

ISSN 2311-0368 (Print)

ISSN 2409-1049 (Online)

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

1(49)

Подъемно-транспортная техника

2016

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. – доктор технічних наук, доцент
Григоров О.В. – доктор технічних наук, професор
Колісник М.П. – кандидат технічних наук, професор
Крупко В.Г. – кандидат технічних наук, доцент
Ловейкін В.С. – доктор технічних наук, професор
Малашенко В.О. – доктор технічних наук, професор
Мартовицький Л.М. – кандидат технічних наук, доцент
Михайлов Є.П. – кандидат технічних наук, доцент
Ракша С.В. – доктор технічних наук, професор
Семенюк В.Ф. – доктор технічних наук, професор
Ситник М.П. – доктор технічних наук
Смирнов Г.Ф. – кандидат технічних наук, професор
Суглобов В.В. – доктор технічних наук, професор

Головний редактор: **Семенюк В.Ф.**

Заступник головного редактора: **Смирнов Г.Ф.**

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 і кандидата технічних наук (постанова президії ВАК - липень 2010 року).

Друкується за рішенням вченої ради Одеського національного політехнічного університету (протокол № 4 від 21.12.2015).

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 17.03.2016. Підписано до друку 01.03.2016.
Формат 17x26. Тираж 100.

ЗМІСТ

Григоров О.В., Петренко Н.О., Губський С.О.
**МАГНІТНО-КОЕРЦИТИВНИЙ КОНТРОЛЬ КРАНІВ З
ТОВЩИНАМИ ЕЛЕМЕНТІВ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ ПОНАД
40 ММ.....** 4

Бойко А.А.
**МЕТОДЫ АНАЛИЗА ВЛИЯНИЯ УПРУГИХ СВОЙСТВ
КАНАТНЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПАРАМЕТРЫ ДВИЖЕНИЯ
ЛИФТОВЫХ ПОДЪЕМНЫХ МЕХАНИЗМОВ.....** 12

Ловейкін В.С., Голдун В.А., Ромасевич Ю.О.
**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ
ПІДЙОМУ І ОПУСКАННЯ ВАНТАЖУ ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ
ЗАКОНАМИ.....** 21

Мартовицький Л.М., Глушко В.І., Сочава А.І., Клименко Г.В.,
Луговський С.А.
**ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ КРАНІВ
ГРАНИЧНОЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ.....** 32

Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Комоцька С.Ю.
**МОДЕЛЬ ЗМІНИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МЕХАНІЗМІВ
ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ КРАНІВ ЯК ОБ'ЄКТІВ НЕПЕРЕРВНОГО
ТИПУ.....** 38

Венцель Е.С., Щукин А.В.
**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛА УСТАНОВКИ ОТВАЛА НА
МАКСИМАЛЬНОЕ УСИЛИЕ, ВОЗНИКАЮЩЕЕ НА НОЖЕ
АВТОГРЕЙДЕРА ПРИ УДАРЕ О ПРЕПЯТСТВИЕ.....** 46

Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Грушко О.Є.
**ОПТИМІЗАЦІЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ РУХУ
СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА.....** 52

Слободцова И.В.
**ПРОЕКТНАЯ РАБОТА И ДЕЛОВЫЕ ИГРЫ КАК ФОРМА
ОРГАНИЗАЦИИ ЗАНЯТИЙ В МЕЖДУНАРОДНОМ
СОТРУДНИЧЕСТВЕ УНИВЕРСИТЕТОВ.....** 62

Проценко В.О., Клементьева О.Ю.
**ВПЛИВ КОМПОНОВКИ НА НАВАНТАЖУВАЛЬНУ
ЗДАТНІСТЬ МУФТ З ТОРЦЕВОЮ УСТАНОВКОЮ КАНАТІВ....** 66

УДК 621.873

Григоров О.В., д.т.н.; Петренко Н.О., к.т.н.;

Губський С.О., к.т.н.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

МАГНІТНО-КОЕРЦИТИВНИЙ КОНТРОЛЬ КРАНІВ З ТОВЩИНАМИ ЕЛЕМЕНТІВ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ ПОНАД 40 ММ

Постановка проблеми. За даними 2011 року [1], 84 % вантажопідійомних кранів відпрацювали свій нормативний строк. Пройшло вже майже 5 років, а ситуація не стала кращою. Проблема обґрунтованого продовження строку експлуатації кранів, що відпрацювали свій нормативний строк є актуальною. Інструментом для визначення напружено-деформованого стану металоконструкцій вантажопідійомних машин, що відпрацював свій нормативний строк, є неруйнівний метод контролю на основі коерцитивної сили.

Аналіз останніх досліджень. Діюча в Україні нормативна база, що регламентує використання магнітно-коерцитивного методу неруйнівного контролю (далі НК) досить обмежена та недосконала. У 2005 році були затверджені МВ 0.00-7.01-05 [2]. Вони базуються на російській методиці «РД ИКЦ «КРАН»-007-97/02». Про дозвіл використання Методичних вказівок при експертному обстеженні мостових кранів указано в ОМД 00120253.001-2005.

Дослідженням магнітного контролю на основі коерцитивної сили металоконструкцій вантажопідійомних споруд присвячені роботи Котельникова В. С., Ліпатова А. С., Григорова О. В., Попова В. А., Старікова М. А. [3, 4, 5].

Невирішені частини загальної проблеми. При контролі елементів металоконструкції кранів з одного металу, але з різними товщинами будемо отримувати поступове зниження показників коерцитивної сили зі збільшенням товщини металу [6, 7] до певної величини. Що, в свою чергу, призведе до значної похибки при аналізі результатів магнітно-коерцитивного методу НК металоконструкцій кранів з різними товщинами елементів.

Діючі методики проведення магнітно-коерцитивного контролю кранових металоконструкцій [2] наведену вище проблему не вирішують зовсім.

Запропонована методика використання паспортизованих зразків зі змінними перерізами [6, 7, 8], дозволяє вирішити проблему недостатнього роздільної здатності структуроскопів КРМ-ЦК-2М.

Мета статті. Показати практичне використання метода паспортизованих зразків зі змінними перерізами на крані.

Основний матеріал. Ливарному крану (важкий режим роботи) вантажопідйомністю 180/50 т прогоном 34 м виробництва 1976 р. «Сибтяжмаш» (м. Красноярск), що експлуатується з 1977 р. (в міксерному відділенні) було проведено магнітно-коерцитивний НК його металоконструкції. На рисунку 1 зображено схему замірів коерцитивної сили головної балки А головного підйому цього крана (вертикальні стінки – ВСтЗсп5 (ГОСТ 380-71), верхній та нижній пояс – М16С (ГОСТ 6713-53)).

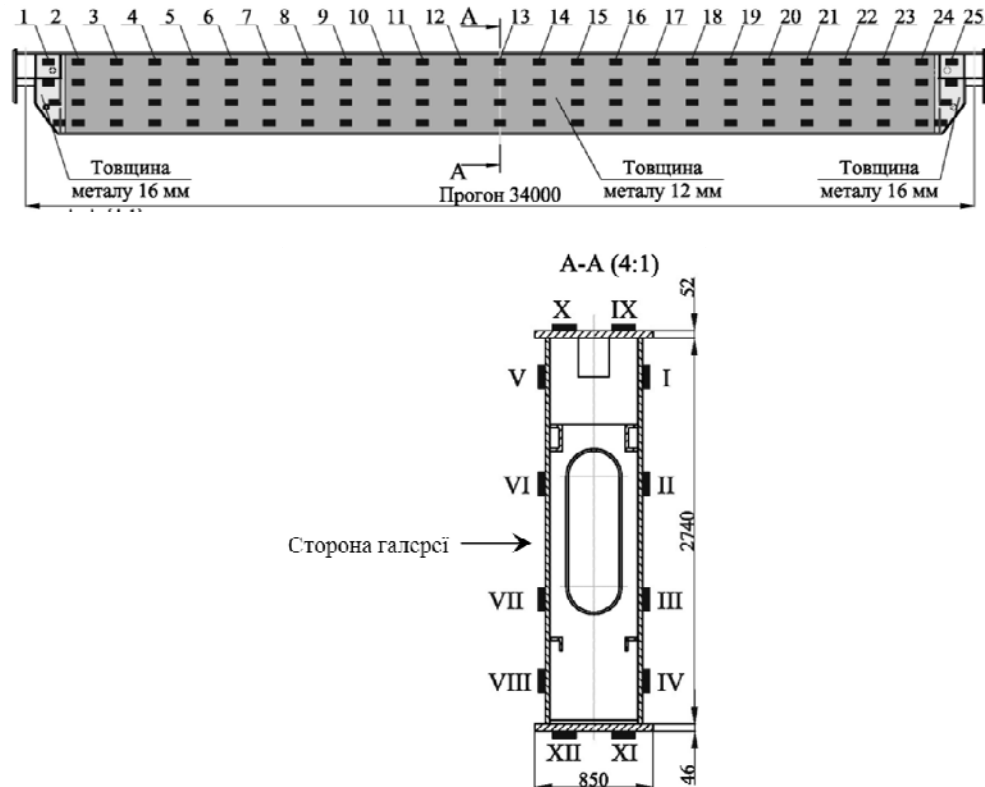


Рисунок 1 – Схема замірів коерцитивної сили головної балки А головного підйому ливарного крана вантажопідйомністю 180/50 т

Як видно з рисунку 1 магнітний контроль проводився в 25 перерізах по довжині головної балки А. В кожному перерізу (по периметру) були проведені виміри коерцитивної сили в 10 точках. Результати магнітно-коерцитивного НК головної балки А головного підйому наведені в таблиці 1.

Як видно з таблиці 1 у верхньому (товщиною $\delta=52$ мм) та нижньому ($\delta=46$ мм) поясі головної балки А були зафіксовані показники коерцитивної сили (H_C , А/см) більша половина яких менша коерцитивної сили сталі М16С в стані постачання ($H_{C0}=1,7$ А/см [2]). При цьому кран вже відпрацював на момент проведення вимірів 34 роки у важкому режимі роботи. Це свідчить про недостатню роздільну

здатність структуроскопа типу КРМ-ЦК-2М та необхідність приведення замірів коерцитивної сили (H_C , А/см) головної балки А до однієї товщини 8 мм [5, 6, 7, 8].

Таблиця 1 – Результати замірів коерцитивної сили (H_C , А/см) головної балки А головного підйому ливарного крана в/п 180/50 т

Номер перерізу	Значення коерцитивної сили (H_C , А/см) в точці											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
1	3,4	3,4	3,2	3,6	4,1	4,0	3,1	3,7	1,4	1,6	1,7	1,6
2	2,4	2,6	3,0	3,2	3,0	2,4	2,4	3,2	1,8	1,6	1,4	1,4
3	2,6	2,7	3,2	3,5	3,0	2,7	2,8	3,1	1,8	1,4	1,6	1,9
4	2,6	3,0	3,8	3,4	2,9	2,6	3,0	3,6	1,7	1,7	1,6	1,7
5	3,8	3,4	3,5	3,7	3,3	3,7	4,3	4,0	1,6	1,6	1,8	1,7
6	3,6	3,6	3,4	3,9	4,0	3,7	4,1	4,0	1,7	1,7	1,4	1,4
7	3,4	3,5	3,8	4,2	4,0	4,3	3,8	3,6	1,7	1,7	1,4	1,6
8	3,8	3,6	3,9	4,3	4,1	3,7	3,9	4,1	1,7	1,4	2,0	1,9
9	3,6	3,2	4,2	3,9	4,3	3,7	3,4	4,5	1,7	2,0	1,3	1,6
10	4,1	3,3	3,9	3,9	4,6	4,1	4,1	4,3	1,8	1,9	1,6	1,9
11	4,3	3,8	3,8	4,2	3,8	3,7	3,8	4,7	2,3	2,3	1,2	1,2
12	4,4	3,9	3,9	4,5	3,8	3,8	3,9	4,6	2,0	1,7	1,3	1,3
13	4,2	4,1	4,2	4,7	4,8	4,1	3,4	4,5	1,7	1,6	1,6	1,6
14	4,0	3,6	4,5	4,6	4,0	4,1	3,4	4,1	1,6	1,4	1,2	1,2
15	3,7	3,8	4,4	4,4	4,4	4,0	4,1	4,7	1,4	1,3	1,3	1,3
16	4,4	4,0	4,6	4,3	5,2	4,4	3,4	4,6	1,3	1,3	1,2	1,3
17	4,0	3,9	4,4	4,6	4,3	3,7	3,3	4,9	1,3	1,3	1,3	1,3
18	3,6	3,6	4,0	4,0	4,4	3,7	3,6	3,5	1,4	1,3	1,6	1,8
19	3,6	3,2	3,6	4,0	3,4	3,8	3,8	4,4	1,3	1,3	1,9	2,0
20	3,7	3,4	3,2	3,6	4,1	4,0	3,7	4,1	1,6	1,2	1,2	1,3
21	3,6	3,5	3,0	3,1	3,7	3,7	3,4	3,9	1,2	1,3	1,3	1,7
22	3,0	3,0	2,6	3,0	2,7	2,9	3,6	3,8	1,6	1,3	2,2	1,9
23	2,9	2,6	2,4	2,8	3,4	3,0	3,1	3,2	1,7	1,3	1,8	2,0
24	3,2	2,8	3,0	3,5	3,1	3,8	2,6	3,5	1,4	1,4	1,3	1,4
25	3,7	3,4	3,4	3,0	4,0	3,8	3,3	4,0	1,3	1,3	1,6	1,3

Примітка: товщини металу

$\delta=12$ мм – переріз №2-24 точки I-VIII	$\delta=52$ мм – переріз №1-25 точки IX-X
$\delta=16$ мм – переріз №1, 25 точки I-VIII	$\delta=46$ мм – переріз №1-25 точки XI-XII

Всі заміри коерцитивної сили, за допомогою перерахунків [5, 6, 7, 8], були приведені до однієї товщини 8 мм в комп'ютерній програмі Metal v2.2. Для перерахунків було обрано з бази програми два

паспортизовани експериментальні зразки (далі ПЕЗи) (№131 [9] – для сталі ВСтЗсп5, №542 [10] – для сталі М16С). Значення коерцитивної сили в кожному перерізу зразка дано в таблиці 2, функціональна залежність коерцитивної сили (H_C , А/см) від товщини перерізу (δ , мм) ПЕЗ – для №131 формула (1), для №542 формула (2)

