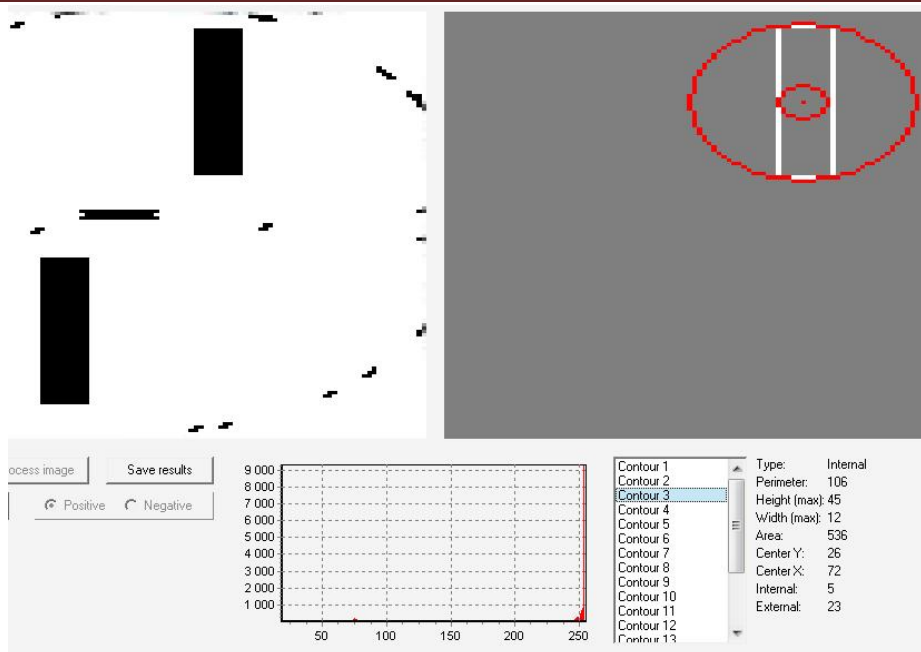


Рис. 7. Визначення координат центру маркера верхньої стрічки конвеєру у системі XY другої цифрової камери.

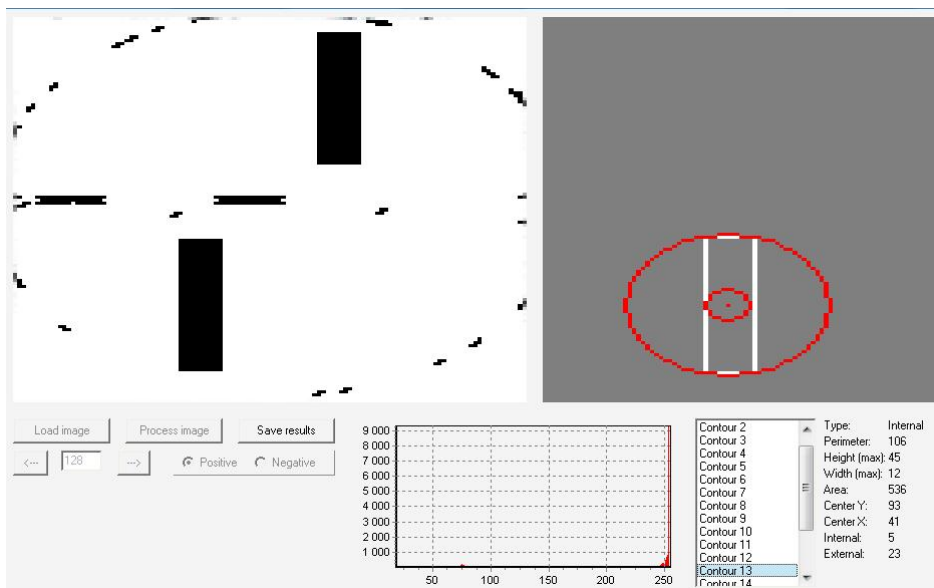


Рис. 8. Визначення координат центру маркера нижньої стрічки конвеєру у системі XY другої цифрової камери.