Таблиця 2 – Значення коерцитивної сили (H_C , А/см) в кожному перерізу ПЕЗ–ів №131 та №542

Товщина, мм	6	8	10	12	14	16	20	24	30	34	45	52
ПЕЗ №131	3,2	2,6	2,3	2,2	2,1	2,0	1,8					
ПЕЗ №542		3,9	3,4	3,0		2,5	2,1	1,7	1,8	1,8	1,7	1,7

$$\text{ПЕЗ №131: } H_C(\delta)=1,82+5,33 \cdot \exp(-0,23 \cdot \delta) \quad (1)$$

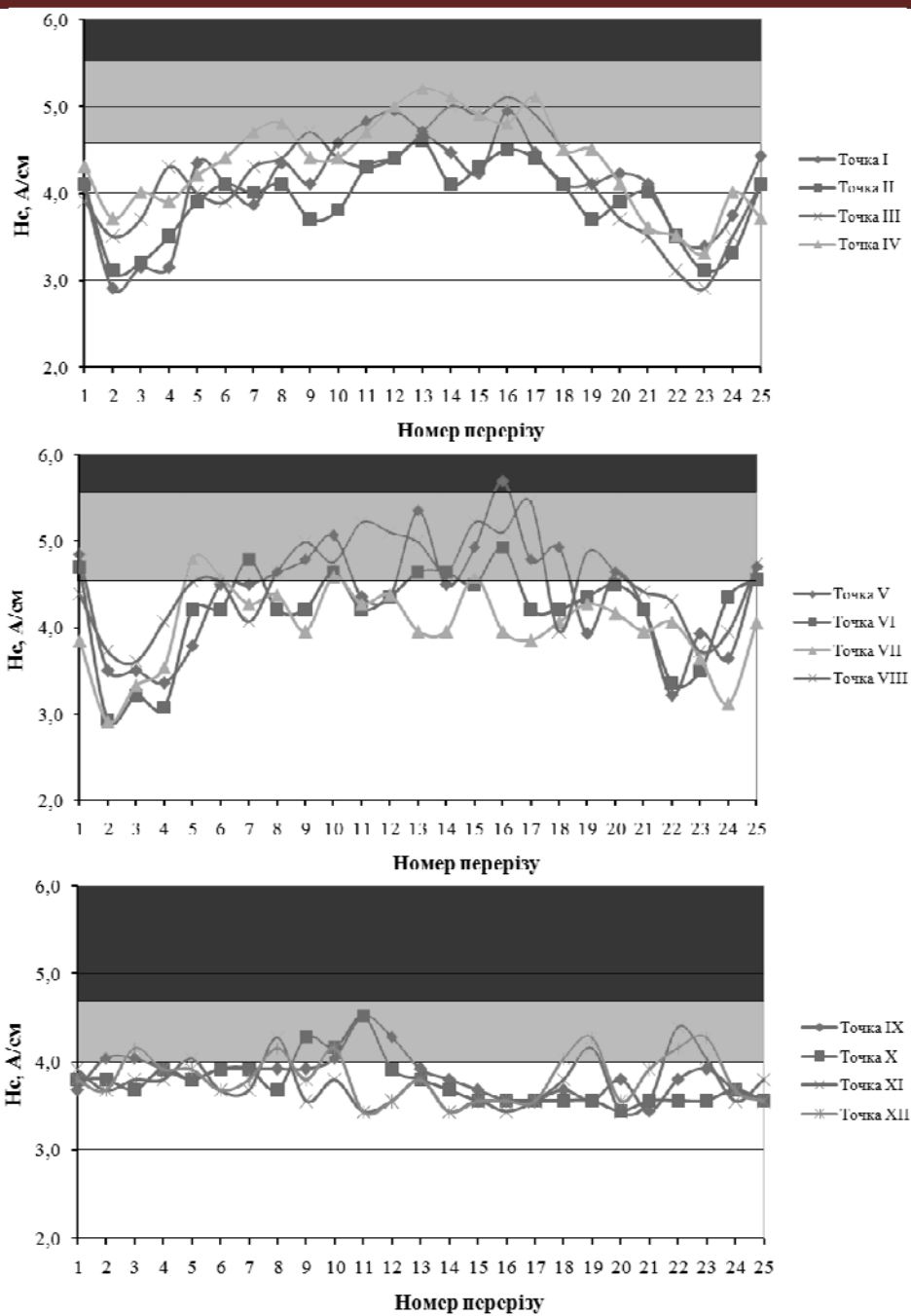
$$\text{ПЕЗ №542: } H_C(\delta)=1,68+6,83 \cdot \exp(-0,139 \cdot \delta) \quad (2)$$

Результати приведення замірів коерцитивної сили (H_C , А/см) головної балки А головного підйому ливарного крана вантажопідйомністю 180/50 т до однієї товщини 8 мм наведено на рисунку 2.

З рисунку 2 слідує, що відповідно до «Номограми залежності залишкового числа циклів навантаження МК піднімальних споруджень від H_C (А/см) (ISO 4301 [11])» метал головної балки А головного підйому працює: 74 % в надійному режимі експлуатації, 25 % в контрольованому режимі експлуатації, 1 % в критичному режимі експлуатації. Підвищення коерцитивної сили в точці V перерізу 16 має локальне поширення, тому в цій зоні необхідно організувати постійне візуальне спостереження для недопущення появи тріщин.

З проведеного аналізу швидкості росту коерцитивної сили в головній балці головного підйому ливарного крана вантажопідйомністю 180/50 т за роки експлуатації ($\Delta H_C/\Delta T$, (А/см)/рік) з урахуванням режиму навантаження слідує, що відповідно до [11], метал працює: 88 % в дуже легкому режимі навантаження, 11 % в легкому режимі навантаження, 1 % в середньому режимі навантаження.

Інтенсивність роботи досліджуваного ливарного крана складає 76 циклів за добу. Тоді прогнозована кількість діб (ресурс), яка залишилася до переходу кожної зони головної балки А у критичний режим експлуатації при дотриманні паспортних характеристик роботи крана і інтенсивності навантаження - рисунок 3.



Режим надійної експлуатації	Режим контрольованої експлуатації	Режим критичної експлуатації
-----------------------------	-----------------------------------	------------------------------

Рисунок 2 – Результати приведення замірів коерцитивної сили (H_c , A/cm) головної балки А головного підйому ливарного в/п 180/50 т до однієї товщини 8 мм (відповідно до рисунку 1)

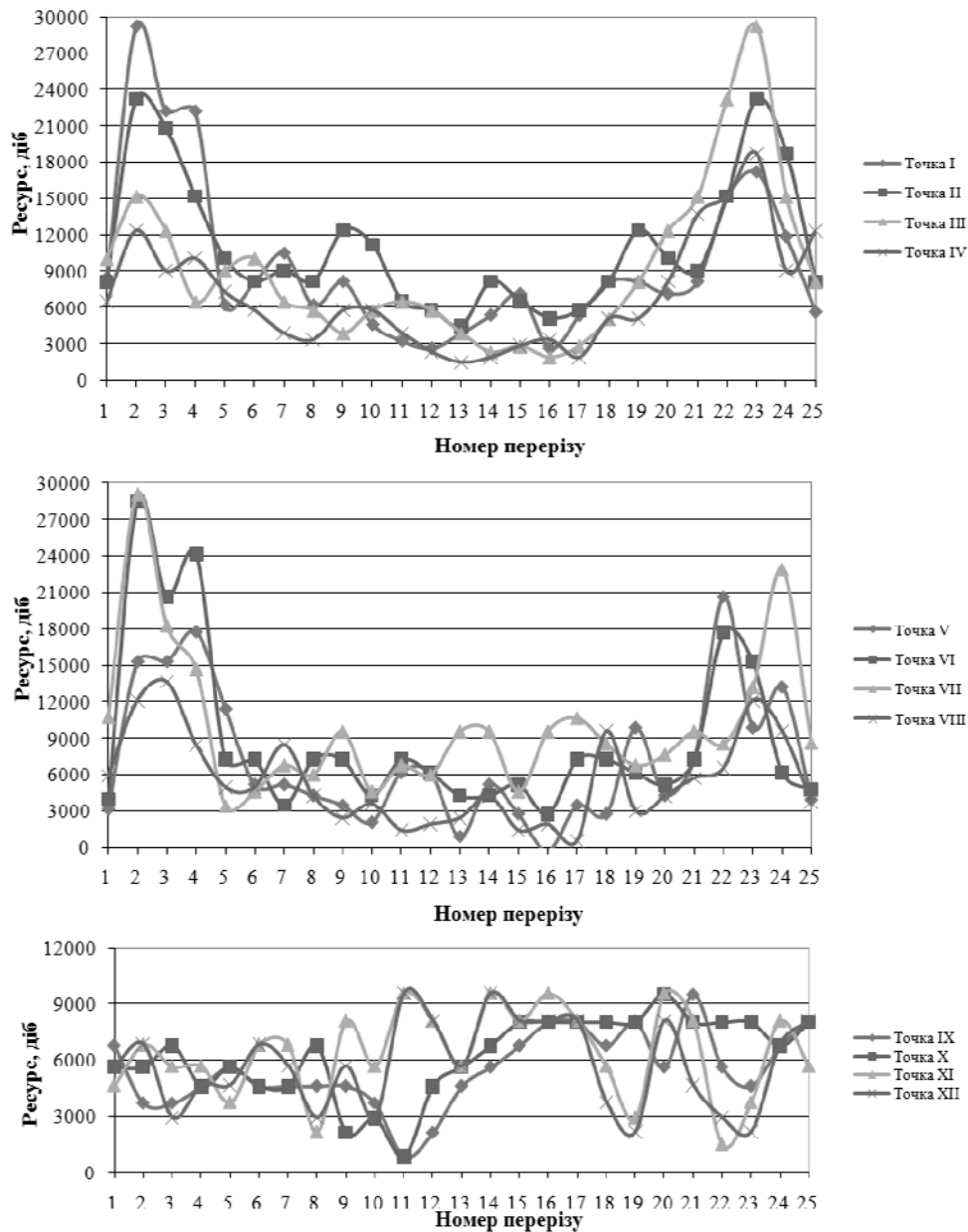


Рисунок 3 – Прогнозована кількість діб (ресурс), яка залишилася до переходу кожної зони головної балки А у критичний режим експлуатації при дотриманні паспортних характеристик роботи ливарного крана і інтенсивності навантаження

З рисунку 3 видно, що, при дотриманні паспортних характеристик роботи ливарного крана і інтенсивності навантаження, через 27740 циклів (три роки) 5 % металу головної балки А головного підйому буде працювати в критичному режимі експлуатації. Тому не пізніше ніж через три роки необхідно провести повторний магнітно-коерцитивний НК головної балки А (при дотриманні паспортних

характеристик) з фіксацією результатів вимірів в паспорт магнітного контролю, для відстеження динаміки розвитку напружено-деформованого стану металу.

Всі розрахунки та графічні побудови виконанні в комп'ютерній програмі Metal v2.2 [7, 8].

Висновки. В даній роботі показано практичне застосування метода паспортизованих зразків зі змінними перерізами на крані з товщинами елементів понад 40 мм. Це дозволило обґрунтовано продовжити строк роботи ливарного крана вантажопідйомністю 180/50 т на три роки (хоча згідно діючою нормативною базою нормативний ресурс крана вичерпано).

ЛИТЕРАТУРА

1. Андриенко Н. Н. Куда идем, Куда поворачиваем? / Андриенко Н. Н. Корень В. Л., Полнарев С. Я. // Подъёмные сооружения. Специальная техника. – 2011. – №7-8.
2. МВ 0.00–7.01–05. Методичні вказівки з проведення магнітного контролю напружено–деформованого стану металоконструкцій підйомних споруд та визначення їх залишкового ресурсу // 2005. – 58 с.
3. Попов В. А. Алгоритм ответственности / Попов В. А., Руднев А. М., Гудошник В. А. // Подъёмные сооружения. Специальная техника. – 2015. – №10-12.
4. Попов Б. Е. Магнитная диагностика и остаточный ресурс подъёмных сооружений / Б. Е. Попов, В. С. Котельников и др. // Безопасность труда в промышленности. – 2001. - №2. – С. 44-49.
5. Григоров О. В. Проблемы магнитно-коэрцитивного контроля и подходы к их решению / О. В. Григоров, М. А. Стариков, С. А. Губский, А. А. Окунь // Подъёмные сооружения. Специальная техника. – Одесса, 2013. – №10. – С. 14–17.
6. Губский С. А. Практика применения экспериментальных образцов с переменным сечением при оценке значений коэрцитивной силы по результатам магнитного контроля металлоконструкций мостовых кранов, отработавших нормативный срок / С. А. Губский, В. А. Попов // Техническое перевооружение и безопасность в промышленной энергетике: научно–практический семинар–выставка, 16–17 марта 2006 г. : информационные материалы. – Харьков, 2006. – С. 58–64.
7. Григоров О. В. Шляхи врахування впливу товщини металу на показники коерцитивної сили / О. В. Григоров, С. О. Губський, А. О. Окунь // Подъёмные сооружения. Специальная техника. – Одесса, 2012. – №6. – С. 20–23.
8. Григоров О. В. Труднощі оцінки експлуатаційної придатності металоконструкцій кранів з різними товщинами елементів магніто-коерцитивним методом / О. В. Григоров, Н. О. Петренко, С. О.

Губський // Підйомно-транспортна техніка. – Дніпропетровськ, 2013. – №1. – С. 22-31.

9. Паспорт СЭОП 131–ВСтЗсп5 ПС. Экспериментальный образец (с переменным сечением) предприятия типа СЭОП для построения зависимости изменения значений коэрцитивной силы от толщины металлопроката при магнитном (коэрцитиметрическом) контроле металлоконструкций грузоподъемного оборудования №131 / ООО «Подъемсервис» // – Харьков, 2009. – 14 с.

10. Паспорт СЭОП 542–М16С ПС. Экспериментальный образец (с переменным сечением) предприятия типа СЭОП для построения зависимости изменения значений коэрцитивной силы от толщины металлопроката при магнитном (коэрцитиметрическом) контроле металлоконструкций грузоподъемного оборудования №542 / ООО «Подъемсервис» // – Харьков, 2009. – 14 с.

11. ИСО 4301 Части 1...5. Краны грузоподъемные. Классификация

УДК 692.66:62–83

Бойко А.А., д.т.н.

Одесский национальный политехнический университет

МЕТОДЫ АНАЛИЗА ВЛИЯНИЯ УПРУГИХ СВОЙСТВ КАНАТНЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПАРАМЕТРЫ ДВИЖЕНИЯ ЛИФТОВЫХ ПОДЪЕМНЫХ МЕХАНИЗМОВ

***Аннотация.** В статье выполнен поиск аналитических соотношений и графических зависимостей, которые характеризуют влияние упругих связей на параметры движения лифтовых подъемных механизмов. Это актуально для синтеза и анализа оптимальных по быстрдействию диаграмм движения лифтов, учитывающих упругости соединительных канатов при произвольных законах управления.*

***Анотація.** У статті виконаний пошук аналітичних співвідношень і графічних залежностей, які характеризують вплив пружних зв'язків на параметри руху ліфтових піднімальних механізмів. Це актуально для синтезу та аналізу оптимальних по швидкодії діаграм руху ліфтів, що враховують пружності сполучних канатів при довільних законах керування.*

***Annotation.** In article the search of analytical ratio and graphic dependences is executed, which characterize influence of elastic connections on movement parameters of elevating mechanisms. It is urgent for synthesis and analysis optimum on speed of the movement diagrams of lifts, connecting cables, taking into account to elasticity, at the any laws of control.*

Влияние упругих связей канатных передач, которое проявляется при работе лифтовых подъемных механизмов, гарантировано приводит к отличию фактической диаграммы движения кабины от требуемой оптимальной диаграммы [1]. Отличие параметров движения от заданных, отрицательно сказывается на качестве управления пассажирскими лифтами, увеличивают динамические нагрузки на подъемные механизмы, способствуют накоплению усталостных напряжений в кинематических цепях, приводит к преждевременным отказам и незапланированным простоям оборудования, возрастанию стоимости ремонтов и эксплуатации [2]. Это определяет задачу поиска аналитических соотношений и графических зависимостей, характеризующих влияние упругих связей на параметры движения лифтовых подъемных механизмов и дальнейшее формирование оптимальных по быстрдействию диаграмм движения, учитывающих упругости соединительных тросов.

Для проведения исследований свойств и возможностей лифтовых систем, их реальные кинематические схемы заменяются соответствующими расчетными. В зависимости от кинематической схемы, типа решаемых задач и требуемой части решения, могут применяться расчетные схемы, основанные на представлении механизма подъема лифта в виде упругой n -массовой системой [3]. Для решения поставленных в настоящей работе задач, предлагается, использовать трехмассовую расчетную схему, которая представлена на рис. 1.

Движение трехмассовой системы описывается уравнениями [3]:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{dV}{dt} &= F_{12} - m_1 g - F_{c1}, \\ m_2 \frac{dV_{\text{кш}}}{dt} &= F - F_{12} - F_{23}, \\ m_3 \frac{dV_{\text{пр}}}{dt} &= m_3 g - F_{23} - F_{c3}, \\ \frac{dF_{12}}{dt} &= C_{12} (V_{\text{кш}} - V) + C_{12} T_{12} \frac{d(V_{\text{кш}} - V)}{dt}, \\ \frac{dF_{23}}{dt} &= C_{23} (V_{\text{пр}} - V_{\text{кш}}) + C_{23} T_{23} \frac{d(V_{\text{пр}} - V_{\text{кш}})}{dt}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $V_{\text{пр}}$ – скорость движения противовеса; F_{23} – усилие в упругом элементе ветви каната, соединяющий канатоведущий шкив и противовес; $C_{23} = E_k S_k / l_{23}$ – жесткость этой ветви каната; l_{23} – длина ветви каната; T_{23} – постоянная времени, учитывающая действие диссипативных сил в этой ветви каната.

Учет действия диссипативных сил может производиться различными способами [4,5]. Однако следует отметить, что ни один из предлагаемых способов учета действия диссипативных сил не учитывает в полной мере сложные процессы демпфирования колебаний каната. Наибольшее распространение, при исследовании ЭМС с упругими связями, получил способ учета диссипативных сил, основанный на введении коэффициента демпфирования колебаний, а введение постоянной времени T_{12} эквивалентно введению коэффициента демпфирования. Аналитическое решение уравнений (1) возможно лишь для частного случая $T_{12} = T_{23} = 0$, то есть при отсутствии диссипативных сил. В общем случае решение необходимо искать методом моделирования.

Проводилось исследование влияния параметров трехмассовой упругой механической системы на величины максимальной скорости,

ускорения и рывка [3]. При этом предлагалось, что развиваемое приводным двигателем усилие изменяется по известному закону, но длительность движения с установившейся скоростью равна нулю:

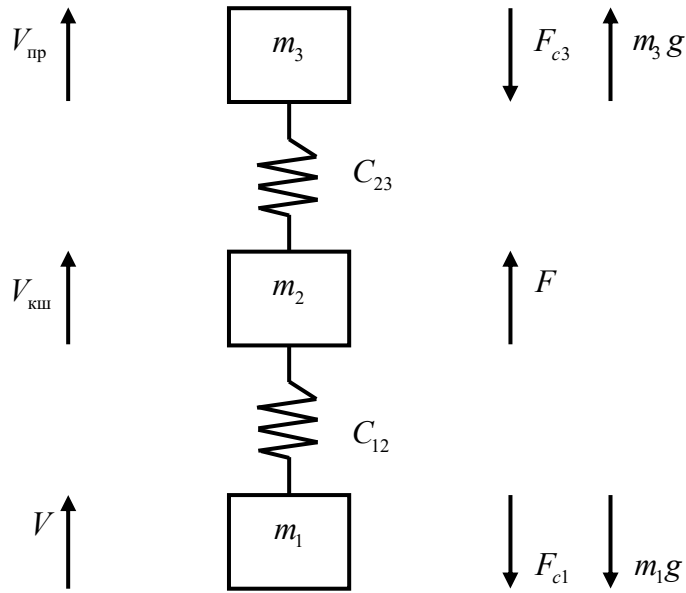


Рисунок 1 – Расчетная схема упругой трехмассовой системы

$$k_1(m_1+m_2+m_3)r_n t + k_2 t + k_2(m_1+m_2+m_3)a_n + (m_1 - m_3)g \quad (2)$$

где $k_1 \dots k_4$ – переключающие функции, для каждого из участков оптимальной диаграммы [1].

Подобное упрощение задачи вызвано тем, что упругие связи оказывают наиболее существенное влияние на диаграмму движения в динамических режимах, а при движении с установившейся скоростью их влияние невелико. Величины максимального ускорения и рывка в начале движения не зависят от протяженности участка установившегося движения, то есть полученные результаты справедливы при различных длинах перемещения кабины. Так же, предполагается, что $F_{c1} = F_{c3} = 0$. Допустимость такого упрощения определяется тем, что величины сил трения в направляющих значительно меньше, чем силы веса кабины (m_1g) и противовеса (m_3g) [5]. Для повышения наглядности решения и облегчения обработки результатов расчета целесообразно использовать относительные единицы, определяемые соотношениями

$$\bar{V} = V / V_n \quad (3)$$

$$\bar{a} = a / a_n \quad (4)$$

$$\bar{r} = r / r_n \quad (5)$$

$$\bar{F} = \frac{F}{(m_1 + m_2 + m_3)a_n} \quad (6)$$

Введя относительное время

$$\tau = \frac{t a_n}{V_n} = \frac{t}{t_A + t_B} \quad (7)$$

где t_A и t_B – длительности участков оптимальной диаграммы [1].

Заданный закон изменения момента двигателя в упомянутых относительных единицах может быть записан в виде

$$\bar{F} = k_1 \frac{\tau}{\tau_A} + k_2 + \bar{F}_{g1} - \bar{F}_{g3} \quad (8)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \tau_a &= \frac{t_A}{t_A + t_B} = \frac{a_n^2}{r_n V_n} \\ \bar{F}_{gi} &= \frac{m_i g}{(m_1 + m_2 + m_3)a_n} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Расчет диаграммы движения проводится при различных сочетаниях параметров механической части лифта. Для получения универсальных зависимостей при варьировании параметров следует задавать не абсолютные, а относительные величины:

– частоты собственных колебаний ветви «кабина – канатопроводящий шкив» $\Omega_{12} = \sqrt{C_{12} \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)}$; коэффициентов

распределения масс $\gamma_{12} = \frac{m_1 + m_2}{m_2}$; $\gamma_{23} = \frac{m_2 + m_3}{m_2}$; отношений длин ветвей

$\lambda = l_{12} / l_{23}$ каната

; коэффициентов демпфирования колебаний $\zeta_{12} = \frac{\Omega_{12} T_{12}}{2}$ и

$$\zeta_{23} = \frac{\Omega_{23} T_{23}}{2}.$$

Здесь Ω_{23} – частота собственных колебаний ветви «канатопроводящий шкив – противовес», рассчитываемая по соотношению,

$$\Omega_{23} = \sqrt{\Omega_{12}^2 \frac{\gamma_{23}(\gamma_{12} - 1)\lambda}{(\gamma_{23} - 1)\gamma_{12}}} \quad (10)$$

которое получено при допущении, что модуль упругости E_k и сечение S_k одинаковы для обеих ветвей каната [6]. Следует отметить, что коэффициенты демпфирования не являются совершенно независимыми параметрами, поскольку зависят от длины ветви каната и, следовательно, коррелируют с величинами Ω_{12} и λ . Однако, эта зависимость не поддается аналитическому описанию, в связи с чем эти параметры рассматривались как независимые. Их влияние на величины максимальных ускорения и рывка невелико [7].

С учетом введенных допущений система уравнений, описывающая динамику трехмассовой системы лифта, может быть представлена в виде

$$\begin{cases} \frac{d\bar{V}}{d\tau} = \frac{z_1}{\gamma_{12} - 1} \bar{F}_{12} - \frac{g}{a_n}, \\ \frac{d\bar{V}_{\text{кш}}}{d\tau} = \frac{z_1}{1} (\bar{F} - \bar{F}_{12} + \bar{F}_{23}), \\ \frac{d\bar{V}_{\text{пр}}}{d\tau} = \frac{g}{a_n} - \frac{z_1}{\gamma_{23} - 1} \bar{F}_{23}, \\ \frac{d\bar{F}_{12}}{d\tau} = \frac{z_{12}^2}{z_1} \frac{\gamma_{12} - 1}{\gamma_{12}} (\bar{V}_{\text{кш}} - \bar{V}) + 2\xi_{12} z_{12} \left[(\gamma_{12} - 1) \frac{1}{\gamma_{12}} \left(\bar{F} + \bar{F}_{23} + \frac{1}{z_1} \frac{g}{a_n} \right) - \bar{F}_{12} \right], \\ \frac{d\bar{F}_{23}}{d\tau} = \frac{z_{23}^2}{z_1} \frac{\gamma_{23} - 1}{\gamma_{23}} (\bar{V}_{\text{пр}} - \bar{V}_{\text{кш}}) + 2\xi_{23} z_{23} \left[\frac{\gamma_{23} - 1}{\gamma_{23}} \left(\bar{F}_{12} - \bar{F} + \frac{1}{z_1} \frac{g}{a_n} - \bar{F}_{23} \right) \right] \end{cases} \quad (11)$$

где

$$z_1 = \gamma_{12} + \gamma_{23} - 1, \quad (12)$$

$$z_{12} = \Omega_{12} (t_A + t_B), \quad (13)$$

$$z_{23} = \Omega_{23} (t_A + t_B) \quad (14)$$

Решение уравнений (11) может осуществляться одним из известных численных методов методом Рунге–Кутты [8]. Величины коэффициентов демпфирования ξ_{12} и ξ_{23} при этом предлагается принимать равными 0,05 [7]. На рис. 2 – 4 представлены расчетные зависимости максимального ускорения кабины лифта от параметров трехмассовой системы. Поскольку расчет приведен в относительных единицах и варьируемые параметры также выражены в обобщенных относительных величинах, то полученные зависимости имеют универсальный характер. Они могут быть использованы для оценки влияния упругих связей на величину максимального ускорения в электроприводах лифтов, характеризующихся весьма широкими сочетаниями фактических параметров. При наличии регулятора,

реализующего заданный закон изменения скорости канатоведущего шкива

$$v_{\text{кш}} = k_1 \frac{r_{\text{н}}}{2} t^2 + k_2 a_{\text{н}} t + k_3 \frac{a_{\text{н}}^2}{2r_{\text{н}}} + k_4 V_{\text{н}} \quad (16)$$

при расчете фактической диаграммы движения уравнения (1) могут быть разделены на две независимых группы

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{dV}{dt} &= F_{12} - m_1 g - F_{c1}, \\ \frac{dF_{12}}{dt} &= C_{12} (V_{\text{кш}} - V) + C_{12} T_{12} \frac{d(V_{\text{кш}} - V)}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

$$\left. \begin{aligned} m_3 \frac{dV_{\text{мп}}}{dt} &= m_3 g - F_{23} - F_{c3}, \\ \frac{dF_{23}}{dt} &= C_{23} (V_{\text{мп}} - V_{\text{кш}}) + C_{23} T_{23} \frac{d(V_{\text{мп}} - V_{\text{кш}})}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Учитывая выражения (3) – (6), соотношение

$$\vartheta = \Omega_{\delta} t = \tau \frac{V_{\text{н}}}{T_{\delta} a_{\text{н}}} = \tau \frac{t_A + t_B}{T_{\delta}}, \quad (19)$$