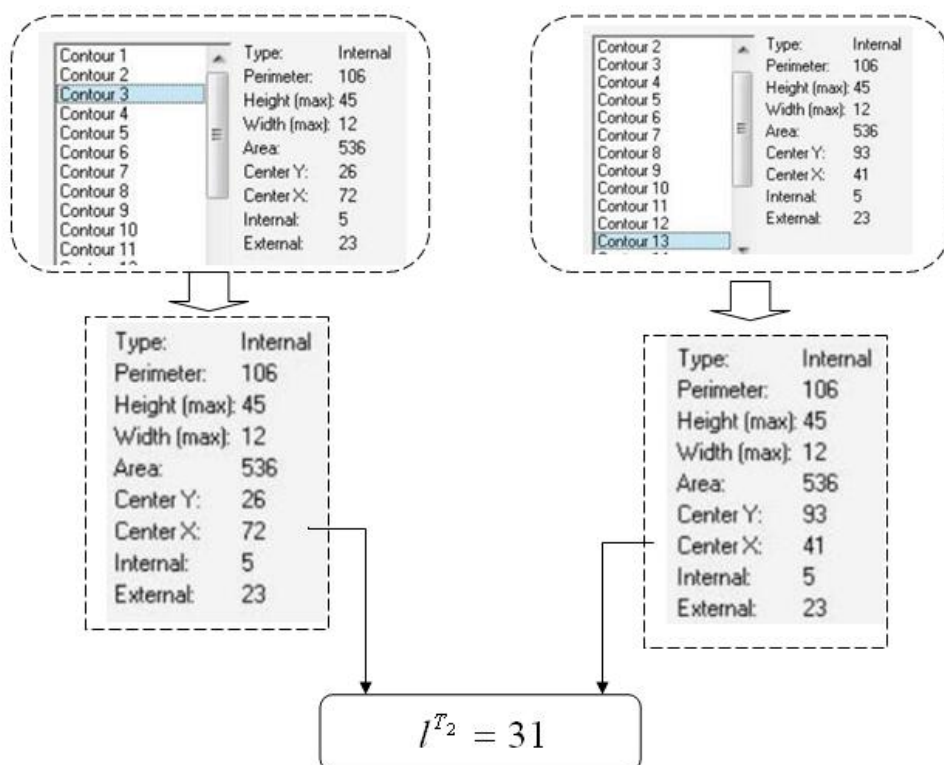


Рис. 9. Визначення відстані між моделями маркерів (l^{T_2}) по умовному зображенню від другої цифрової камери.

T_2 - умовний момент часу реєстрації зображення другою цифровою камерою.

Співставлення результатів аналізу зображень від першої (рис. 5) та другої (рис. 9) цифрових камер дозволяє отримати наступні результати:

1. Відстань між маркерами стрічок конвеєру, що реєструє перша цифрова камера, становить: $l^{T_1} = 22$.
2. Відстань між маркерами стрічок конвеєру, що реєструє друга цифрова камера, становить: $l^{T_2} = 31$.
3. Величина зміщення одної стрічки конвеєру відносно другої внаслідок прослизання становить:

$$\Delta_{l_i}^{T_2-T_1} = \frac{l^{T_2} - l^{T_1}}{l^{T_1}} = \frac{31 - 22}{22} = 0,48 > [\Delta], \quad (1)$$

де: $[\Delta] = 0,05$ - умовно прийняте припустиме значення параметру Δ , що відповідає величині похибки визначення лінійних розмірів при обробці зображень стрічок.

Результат (1) свідчить про факт виникнення неприпустимого прослизання в системі стрічок складного конвеєру.

Зауважимо, що значення l^{T_1} , l^{T_2} , $\Delta_l^{T_2-T_1}$ та зображення робочих панелей приведені у пікселях. Калібрування цифрових камер з використанням спеціальних об'єкт – мікрометрів [5] забезпечує можливість перевodu цих даних до стандартних лінійних одиниць.

Отримане значення $\Delta_l^{T_2-T_1}$ передається у систему керування приводами стрічок конвеєру для усунування наслідків прослизання.

Зробимо зауваження відносно перспектив подальших досліджень. У розглянутих матеріалах обробляються зображення від першої та другої цифрових камер - виходячи з положення, що прослизання в системі двох сполучених стрічок конвеєра відбулось за період часу $\Delta^{T_2-T_1}$, тобто за один робочий цикл руху стрічок (до періоду холостого руху).

Якщо прослизання в системі двох сполучених стрічок конвеєра відбувається поступово - через N робочих циклів руху (цикл: робочий хід – холостий хід) - його можливо відстежити шляхом обробки зображення вже від першої цифрової камери та підтвердити шляхом обробки зображення від другої цифрової камери.