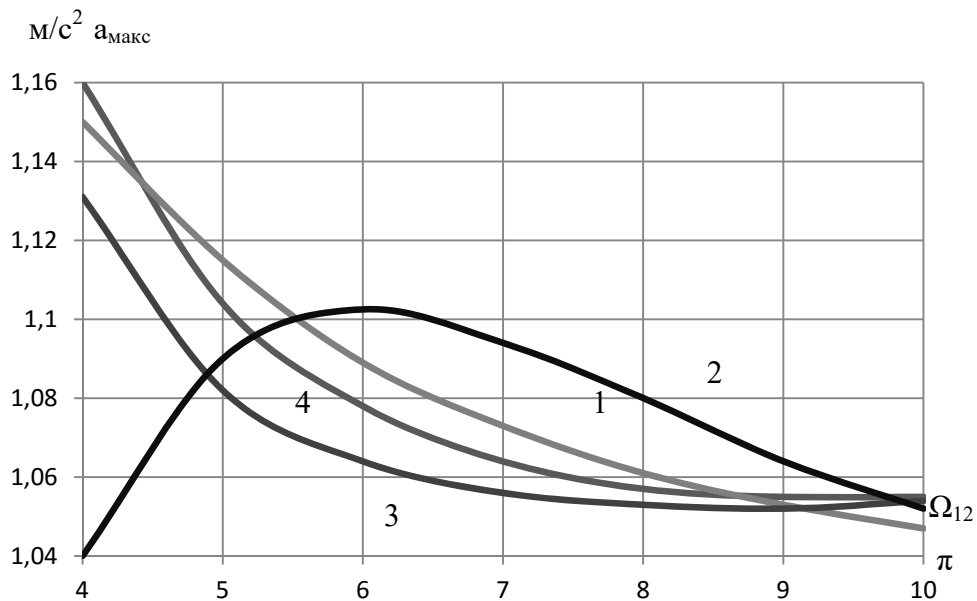


Рисунок 2 – Зависимость максимального ускорения кабины от частоты Ω_{12} при обработке заданного перемещения 1 – $\gamma_{12} = 2,0$; $\gamma_{23}/\gamma_{12} = 1,25$; $\lambda = 1,0$; 2 – $\gamma_{12} = 2,0$; $\gamma_{23}/\gamma_{12} = 0,85$; $\lambda = 2,0$; 3 – $\gamma_{12} = 2,0$; $\gamma_{23}/\gamma_{12} = 0,85$; $\lambda = 0,5$; 4 – $\gamma_{12} = 3,0$; $\gamma_{23}/\gamma_{12} = 0,85$; $\lambda = 0,5$

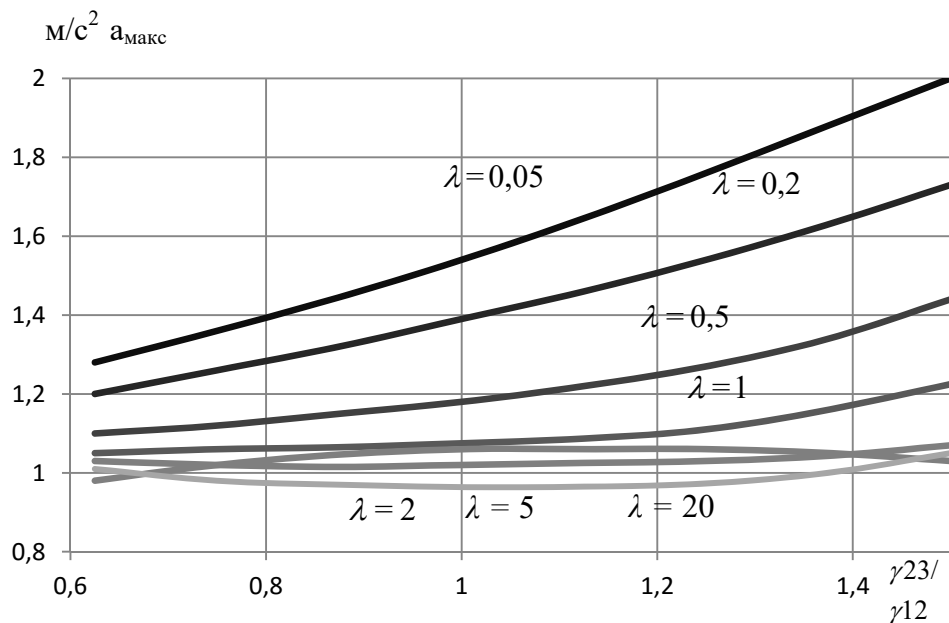


Рисунок 3 – Зависимость максимального ускорения от параметров лифтового подъемного механизма: $\Omega_{12} = 4\pi$, $\gamma_{13} = 3$

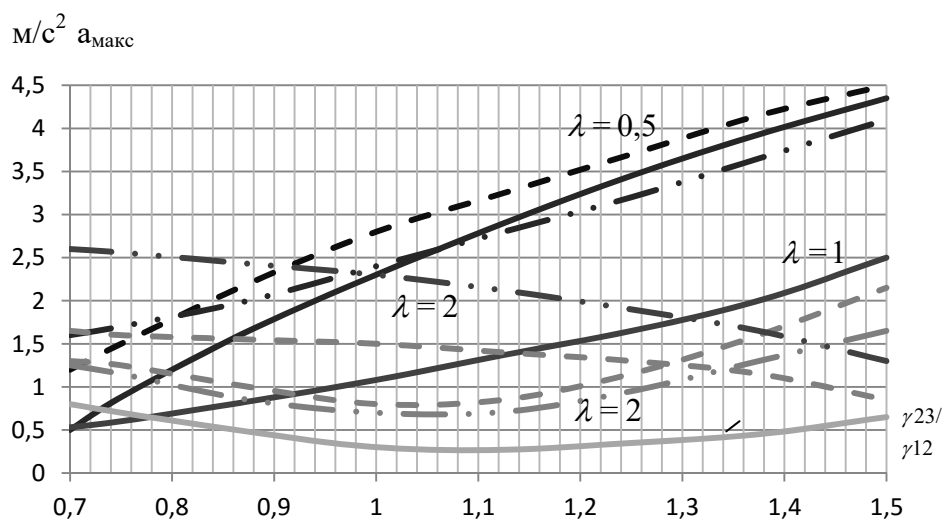


Рисунок 4 – Зависимость максимального ускорения от параметров лифтового подъемного механизма $\Omega_{12} = 4\pi$,

$$\overline{\gamma_{12}} = 2; \quad \overline{\gamma_{12}} = 5; \quad \overline{\gamma_{13}} = 10$$

а также то, что в рассматриваемом случае $\Omega_{\delta} = \Omega_{01}$, решение уравнений (17) может быть записано в виде

$$\begin{aligned} \bar{F}_{12} = & \frac{m_1}{m_1+m_2+m_3} \left[k_2+k_1 \frac{t}{t_A} \right] + \bar{F}_{C1} + \\ & + \bar{F}_{g1} + \bar{F}_m \left[\sin \left(\sqrt{1-\zeta^2} \Omega_{01} t + \bar{\Psi}' \right) \exp(-\zeta \Omega_{01} t) \right]; \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \bar{V} = & \bar{V}_0 + k_2 \frac{t}{t_A+t_B} + k_1 \frac{t^2}{2t_A(t_A+t_B)} - \frac{T_{01}}{t_A+t_B} \frac{m_1}{m_1+m_2+m_3} \bar{F}_m x \\ & x \left[\sin \left(\sqrt{1-\zeta^2} \Omega_{01} t + \bar{\Psi}' + \delta \right) \exp(-\zeta \Omega_{01} t) - \sin(\bar{\Psi}' + \delta) \right], \end{aligned} \quad (21)$$

где

$$\bar{F}_m = \frac{m_1}{m_1+m_2+m_3} \sqrt{\frac{q_1^2+q_2^2-2\cos\delta q_1 q_2}{1-\zeta^2}}, \quad (22)$$

$$q_1 = \frac{m_1}{m_1+m_2+m_3} \left[\bar{F}_{12} - \bar{F}_{g1} - \bar{F}_{c1} - k_2 \right], \quad (23)$$

$$q_2 = -\bar{V}_0 \frac{t_A+t_B}{T_{01}} - k_1 \frac{T_{01}}{t_A} + k_1 \frac{t_A+t_B}{T_{01}} + k_2 \frac{t_A}{T_{01}}, \quad (24)$$

$$\bar{\Psi}' = \arcsin \left(\frac{q_1}{F_m} \frac{m_1+m_2+m_3}{m_1} \right). \quad (25)$$

Законы изменения относительных ускорения и рывка

$$\begin{aligned} \bar{a} = & k_2+k_1 \frac{t}{t_A} + \bar{F}_m \frac{m_1+m_2+m_3}{m_1} + \\ & + \left[\sin \left(\sqrt{1-\zeta^2} \Omega_{01} t + \bar{\Psi}' \right) \exp(-\zeta \Omega_{01} t) \right] \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \bar{r} = & k_1 - \bar{F}_m \frac{t_A}{T_{01}} \frac{m_1+m_2+m_3}{m_1} \left[-\sin(\bar{\Psi}' - \delta) + \right. \\ & \left. + \sin \left(\sqrt{1-\zeta^2} \Omega_{01} t + \bar{\Psi}' - \delta \right) \exp(-\zeta \Omega_{01} t) \right] \end{aligned} \quad (27)$$

ВЫВОДЫ:

Полученные, аналитические соотношения и графические зависимости, характеризующие влияние упругих связей на движение лифтовых подъемных механизмов – универсальны. Они могут быть использованы, как для количественной оценки влияния упругих связей на диаграмму движения кабины произвольных пассажирских лифтов, так и при синтезе их параметров и законов управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бойко, А. А. Синтез и анализ диаграмм движения лифтовых подъемных механизмов / А. А. Бойко // Інформаційні технології в освіті, науці та виробництві. Збірник наукових праць. — Вип. 4 (5). — Одеса: Бахва, 2013. — С. 83 — 91.
2. Добробаба, Ю. П. Анализ влияния упругости троса на динамику электроприводов лифтов при типовой тахограмме двигателя / Ю. П. Добробаба, А. И. Сафронович, С. А. Воеводов // Труды КубГТУ. — Т. 14. — Краснодар: [КубГТУ], 2002. — С. 126 — 135. — (Серия: Энергетика; вып. 3).
3. Бойко, А. А. Синтез расчетных схем лифтовых подъемных механизмов / А. А. Бойко, А. Н. Бесараб, І. І. Тищенко, О. С. Коняхіна // Матеріали XVIII Всеукраїнської науково-практичної конференції «Сучасна освіта і наука в Україні: традиції та інновації». — К.: Нова освіта, 2014. — С. 145 — 150.
4. Каминская, Д. А. Демпфирование приводом стационарных колебаний скорости механизма / Д. А. Каминская // Горный журнал. — 1982. — № 11. — С. 119 — 123.
5. Бабаков, И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. — М.: Наука, 1988. — 559 с.
6. Бидерман, В. Л. Теория механических колебаний [учеб. для ВУЗов] / Вадим Львович Бидерман. — М.: Высшая школа, 1980. — 408с.
7. Борцов, Ю. А. Влияние упругих звеньев и зазоров механических передач на работу промышленных установок и динамику электроприводов / Ю. А. Борцов, А. И. Бычков // Известия Ленинградского электротехнического института. — № 138. — Иваново: [ИГЭСУ им. В.И.Ленина], 1974. — С. 40 — 44.
8. Бронштейн, И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. — М.: Наука, 1981. — 720 с.

УДК 62-50

Ловейкін В.С., д.т.н.; Голдун В.А.; Ромасевич Ю.О., д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПІДЙОМУ І ОПУСКАННЯ ВАНТАЖУ ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ ЗАКОНАМИ

Анотація. Наведено результати експериментальних досліджень режимів підйому та опускання вантажу за оптимальними законами. Знайдено регресійні залежності, які описують максимальні зусилля у канаті та максимальні прискорення кранового моста в залежності від маси вантажу та тривалості переходу від посадочної швидкості руху вантажу до номінальної і навпаки. Встановлено, що використання оптимальних режимів руху механізму підйому вантажу дозволяє зменшити небажані динамічні навантаження у елементах крана і не супроводжується значним подовженням тривалості циклу підйому-опускання вантажу.

Ключові слова: підйом вантажу, експериментальні дослідження, оптимальні режими руху, динамічні навантаження, регресійний аналіз.

Аннотация. Приведены результаты экспериментальных исследований режимов подъема и опускания груза по оптимальным законам. Найдены регрессионные зависимости, которые описывают максимальные усилия в канате и максимальные ускорения кранового моста в зависимости от массы груза и продолжительности перехода от посадочной скорости движения груза к номинальной и наоборот. Установлено, что использование оптимальных режимов движения механизма подъема груза позволяет уменьшить нежелательные динамические нагрузки в элементах крана и не сопровождается значительным увеличением продолжительности цикла подъема-опускания груза.

Ключевые слова: подъем груза, экспериментальные исследования, оптимальные режимы движения, динамические нагрузки, регрессионный анализ.

Abstrakt. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen von Moden Heben und Senken der optimalen Gesetze. Gefunden Regressionsabhängigkeit, die die besten Bemühungen in dem Seil und der maximalen Beschleunigung des Brückenkrans zu beschreiben, in Abhängigkeit vom Gewicht der Last und die Dauer des Übergangs von der Landegeschwindigkeit auf die Nennlast, und umgekehrt. Es wurde festgestellt, dass die Verwendung der besten Ausführungsarten der

Bewegung Hubmechanismus verringert unerwünschte dynamische Lasten in die Kranelemente und nicht durch eine signifikante Erhöhung der Zyklus Anheben.

***Stichwort:** Anheben der Last, experimentelle Studien, die optimalen Bewegungsarten, dynamische Belastung, Regressionsanalyse.*

Постановка проблеми.

Прольотні крани (мостові та козлові) отримали значне поширення у металургії, машинобудуванні, легкій промисловості, сільському та лісовому господарстві, будівництві. При виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт у випадку сумісної роботи прольотного крана та транспортного засобу у обох машинах виникають значні динамічні навантаження. Вони додатково навантажують транспортний засіб і вантажопідйомний кран, що є небажаним оскільки знижується їх надійність. Знизити рівень динамічних навантажень можливо завдяки внесенню змін до конструкції механізму (введення пружних муфт, гасителів коливань тощо) або змінити зовнішній силовий вплив з боку електродвигуна. Другий спосіб є більш універсальним, оскільки він може враховувати змінні параметри навантажувально-розвантажувальних процесів (вагу вантажу, його конфігурацію, довжину гнучкого підвісу, положення вантажного візка на крановому мості тощо). Крім того, він дає змогу реалізувати оптимальні закони керування механізмом підйому вантажу за яких енергетичні, динамічні, кінематичні та інші показники роботи крана підвищуються.

У роботах [1, 2] знайдено оптимальні режими руху системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб”. Для оцінки ефективності їх використання необхідно провести експериментальні дослідження динаміки руху механізму підйому вантажу.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Синтез оптимальних за різними критеріями законів руху механізму підйому вантажу виконаний у багатьох роботах. У роботі А.О. Смєхова і М.І. Єрофєєва [3] знайдено оптимальний закон руху механізму підйому вантажу при суміщенні операцій підйому вантажу та переміщення візка крана. В роботі [4] Р.П. Герасимяка і В.А. Лещєва досліджено динаміку багатомасових систем з електроприводом. На основі проведених досліджень авторами встановлено оптимальне значення жорсткості механічної характеристики електроприводу, за якого відбувається максимальне демпфування пружних коливань у системі. Ці результати можна використати для зменшення динамічних навантажень у канаті при підйомі вантажу. У праці [5] Г.В. Шумілова за інтегральним оптимізаційним критерієм знайдено закон руху механізму підйому вантажу баштового крана для випадку руху вантажу

„з вісу”. Для знаходження оптимального закону руху було використано варіаційне числення. Дослідження оптимальних законів руху механізму підйому вантажу приведено у монографії В.С. Ловейкіна, Ю.В. Човнюка, М.Г. Діктерука та С.І. Пастушенка [6]. На відміну від попередніх праць у цій роботі на основі варіаційного числення автори знайшли оптимальне керування при врахуванні розподілених параметрів вантажного канату. У дисертаційній роботі С.В. Демідаса [7] із використанням варіаційного методу визначено закон руху механізму підйому вантажу баштового крана, який мінімізує „енергію” ривків, яка пропорційна третій похідній функції положення вантажу за часом. Автором встановлено, що реалізація оптимального закону руху механізму підйому вантажу у режимі підйому „з підхватом” дозволяє зменшити амплітуду коливань зусилля у канаті у 1,6 разів, а внутрішні напруження у розкосі корінної стріли у 2,5 рази в порівнянні з некерованим режимом пуску. У роботі [8] на основі багатоетапної математичної моделі руху механізму підйому вантажу знайдені оптимальні закони переміщення окремих зосереджених мас системи. Використані у роботах [3-8] критерії є лінійними, вони лише опосередковано відображають енергетичні та динамічні показники роботи приводу, які значно впливають на ефективність роботи механізму підйому вантажу. Крім того, у багатьох роботах не наведено результати експериментальних досліджень при роботі механізму підйому вантажу за оптимальними законами.

Постановка мети та задач дослідження.

Провести аналіз експериментальних даних при підйомі та опусканні вантажу за оптимальним законом. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі: 1) провести попередню обробку експериментальних даних для визначення характеру зміни динамічних показників роботи механізму підйому вантажу; 2) із використанням регресійного аналізу встановити залежність максимальних динамічних навантажень від параметрів механізму підйому вантажу та швидкості переходу між посадочною та номінальною швидкостями руху вантажу.

Виклад основного матеріалу.

Всі експериментальні дослідження проведені на мостовому крані вантажопідйомністю 3,2 тони. За допомогою теорії подібності [9] результати експериментальних досліджень відповідним чином оброблені так, що їх можна використати для мостового крана вантажопідйомністю 20 тон, який використаний у теоретичних розрахунках [1, 2].

Для режиму підйому вантажу при реалізації оптимальних характеристик зміни швидкості приводу (при розгоні та гальмуванні) проведено 15 дослідів. При цьому у кожному досліді виміряно: зусилля у канаті, куту швидкість руху канатного барабана та прискорення

кранового моста. Наведемо графіки виміряних фізичних величин (рис. 1) для експерименту, в якому досліджено підйом вантажу масою 19872 кг при тривалості зміни швидкості приводу механізму підйому вантажу, яка рівна 1,8 секунд. На рис. 1 сіра лінія відповідає теоретично розрахованій характеристикам, а чорні точки показують експериментальні дані.

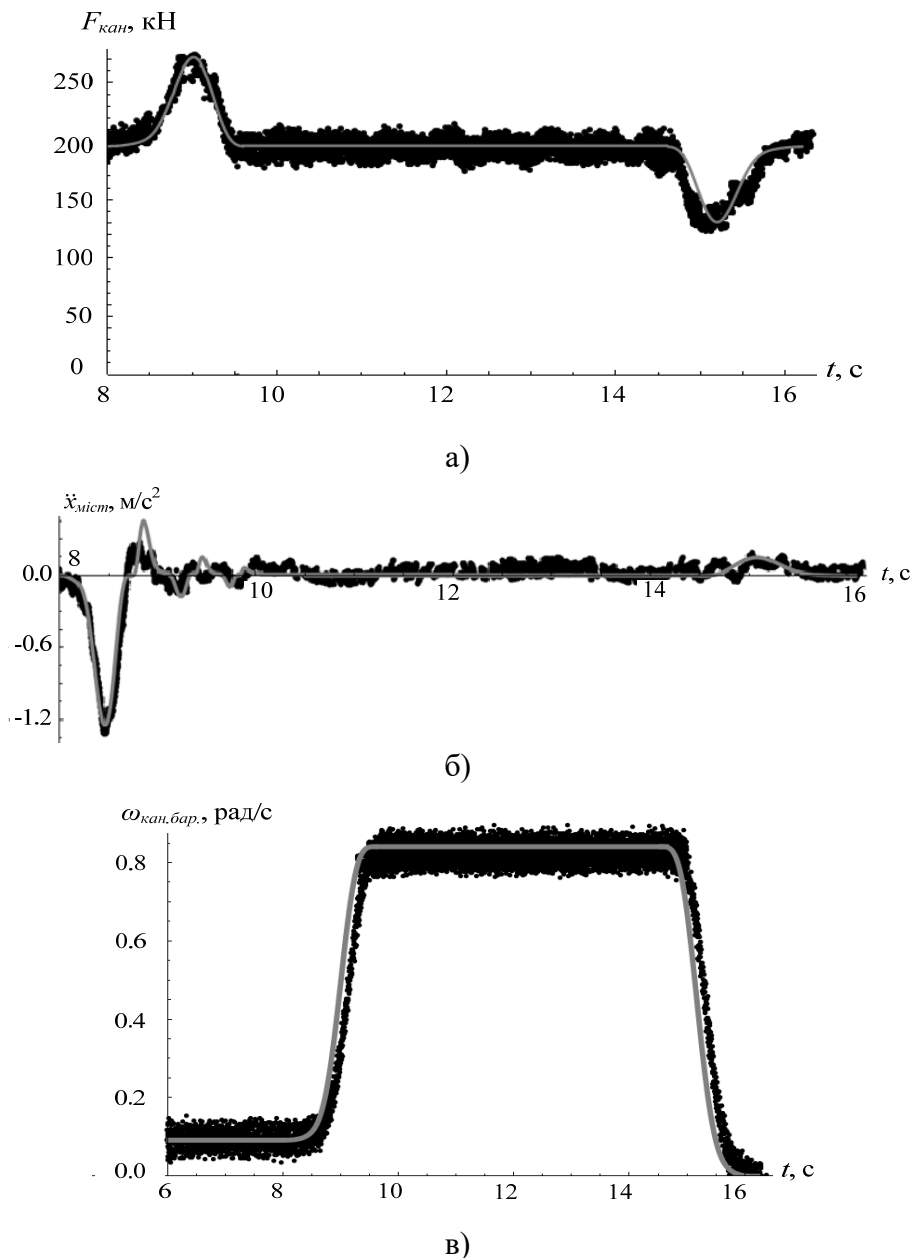


Рисунок 1 – Графіки кінематичних та динамічних параметрів при підйомі вантажу: а) зусилля у канаті; б) прискорення кранового моста; в) кутова швидкість руху канатного барабана

Аналіз графіків, які представлені на рис. 1 показує, що найбільше значення зусилля у канаті виникає у моменту часу 9 сек і становить 272 кН. Експериментальні дані, які отримані при проведенні інших дослідів вказують на те, що подовження тривалості переходу між швидкостями руху канатного барабану до 8 сек зменшує це значення до 231 кН. Для аналізу всіх отриманих експериментальних даних застосуємо регресійний аналіз [10]. Нагадаємо, що незалежними факторами у дослідях були маса вантажу та тривалість зміни швидкості підйому/опускання вантажу (при переході від посадочної до усталеної). Для проведення регресійного аналізу задамо модель залежності максимального зусилля у канаті:

$$F_{кан}^{max} = a_0 + a_1 m_{вант} + a_2 T m_{вант} + a_3 T^3 m_{вант} + a_4 T m_{вант}^3, \quad (1)$$

та максимального прискорення кранового моста:

$$\ddot{x}_{міст.}^{max} = b_0 + b_1 T + b_2 T m_{вант} + b_3 T^2 m_{вант} + b_4 T^3 m_{вант} + b_5 T^2 m_{вант}^2, \quad (2)$$

де $a_0 \dots a_4$ – параметри регресійної моделі для максимального зусилля у канаті;

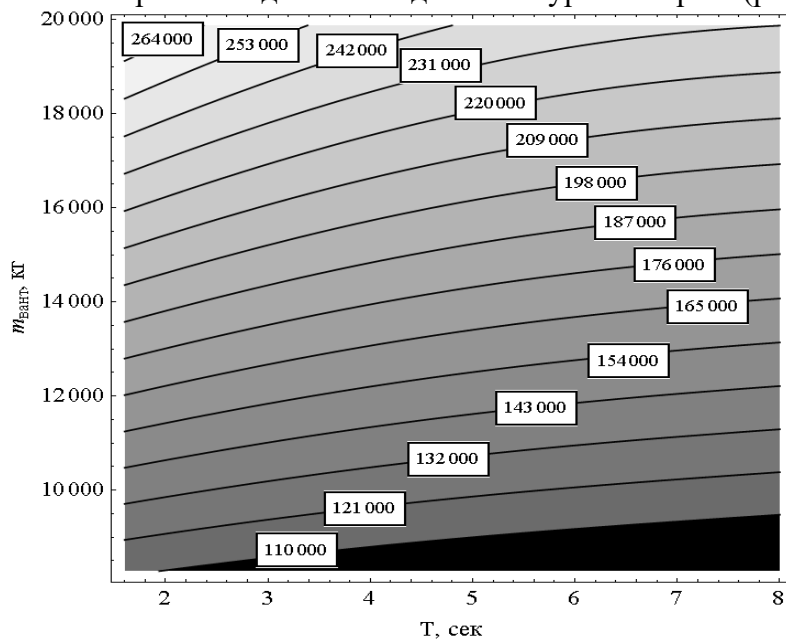
$b_0 \dots b_5$ – параметри регресійної моделі для максимального прискорення кранового моста. У моделях (1)-(2) виключені ті коефіцієнти, які є статистично незначущими. У таблиці 1 наведено результати розрахунку статистичних показників для моделей (1)-(5.2).

Таблиця 1 – Статистичні показники регресійних функцій (1)-(2)

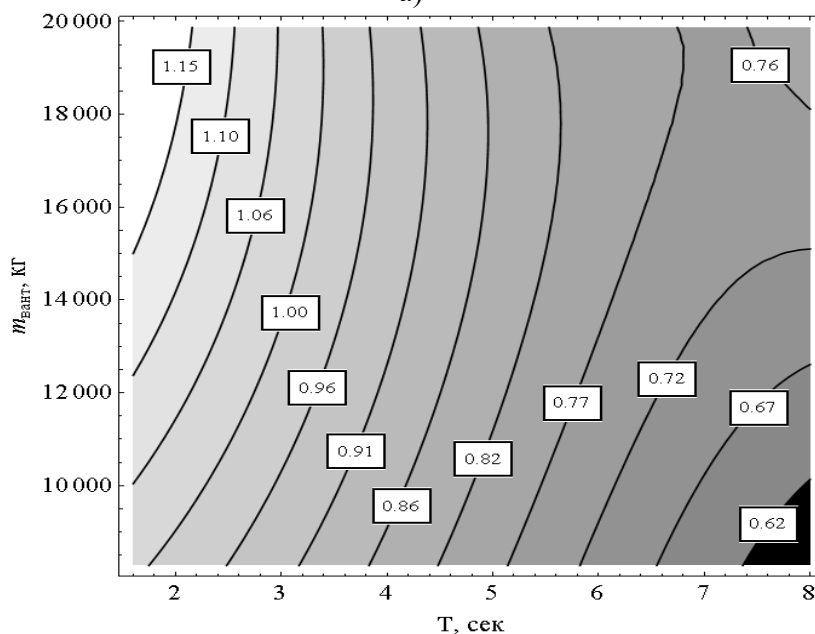
Коефіцієнти регресійної моделі	Значення статистичних показників		
	Оцінка коефіцієнта	Стандартна похибка	Критерій Стьюдента
Максимальне значення зусилля у канаті $F_{кан}^{max}$			
a_0	$-5,09 \cdot 10^2$	$5,99 \cdot 10^{-6}$	$-8,49 \cdot 10^8$
a_1	$1,49 \cdot 10^1$	$9,99 \cdot 10^{-2}$	$1,49 \cdot 10^2$
a_2	$-5,16 \cdot 10^{-1}$	$3,71 \cdot 10^{-3}$	$-1,38 \cdot 10^1$
a_3	$3,12 \cdot 10^{-3}$	$3,96 \cdot 10^{-5}$	$7,87 \cdot 10^0$
a_4	$-1,75 \cdot 10^{-10}$	$4,47 \cdot 10^{-12}$	$-4,13 \cdot 10^0$
Максимальне прискорення кранового моста $\ddot{x}_{міст.}^{max}$			
b_0	$1,19 \cdot 10^0$	$2,71 \cdot 10^{-1}$	$4,34 \cdot 10^1$
b_1	$-1,31 \cdot 10^0$	$1,01 \cdot 10^{-1}$	$-1,32 \cdot 10^1$
b_2	$1,39 \cdot 10^{-4}$	$1,08 \cdot 10^{-5}$	$1,28 \cdot 10^1$
b_3	$-1,46 \cdot 10^{-4}$	$4,10 \cdot 10^{-6}$	$-3,58 \cdot 10^0$
b_4	$1,66 \cdot 10^{-5}$	$2,56 \cdot 10^{-7}$	$6,47 \cdot 10^0$
b_5	$-4,91 \cdot 10^{-9}$	$6,09 \cdot 10^{-11}$	$-8,05 \cdot 10^0$

Для розрахованих регресійних функцій були знайдені коефіцієнти детермінації, які рівні: 0,9999 – для виразу (1); 0,9995 – для

виразу (2). Ці значення близькі до одиниці, що вказує на те, що параметри моделей (1)-(2) оцінені досить точно. Всі розрахунки приведені для довірчої ймовірності 0,99. Для графічного представлення отриманих даних наведемо контурні поверхні (рис. 2).