Крім того, в умовах поступового нарощування прослизання виникає можливість прогнозування моменту виникнення неприпустимого значення зміщення стрічок та виконання корегування стану системи сполучених стрічок конвеєру заздалегідь.

Висновки

1. Запропоновано метод моніторингу прослизання сполучених стрічок проміжного приводу конвеєра, який полягає у визначенні за допомогою систем технічного зору величини зміщення стрічки проміжного приводу відносно стрічки конвеєра.

2. Отримане значення зміщення передається у систему керування приводом проміжного приводу для корегування швидкості переміщення стрічки проміжного приводу.

Список використаних джерел

1. Тарасов Ю.Ф., Юнгмайстер Д.А., Авдеев В.А. Промежуточные приводы ленточных конвейеров. М.: «Недра», 1996 - 157 с.
2. Тарасов Ю.Д., Юнгмайстер Д.А. Новые конструкции промежуточных приводов ленточных конвейеров. – сб. научных трудов СПб ГГИ, 1994, с. 11 – 16.
3. Тарасов Ю.Д., Труфанова И.С. Усовершенствованные промежуточные линейные приводы ленточных конвейеров с увеличенным тяговым усилием // Горный информационно аналитический бюллетень (научно-технический журнал). Отдельные статьи (специальный выпуск), №4, 2014. – 13 с.
4. Труфанова И.С. Обоснование рациональных параметров промежуточных линейных приводов с прижимными элементами для ленточных конвейеров. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, Санкт-Петербург – 2014.
5. Деревянченко А.Г., Криницын Д. А. Интеллектуальная система диагностирования отказов и прогнозирования ресурса инструментов/ А.Г. Деревянченко, Д.А. Криницын // - Одесса.: Астропринт. 2012 – 203 с.
6. Гонсалес Р., Вудс Р. Цифровая обработка изображений. – М.: Техносфера, 2005. – 1072 с
7. Гонсалес Р., Вудс Р., Эддинс С. Цифровая обработка изображений в среде MATLAB.- М.: Техносфера, 2006. – 616 с.
8. Методы компьютерной обработки изображений / Под ред. В.А. Сойфера – 2-е изд. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003.– 784 с.
9. Шапиро Л. Компьютерное зрение: Л. Шапиро, Дж. Стокман; Пер. с англ. – М.: БИНОМ. Лаборатория знаний 2006. – 752 с.
10. Яне Б. Цифровая обработка изображений. – М.: Трансфера. 2007 – 583 с.

DEVELOPMENT OF THE METHOD OF MONITORING THE SLIPPING OF A COMPLETE CONVEYOR COUPLING TAPES

Semenjuk V., Derevianchenko O., Vudvud O., Lingur V.
Odessa National Polytechnic University, Odessa, Ukraine

Abstract. This article presents some results of developing a method of monitoring the slip of interconnected tapes of a complex conveyor. The

presence of slippage causes corresponding failures and downtime. Therefore, the need to monitor the absence or occurrence of this effect is obvious. Conveyors of various types are widely used in modern construction, industry and other areas. A typical example is conveyors as part of a line of automatic assembly. One type of conveyor is one that consists of several interacting tapes - "complex" conveyors. One of the important features of industry level 4 is the creation of new methods and systems for monitoring technological systems and processes, including the use of technical systems. It seems appropriate to develop such systems for modern conveyors. To monitor a complex conveyor on the end surface of its tapes it is suggested to apply markers in advance (for example - in the form of black or colored rectangles), the distance between which is determined depending on the speed of movement of the conveyor and several other factors. Two or more digital cameras are mounted along the conveyor, each of which overlaps the total thickness of both conveyor tapes. It is suggested to periodically record digital images of the tape marker zones of each camera, determine the distance between the markers and compare them. Based on this comparison, a decision is made about the presence or absence of slippage. According to the monitoring, the automatic correction of the relative position of the tapes with the use of their actuators will be performed. If slippage in a system of two connected conveyor tapes occurs gradually - through N duty cycles (cycle: stroke - idle) - it can be tracked by image processing from the first digital camera and confirmed by image processing from the second digital camera.

Keywords: monitoring of technical systems, conveyor tapes slippage, markers, digital cameras, image processing, marker contour selection, marker contour sign detection