а)



б)

Рисунок 2 – Котурні поверхні регресійних функцій (1)-(2):
а) максимального зусилля у канаті; б) максимального прискорення
кранового моста

Аналіз графіків, які наведені на рис. 2, показує, що на величини $\ddot{x}_{міст.}^{max}$ та $F_{кан}^{max}$ мають вплив обидва незалежні фактори (маса вантажу $m_{вант}$ та тривалість переходу від посадочної швидкості руху вантажу до номінальної T). Величина $F_{кан}^{max}$ значно залежить від маси вантажу. При будь-якому фіксованому значенні маси вантажу збільшення фактора T призводить до зменшення величини $F_{кан}^{max}$.

Порівняння отриманих даних при оптимальному керуванні та при прямому пуску приводу показує, що значне зниження максимального зусилля у канаті досягається лише при $T > 4$ сек. Наприклад, при $T=4,8$ сек цей показник зменшується на 15,4% у порівнянні з режимом прямого пуску приводу. Максимальне прискорення кранового моста зменшується у 4,66 рази, що пояснюється плавністю руху приводу механізму підйому вантажу при реалізації оптимального керування.

Для режиму опускання вантажу при оптимальному переході від номінальної швидкості до посадочної необхідно встановити характер зміни зусилля у канаті, прискорення кранового моста та вантажу при варіації незалежних факторів.

Для експериментальних даних, які отримані при проведенні дослідів по опусканню вантажу із реалізацією оптимальних законів руху знайдено регресійні функції, які апроксимують максимальні значення зусилля у канаті та максимальне прискорення кранового моста. Регресійна модель для максимального зусилля у канаті представляється у наступному вигляді:

$$F_{кан}^{max} = c_0 + c_1T + c_2m_{вант} + c_3Tm_{вант} + c_4T^2m_{вант} + c_5T^2m_{вант}^2 + c_6Tm_{вант}^3, (3)$$

для максимального прискорення кранового моста:

$$\ddot{x}_{міст.}^{max} = d_0 + d_1T + d_2m_{вант} + d_3T^2 + d_4T^2m_{вант} + d_5T^2m_{вант}^2 + d_5Tm_{вант}^3, (4)$$

де $c_0...c_6$ – параметри регресійної моделі для максимального зусилля у канаті;

$d_0...d_5$ – параметри регресійної моделі для максимального прискорення кранового моста.

У виразах (3)-(4) записано лише статистично значимі коефіцієнти. Розраховані параметри регресійних моделей наведені у таблиці 2. Для регресійних функцій (3)-(4) розраховані коефіцієнти детермінації, які рівні: 0,9916 – для виразу (3); 0,9990 – для виразу (4), що вказує на те, що параметри моделей (3)-(4) оцінені досить точно. Наведені результати статистичних розрахунків справедливі для довірчої ймовірності 0,99.

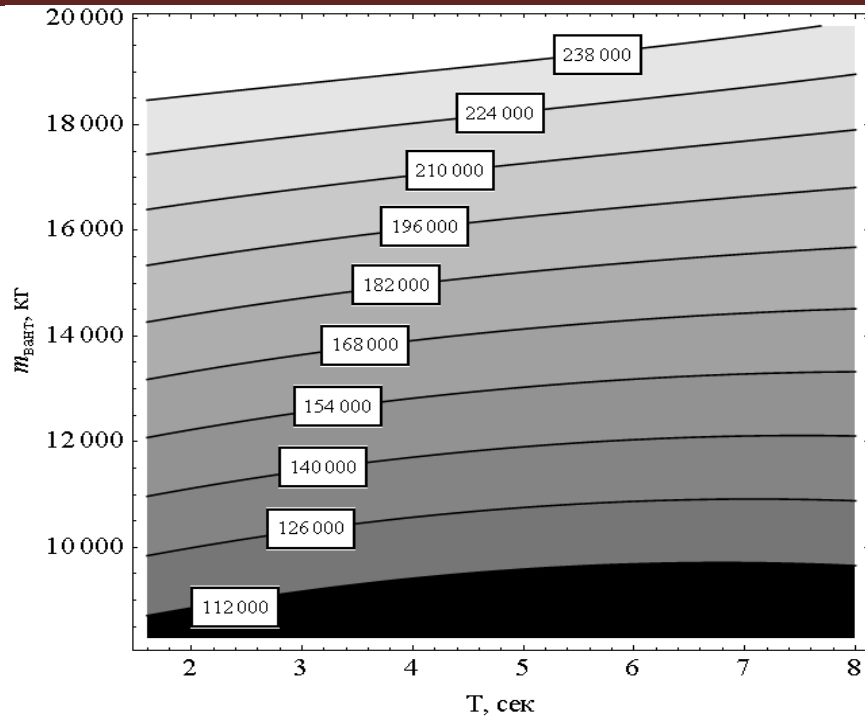
Таблиця 2 – Статистичні показники регресійних функцій (3)-(4)

Коефіцієнти регресійної моделі	Значення статистичних показників		
	Значення коефіцієнта	Стандартна похибка	Критерій Стьюдента
Максимальне значення зусилля у канаті $F_{кан}^{max}$			
c_0	$1,12 \cdot 10^3$	$1,39 \cdot 10^2$	$8,05 \cdot 10^1$
c_1	$-2,80 \cdot 10^3$	$5,30 \cdot 10^2$	$-5,28 \cdot 10^0$
c_2	$1,25 \cdot 10^1$	$1,04 \cdot 10^{-1}$	$1,19 \cdot 10^2$
c_3	$-0,48 \cdot 10^0$	$7,80 \cdot 10^{-2}$	$-6,09 \cdot 10^0$
c_4	$9,98 \cdot 10^2$	$1,20 \cdot 10^{-2}$	$7,95 \cdot 10^0$
c_5	$-5,42 \cdot 10^{-6}$	$6,68 \cdot 10^{-7}$	$-8,11 \cdot 10^0$
c_6	$1,34 \cdot 10^{-9}$	$1,41 \cdot 10^{-10}$	$9,54 \cdot 10^0$
Максимальне прискорення кранового моста $\ddot{x}_{міст.}^{max}$			
d_0	$9,58 \cdot 10^{-1}$	$3,47 \cdot 10^{-3}$	$2,76 \cdot 10^2$
d_1	$-5,33 \cdot 10^{-2}$	$1,32 \cdot 10^{-2}$	$-4,02 \cdot 10^0$
d_2	$2,15 \cdot 10^{-5}$	$2,62 \cdot 10^{-6}$	$8,22 \cdot 10^0$
d_3	$-1,22 \cdot 10^{-5}$	$1,96 \cdot 10^{-6}$	$-6,21 \cdot 10^0$
d_4	$1,35 \cdot 10^{-6}$	$3,13 \cdot 10^{-7}$	$4,29 \cdot 10^0$
d_5	$-4,98 \cdot 10^{-11}$	$1,67 \cdot 10^{-11}$	$-2,98 \cdot 10^0$
d_6	$2,04 \cdot 10^{-14}$	$3,53 \cdot 10^{-15}$	$5,78 \cdot 10^0$

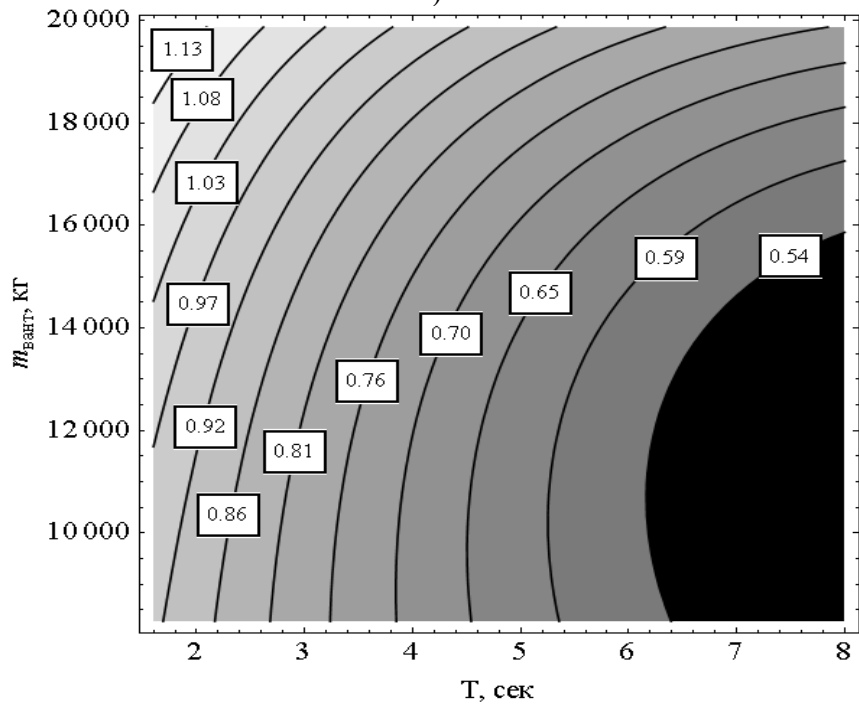
Графічну інтерпретацію розрахованих моделей (3)-(4) наведено на рис. 3.

Аналіз графіків, які наведені на рис. 3, показує, що збільшення тривалості переходу між швидкостями підйому вантажу (від посадочної до номінальної і навпаки) зумовлює зменшення максимальних прискорень кранового моста та вантажу як при опусканні так і при підйомі. Звичайно, при цьому збільшується тривалість циклу по підйому/опусканню вантажу.

На основі аналізу експериментальних даних встановлено, що при збільшенні T до значення 4,8 сек значно зменшуються небажані динамічні показники і при цьому тривалість циклу підйому/опускання зростає незначно. Наприклад, максимальне зусилля у канаті зменшується на 13,8%, максимальне прискорення кранового моста зменшується у 3,76 рази в порівнянні з прямим пуском приводу.



а)



б)

Рисунок 3 – Котурні поверхні регресійних функцій (3)-(4):
а) максимального зусилля у канаті; б) максимального прискорення
кранового моста

Висновки. На основі регресійного аналізу знайдено вирази, які описують залежність максимальних значень зусилля у канаті та кранового моста від маси вантажу $m_{вант}$ та тривалості переходу між номінальною та посадочною швидкостями підйому (опускання) вантажу T . Аналіз знайдених виразів виявив, що величини небажаних динамічних показників значно залежать від величини T . Наприклад, для $T=4,8$ сек максимальне зусилля у канаті при підйомі вантажу зменшується на 15,4% (на 13,8% для опускання); максимальне прискорення кранового моста зменшується у 4,66 рази (у 3,76 рази для опускання) у порівнянні з рухом механізму підйому вантажу, який відбувається при роботі приводного двигуна на природній механічній характеристиці. Подальше збільшення тривалості переходу між номінальною та посадочною швидкостями підйому (опускання) вантажу не призводить до значного зменшення небажаних динамічних показників роботи системи. Зниження прискорень кранового моста та вантажу пояснюється плавністю руху приводного механізму при реалізації оптимального керування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ловейкін В.С. Моделювання оптимальних режимів підйому та опускання вантажу / В.С. Ловейкін, В.А. Голдун // Збірник наукових праць „Машинобудування”. – 2014. – 14. – С. 15-23.
2. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму підйому вантажу з транспортного засобу / В.С. Ловейкін, В.А. Голдун // Збірник тез доповідей 75 науково-практичної конференції Київського національного університету будівництва і архітектури (15-18 квітня 2014 року) / Кафедра основ професійного навчання Київського національного університету будівництва і архітектури. – К. 2014. – С. 28-30.
3. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
4. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещёв. – Одесса.: СМІЛ, 2008. – 192 с.
5. Шумілов Г.В. Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крану: дис. канд. техн. наук. 05.05.05 / Георгій Володимирович Шумілов. – К., 2013. – 210 с.
6. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І.]. – К.-Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
7. Демідас С.В. Мінімізація динамічних навантажень в елементах баштового крана на основі оптимізації режиму руху механізма

-
- підйому: дис. канд. техн. наук. 05.05.05 / Сергій Васильович Демідас. – К., 2000. – 179 с.
8. Ромасевич Ю.О. Динамічна оптимізація режимів руху механізмів вантажопідйомних машин як мехатронних системи: дис. докт. техн. наук. 05.05.05 / Юрій Олександрович Ромасевич. – О., 2015. – 519 с.
 9. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике / Л.И. Седов. – М.: Наука, 1977. – 440 с.
 10. Радченко С.Г. Методология регрессионного анализа / С.Г. Радченко. – К.: Корнийчук, 2011. – 376 с.

УДК 621.874

Мартовицький Л.М., к.т.н.; Глушко В.І., к.т.н.;
Сочава А.І., к.т.н.; Клименко Г.В., ст. викладач;
Луговський С.А., магістр.

Запорізький національний технічний університет

ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ КРАНІВ ГРАНИЧНОЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ

***Аннотація.** Рассмотрены конструктивные схемы механизмов подъема кранов предельной грузоподъемности. Предложены методические рекомендации проектирования механизмов подъема сверхтяжелых кранов путем разбития механизма суммарной грузоподъемности на более мелкие подъемные модули.*

***Анотація.** Розглянуті конструктивні схеми механізмів підйому кранів граничної вантажопідйомності. Пропоновані методичні рекомендації проектування механізмів підйому надважких кранів шляхом роздібнення механізму сумарної вантажопідйомності на дрібніші підймальні модулі.*

***Abstract.** Considered design schemes arrangements lifting cranes marginal capacity. The proposed design guidelines super heavy lift cranes mechanism by crushing mechanism of total lifting capacity into smaller modules.*









Сучасному масштабному будівництву мостів, кораблів, бурових веж, морських платформ, атомних та вітрових електростанцій, яке в основному здійснюється за принципом крупномодульності, необхідні вантажопідйомні крани для піднімання величезних одиничних мас бетону та сталі. Такі роботи складні та небезпечні на суші, а на будмайданчику посеред океану піднімати та переміщувати величезні деталі та вузли вкрай складно. Тому, існує світова тенденція до зростання вантажопідйомності спеціальних кранів до рекордних величин і не існує причин до обмеження цього росту. Навпаки, риночний запит на крани з граничною вантажопідйомністю зростає, що свідчить про закінчення світової економічної депресії.

В зв'язку із ростом вантажопідйомності змінюється функціональне призначення механізмів крана. Головне значення набуває в таких кранах механізм підйому, всі інші механізми набувають статусу допоміжних механізмів для установчо-переміщувальних рухів, або вони зовсім відсутні.

До табл. 1 зведені крани з найбільшою в світі вантажопідйомністю. Призначення цих кранів – крупноблочне будівництво і монтаж унікальних машин, а також складні рятувально-підймальні операції.

На базі зібраних кранів проведено дослідження конструктивних особливостей механізмів підйому кранів з найбільшою вантажопідйомністю.

Таблиця 1 – Характеристики кранів з найбільшою вантажопідйомністю

Назва крана	Вантажопідйомність, т	Кількість перетинів каната	Навантаження на гілку каната, кН	Кількість приводів
TerexAC1000 	1200	28	430	2
LiebherrLR13000 	3000	60	500	2
XCMGXGC88000 	3600	80	450	4
Yoshida 	3700	96	385	8
Svanen 	8700	4x36	600	8
SSCV Thialf 	2x7100	2x94	750	8
Taisun 	12x2000	12x40	500	12
Bigge 	7500	4x36	520	8

Сучасна вища школа та діючий інженерний корпус проектних установ та кранобудівних заводів користуються добре відпрацьованою методикою та нормативними рекомендаціями проектування механізмів підйому. Існуючий напрацьований матеріал не може бути використаним в повному обсязі та в існуючому виді для проектування механізмів підйому кранів із граничною вантажопідйомністю. Всі сучасні методики проектування механізмів підйому базуються на правильному та обґрунтованому виборі стандартних, нормалізованих комплектуючих: двигунів, гальм, редукторів, канатів, гаків, підвісок, барабанів, муфт. Оригінальним залишається проектування металоконструкції та компоновки крана. При проектуванні механізмів підйому надважких кранів не можна вибрати вказані комплектуючі із стандартних, так як їх з необхідними технічними характеристиками просто не існує. Всі частини приводу підйому такого крана треба проектувати та виготовляти фактично заново, так як кожний об'єкт є унікальним, від гака до барабана.

Можна було б вибрати деякі елементи із суміжних галузей, наприклад, електродвигуни великої потужності використовуються в шахтних підійомниках. Але невідповідність технічних особливостей різногалузевих приводів, редукторів та складність пристосування їх під специфіку роботи кранових підійомних механізмів зводить на нівець вказаний ресурс постачання комплектуючих для кранів граничної вантажопідйомності.

Закономірне, обумовлене складністю вирішуваних задач, підвищення вантажопідйомності кранів призводить до також закономірного збільшення кратності поліспаств, що, в свою чергу, породжує вимагаючі рішення технічні проблеми. Виясняється, що кратність поліспаства має межу, визначаємою величиною ККД поліспаства, яка, в свою чергу, визначається величиною ККД одного блоку, зведену в ступінь, що дорівнює загальній кількості огинаємих канатом блоків. Відомо, що в канатних поліспаствах втрачається енергія підйому вантажу. Втрати в поліспастві визначаються його ККД, який можна вирахувати за допомогою відомої формули

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 + \dots + \eta^{a_n - 1}}{a_n},$$

де $\eta = 0,98$ - ККД одного канатного блока;

a_n - кратність поліспаства.

Ряд, що знаходиться в чисельнику залежності,

$$A = 1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 + \dots + \eta^{a_n - 1}$$

є безкінечно-спадною геометричною прогресією із знаменником η , першим членом $\epsilon_0 = 1$ та кожним наступним членом $\epsilon_i = \eta^{i-1}$. Сума членів такої прогресії дорівнює $\sum_{i=1}^{a_n} \epsilon_i = \frac{1-\eta^{a_n}}{1-\eta}$.

Тоді, коефіцієнт корисної дії поліспасти можна представити в наступному вигляді

$$\eta_n = \frac{1-\eta^{a_n}}{a_n(1-\eta)}$$

Межа залежності ККД від величини кратності поліспасти, враховуючи, що $\lim_{a_n \rightarrow \infty} \eta^{a_n} \rightarrow 0$, має наступний вигляд

$$\lim_{a_n \rightarrow \infty} \eta_n = \lim_{a_n \rightarrow \infty} \frac{1-\eta^{a_n}}{a_n(1-\eta)} \rightarrow 0.$$

З графіка залежності ККД від кратності поліспасти (рис.1) видно, що ККД поліспасти із збільшенням кратності швидко зменшується і прагне до нуля. Як показує залежність та конструктивне виконання існуючих надважких кранів, оптимальною кратністю поліспасти в механізмах підйому великої одиничної маси є $a_n \leq 40$.

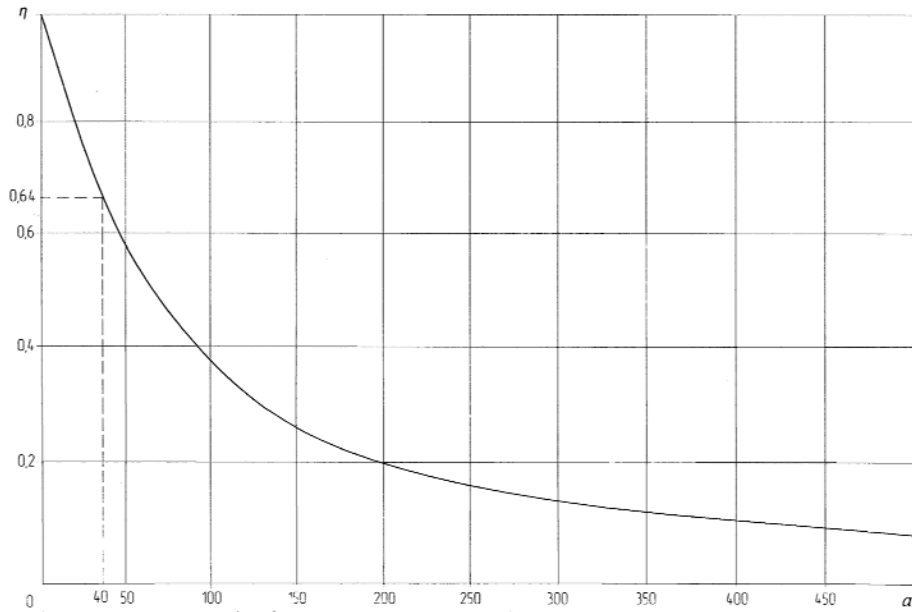


Рисунок 1 – Залежність ККД поліспасти від його кратності

Крім катастрофічної втрати енергії підйому в поліспадах з великою кратністю виникає проблема з вибором мінімальної ваги гакової підвіски, яка б задовольняла можливість опускання порожньої підвіски. Величини діаметрів блоків та вага підвіски залежать від жорсткості і діаметра канатів. Тобто, закритичне значення кратності поліспада $a_n > 40$ практично повністю «з`їдає» всю вагу порожньої підвіски при її опусканні.

Аналіз надважких кранів показав, що можливим принципом створення підйомних механізмів є розгалуження сумарних потужностей, тобто, коли головний підйомний механізм розділяється на декілька самостійних менших підйомальних груп, або коли сумарний підйом складається із 2...4 кранів, наприклад, стрілових, які можуть працювати самостійно або разом. Характерним прикладом такої структури механізму підйому є механізм у найбільшого в світі китайського підйомного крана Taisun, який оснащений 12 підйомними групами вантажопідйомністю по 2000 т кожна. Отже, кран має 12 автономних механізмів загальною вантажопідйомністю 24000 т. Кратність канатів кожної підйомної групи складає $a_n = 40$, що забезпечує тягове зусилля в канаті 500 кН. В більшості таких кранів використовуються стандартні канати, діаметр яких не перевищує $d_k = 52$ мм. Як показує світовий досвід, проблеми приводів підйому кранів спрощується за рахунок використання гідроприводів, що усуває пошук електродвигунів та редукторів надвеликої потужності. На одну підйомну лебідку-модуль досить одного або декількох гідромоторів. Також в цьому випадку, практично, не потрібні муфти, трансмісійні вали, а підйомні канати та блоки стають доступними. Додатково збільшується надійність механізмів підйому за рахунок функції резервування приводу. Проблемною залишається підвіска кожної підйомної групи або траверса для сумарної вантажопідйомності.

На основі досліджень надважких кранів розроблені оптимальні компоновки для механізмів підйому різних вантажопідйомностей, які зведені до табл.2.

Прагнення звести проектування унікальних підйомних механізмів під існуючу методику за рахунок роздрібнення максимальної вантажопідйомності на самостійні – автономні вантажопідйомні механізми - модулі, виготовлені з існуючих нормативних компонентів, після подальших наполегливих досліджень знайде своє завершення в досконалому алгоритмі проектування та виготовлені надважких кранів. Таким модулем з граничною вантажопідйомністю $Q \leq 2000$ т є підйомний механізм, який може бути використаним самостійно та у групі аналогічних механізмів з метою досягнення максимальної сумарної вантажопідйомності. При цьому межовим значенням кратності поліспада слід вважати $a_n \leq 40$.

Таблица 2 – Оптимальна компоновка механізмів підйому

Вантажопідйомність, т	Кількість приводів	Кратність поліспада	Тягове зусилля в канаті, кН	ККД поліспада
500	1	10	558	0,896
1000	2	10	558	0,896
2000	4	10	558	0,896
4000	4	20	629	0,795
6000	4	30	704	0,710
8000	4	40	785	0,637
10000	8	30	587	0,710
12000	8	30	704	0,710
14000	8	40	687	0,637
16000	8	40	785	0,637
18000	12	40	589	0,637
20000	12	40	654	0,637

Висновки

1. В процесі проектування механізмів підйому для кранів граничної вантажопідйомності необхідно головний механізм підйому великої вантажопідйомності розбити на декілька підйомальних груп – модулів з рекомендованою меншою вантажопідйомністю та оптимальною компоновкою з нормалізованих комплектуючих.

2. Вантажопідйомність таких модулів не має перевищувати 2000 т, а кратність поліспаду слід вибирати не більше 40 одиниць.

3. Гакові підвіски та траверзи для великих одиничних мас вантажу підлягають оригінальному проектуванню.

ЛІТЕРАТУРА

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. М.: Высшая школа, 1985. – 520 с.
2. Справочник по кранам / Под ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, Т1, Т2 – 1988.
3. Правила будови та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів. / ДНАОП 0.00-1.03-02/. – Харків: «Форт», 2002.

УДК 681.326.74.06

Човнюк Ю.В., к.т.н.^{1,2}; Діктерук М.Г., к.т.н.²;

Комоцька С.Ю., асистент²

¹ Національний університет біоресурсів і природокористування

² Київський національний університет будівництва і архітектури

МОДЕЛЬ ЗМІНИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ КРАНІВ ЯК ОБ'ЄКТІВ НЕПЕРЕРВНОГО ТИПУ

Анотація. Запропонована аналітична модель зміни технічного стану механізмів підйому вантажу кранів як об'єктів дослідження (ОД) неперервного типу. Отримане рівняння, яке зв'язує елементи множини змінних технічного стану (ТС) ОД з елементами множин: змінних умов експлуатації, входних впливів та внутрішніх змінних станів. Змістовний опис вказаної взаємодії між елементами реалізований за допомогою графу причинно-наслідкових зв'язків. Розроблений та досліджений формальний опис узагальненого процесу зміни ТС й ОД.

Ключові слова: модель, технічний стан, механізм підйому вантажу, крани, неперервний тип, об'єкт.

Аннотация. Предложена аналитическая модель изменения технического состояния механизмов подъема груза кранов как объектов исследования и диагностирования (ОД) непрерывного типа. Получено уравнение, которое связывает элементы множества переменных технического состояния (ТС) ОД с элементами множеств: переменных условий эксплуатации, входных воздействий и внутренних переменных состояний. Содержательное описание указанного взаимодействия между элементами реализовано с помощью графа причинно-следственных связей. Разработано и исследовано формальное описание обобщенного процесса изменения ТС и ОД.

Ключевые слова: модель, техническое состояние, механизм подъема груза, краны, непрерывный тип, объект.

Annotation. The analytical model for changing of the technical state of mechanisms for getting up of load of load by hoisting cranes is offered. These objects of research and diagnosing (ORD) are of continuous type. The equation is got which binds the elements of technical state (TS) of ORD variables with the such elements as: variables of external type, variables of entrance influences and internal variables of states' environments. The content description of mentioned above cooperation

between the elements is realized by means of graph's of reason-result connections. The formal specification of the generalized process of change of TS and ORD, as well, is worked out and investigational.

Key words: model, technical state, mechanism of getting up of load, cranes, continuous type, object.

Постановка проблеми.

Технічний стан (ТС) механізмів підйому вантажу кранів (у подальшому об'єктів діагностування – ОД) з плином часу змінюється. Причинами цього у загальному випадку є організована взаємодія ОД із «зовнішнім середовищем» чи робочі входні впливи й неорганізована взаємодія об'єкту з середовищем, а також умови експлуатації ОД. Ці ж фактори обумовлюють стан об'єкту чи течію процесу функціонування ОД.

Технічний стан ОД та їх стан досить повно можуть бути описані скінченною сукупністю V (на прийнятому чи заданому рівні деталізації об'єкту) метричних величин. Розіб'ємо множину V на дві підмножини Π та H , які не перетинаються між собою. Елементами множини Π є змінні технічного стану ОД, а елементами H – змінні стану ОД. Множина H представляється у вигляді об'єднання трьох підмножин, що не перетинаються: входних впливів X , внутрішніх змінних станів S та вихідних впливів Y .

Граф причинно-наслідкових зв'язків між множинами змінних умов експлуатації B показаний на рис.1. Граф ілюструє перетворення входних впливів X у вихідні Y через внутрішні змінні стану S . Змінні умови експлуатації справляють випадкові впливи на змінні стану, а останні, у свою чергу, є причинами зміни деяких змінних середовища, що характеризують безпосередню взаємодію ОД з середовищем. Крім розглянутих зв'язків, об'єктивно існує контур причинно-наслідкових зв'язків між елементами множин Π та S , а для ОД зі зворотними зв'язками – між елементами Π та SUY .

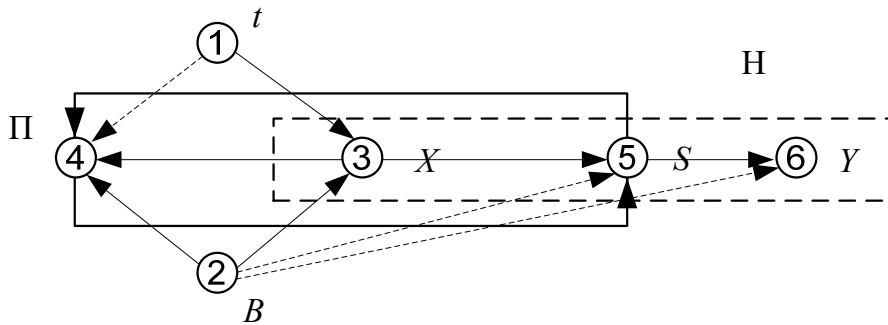


Рисунок 1– Граф причинно-наслідкових зв'язків між змінними моделі

Аналіз публікацій по темі дослідження.

Теорія графів та сфери їх застосування викладені у роботах [1-6]. Проте аналітичні моделі зміни технічного стану ОД, змістовний опис взаємозв'язків між елементами множин Π з елементами множин B , X , S , подані на рис.1, а також формальний опис узагальненого процесу зміни ТС й ОД відсутні. Дане дослідження проведене задля того, щоб створити адекватну модель зміни ТС й ОД як об'єктів неперервного типу.

Мета роботи полягає у отриманні аналітичної моделі зміни технічного стану ОД. Іншими словами, отримання рівняння, яке пов'язує елементи множини Π з елементами множин B , X , S . Змістовний опис взаємозв'язків між елементами вказаних множин ілюструється рис.1. Нижче розробляється й досліджується формальний опис узагальненого процесу зміни ТС й ОД.

Виклад основного змісту дослідження.

1. Розробка моделі зміни ТС

Для зручності аналізу впорядкуємо певним чином елементи множин Π , B , X , S . Кожному елементу цих множин надамо порядковий номер. У результаті вказані множини можна розглядати як багатовимірні вектори, а саме: $\vec{d} - n$ - вектор змінних технічного стану ОД, $\vec{b} - m$ - вектор змінних умов експлуатації; $\vec{x} - r$ - вектор зовнішніх впливів та $\vec{s} - k$ - вектор внутрішніх змінних стану ОД.

У загальному випадку елементи вектора \vec{d} знаходяться під одночасним впливом зі сторони елементів \vec{b} , \vec{x} та \vec{s} . Структура цього впливу може бути як завгодно складною. Припустимо, що структура цієї взаємодії лінійна, тобто приймається гіпотеза суперпозиції відносно впливів \vec{b} , \vec{x} та \vec{s} . Це обмеження дозволяє вести розробку моделі, користуючись композиційним принципом.

Припустимо також, що ОД функціонує безперервно на відрізку часу $[0, t_{\text{ц}}]$, де $t_{\text{ц}}$ - момент часу проведення профілактичного впливу. Після отримання моделі зміни ТС на відрізку $[0, t_{\text{ц}}]$ буде проаналізований випадок порушення гіпотези безперервності функціонування ОД.

Розглянемо дугу [2, 4] граф-моделі причинно-наслідкових зв'язків на рис.1. Поставимо проміжну задачу отримання аналітичного виразу, який пов'язує елементи $d_i(t)$ вектору \vec{d} з елементами $b_j(t)$, $j = \overline{(1, m)}$. Зрозуміло, що першим членом цього виразу буде

модуль $\vec{d}(0)$ вектору номінальних значень змінних ТС. Відомо, що модель повинна відображати процес «накопичення» (будівля, ефекти втомлення тощо) взаємодії $\vec{d}(t)$ з елементами $b_j(t)$; крім того, у неї повинні входити кількісні характеристики цієї взаємодії. Враховуючи наведене вище й використовуючи гіпотезу суперпозиції, шуканий вираз можна подати у виді:

$$\vec{d}_b(t) = \vec{d}_0 + \overline{\Delta_b} \vec{d}(t);$$

$$\overline{\Delta_b} \vec{d}(t) = \left(\int_0^t \vec{b}^T(\tau) \cdot \vec{W}_1^b d\tau, \dots, \int_0^t \vec{b}^T(\tau) \cdot \vec{W}_n^b d\tau \right)^T, \quad i = \overline{(1, n)}, \quad (1)$$

де $\vec{W}_i^b - m$ - вектор коефіцієнтів, які характеризують вплив $\vec{b}(t)$ на $d_i(t)$, $t \in [0, t_{ц}]$.

Наступний етап розробки моделі пов'язуємо з формалізацією оператора дуги [3, 4] вихідного графа. Суттєва особливість цього етапу полягає у тому, що вектор $\vec{x}(t)$ залежить від вектору $\vec{b}(t)$. Якщо у цій залежності також використати гіпотезу суперпозиції, тоді збурюючим впливом на $\vec{d}_x(t)$ буде вектор $\vec{x}(t) + \vec{N}_b(t)$, й результат дії цього збурення можна подати у виді:

$$\vec{d}_x(t) = \vec{d}_0 + \overline{\Delta_x} \vec{d}(t);$$

$$\overline{\Delta_x} \vec{d}(t) = \int_0^t \left[\vec{x}(\tau) + \vec{N}_b(\tau) \right]^T \cdot \vec{W}_i^x d\tau, \quad (2)$$

де $\vec{W}_i^x - r$ -вектор коефіцієнтів впливу $\vec{x}(t)$ на $d_i(t)$, $t \in [0, t_{ц}]$; $\vec{N}_b(t)$ -вектор, який характеризує адитивний вплив $\vec{b}(t)$ на $\vec{x}(t)$.

При формуванні оператора дуги [5, 4] необхідно врахувати те, що, по-перше, вектор $\vec{s}(t)$ детермінований вектором $\vec{x}(t)$ чи $\vec{x}(t) + \vec{N}_b(t)$, по-друге, оператор A дуги [3, 5] залежить від поточного ТС чи $\vec{d}(t)$ (існує об'єктивний зворотній зв'язок), тобто $A = A[\vec{d}(t)]$. Врахування цих двох особливостей й прийняті вище обмеження визначають вид шуканого виразу:

$$\vec{d}_s(t) = \vec{d}_0 + \overline{\Delta_s} \vec{d}(t);$$

$$\overline{\Delta_s d_i}(t) = \int_0^t \left\{ A \left[\vec{d}(t) \right] \cdot \left[\vec{x}(\tau) + \vec{N}_b(\tau) \right] \right\}^T \cdot \vec{W}_i^s d\tau, \quad (3)$$

де $\vec{W}_i^s - k$ - вектор коефіцієнтів впливу $\vec{s}(t)$ на $d_i(t)$, $i = \overline{(1, n)}$, $t \in [0, t_{ц}]$.

На основі гіпотези суперпозиції об'єднаємо вирази (1), (2) та (3), у результаті чого отримаємо шукану узагальнену модель зміни поточного стану ОД:

$$\vec{d}(t) = \vec{d}_0 + \overline{\Delta_b d}(t) + \overline{\Delta_x d}(t) + \overline{\Delta_s d}(t). \quad (4)$$

2. Аналіз моделі зміни ТС

При розробці моделі (4) приймаємо припущення про безперервність функціонування ОД на $[0, t_{ц}]$. Для деяких об'єктів (наприклад, металоконструкції крану або тросової системи механізму підйому вантажу) це положення дійсно має місце. Існує великий клас ОД, котрі тільки частину часу з відрізка $[0, t_{ц}]$ використовуються за призначенням, а іншу частину знаходяться у режимі зберігання. (До речі, вантажопідйомні крани відносяться саме до таких ОД). Позначимо тривалість i -го випадку використання ОД за призначенням відрізком часу $[t_i^n, t_i^k]$, тоді відрізок часу i -го випадку знаходження ОД у режимі зберігання може бути поданий у виді $[t_i^k, t_{i+1}^n]$, $i = \overline{(1, N)}$; при цьому $t_1^n = 0$ й $t_N^k = t_{ц}$, N - число випадків використання ОД за призначенням на відрізку $[0, t_{ц}]$. Довжини відрізків часу зберігання й використання можуть суттєво відрізнятись одна від одної. Для прикладу, на рис.2. наведений варіант рівномірного чергування цих відрізків на $[0, t_{ц}]$.

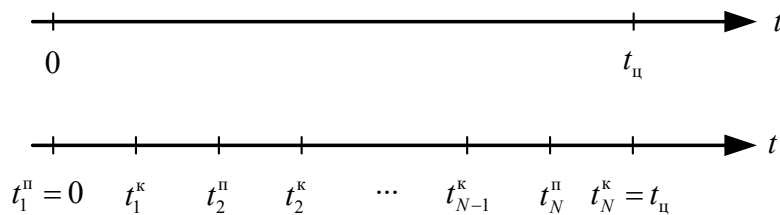


Рисунок 2 – Приклад рівномірного режиму експлуатації ОД

Загальний вид моделі (4) для ОД з циклічним режимом експлуатації не змінюється. Але при цьому зміст виразів (1) – (3)

певним чином трансформуються. Елементи векторів $\overrightarrow{\Delta_x d}(t)$ й $\overrightarrow{\Delta_s d}(t)$ у виразах (2) і (3) будуть мати вид:

$$\overrightarrow{\Delta_x d}_i(t) = \begin{cases} \Delta_x d_{ij}(t) = \Delta_x d_i(t_{j-1}^k) + \int_{t_j^n}^t [\vec{x}(\tau) + \vec{N}_B(\tau)]^T \vec{W}_i^x d\tau, \\ \text{якщо } t \in [t_j^n, t_j^k]; \\ 0, \text{ якщо } t \in [t_j^k, t_{j+1}^n], j = \overline{(1, N)}. \end{cases} \quad (5)$$

$$\overrightarrow{\Delta_s d}_i(t) = \begin{cases} \Delta_s d_i(t_{j-1}^k) + \int_{t_j^n}^t A[\vec{d}(t)] \cdot [\vec{x}(\tau) + \vec{N}_B(\tau)]^T \vec{W}_i^s d\tau, \\ \text{якщо } t \in [t_j^n, t_j^k]; \\ 0, \text{ якщо } t \in [t_j^k, t_{j+1}^n], j = \overline{(1, N)}. \end{cases} \quad (6)$$

Вектор змінних умов експлуатації характеризується тією особливістю, що певна частина його елементів $\vec{b}_*(t)$ продовжує справляти вплив на ТС об'єкту, навіть якщо ОД знаходиться в умовах зберігання. Тому вираз для $\Delta_B d_i(t)$ у формулі (1) перетворюється у наступний:

$$\overrightarrow{\Delta_B d}_i(t) = \begin{cases} \Delta_B d_{ij}(t) = \Delta_B d_i(t_{j-1}^k) + \int_{t_j^n}^t \vec{b}^T(\tau) \cdot \vec{W}_i^B d\tau, \\ \text{якщо } t \in [t_j^n, t_j^k]; \\ \Delta_B d_{ij}(t) = \Delta_B d_i(t_j^k) + \int_{t_j^k}^t \vec{b}_*^T(\tau) \cdot \vec{W}_i^B d\tau, \\ \text{якщо } t \in [t_j^k, t_{j+1}^n], j = \overline{(1, N)}. \end{cases} \quad (7)$$

Згідно виразу (3) між $\vec{d}(t)$ й $\vec{s}(t)$ існує зворотній зв'язок. За своєю фізичною сутністю він зазвичай позитивний. Погіршення ТС об'єкту призводить до більш жорстких з позицій надійності режимів

функціонування ОД, що, у свою чергу, може розглядатись як додатковий вплив на елементи вектору $\vec{d}(t)$. Крім того, у технічних системах, які працюють по замкненому циклу (вантажопідйомні крани та механізми, САУ, адаптивні системи), вхідний вплив $\vec{x}(t)$ організується у відповідності з деяким екстремальним значенням критерію, який залежить від $\vec{b}(t)$ й $\vec{d}(t)$. Наприклад, $\vec{x}(t) = F \left\{ \vec{y} \left[\vec{b}(t), \vec{d}(t), t \right] - \vec{y}_T(t) \right\}$, де $\vec{y}_T(t)$ - вектор необхідних вихідних впливів ОД.

Для таких об'єктів вирази (2) і (3) певним чином трансформуються. Аналіз цих виразів призводить до висновку про те, що замкнені режими функціонування є причиною додаткового впливу, що призводить до зміни змінних ТС.

На рис.1. пунктирними лініями зображені дуги [2, 5], [5, 2], [2, 6], [6, 2]. Це умовне позначення випадкового взаємного впливу середовища, внутрішніх й вихідних змінних один на одного. Звичайно, врахування цієї взаємодії уточнює модель (4), але рівень її складності також зростає.

Актуальність розробки моделей зміни ТС обумовлена, з однієї сторони, діагностичними задачами щодо визначення фактичного ТС ОД, а з другої – неможливістю прямого вимірювання змінних ТС. Ці фактори, які знаходяться у протиріччі, ставлять проблему опосередкованої оцінки змінних ТС. Одним з можливих методів розв'язку цієї проблеми можна вважати розробку моделі зміни ТС.

Висновки

1. Задача реалізації процесу побудови досить повної моделі зміни ТС конкретного ОД (вантажопідйомного механізму крану) пов'язана зі значними труднощами. Труднощі пояснюються перш за все великими розмірностями векторів $\vec{d}(t)$, $\vec{b}(t)$, $\vec{x}(t)$ й $\vec{s}(t)$, необхідністю складних експериментальних досліджень щодо оцінки елементів векторів \vec{W}_i^b , \vec{W}_i^x , \vec{W}_i^s , причому ці величини також можуть бути функціями часу, і необхідністю розробки моделі функціонування ОД (отримання явного виразу для оператора А).
2. Якщо модель зміни ТС побудована, тоді її використання за призначенням (наприклад, для оцінки ТС чи його прогнозування) пов'язане з необхідністю безперервного вимірювання причин, які визначають процес зміни ТС, тобто елементів векторів $\vec{b}(t)$, $\vec{x}(t)$ й $\vec{s}(t)$.

3. Запропонована у даному дослідженні узагальнена модель зміни ТС вантажопідйомних механізмів кранів як об'єктів неперервного типу має, на думку авторів роботи, певне теоретичне значення й може бути у подальшому покладена у основу теорії діагностування подібних технічних (складних) систем. Наприклад, якщо при розв'язуванні такої фундаментальної задачі технічної діагностики, як вибір множини параметрів ОД, необхідних для достатньо повної оцінки його ТС, за основу дослідження прийняти модель (4), тоді ця задача може бути розв'язана у результаті визначення величин:

$$q_i = d[d_i(t)] / dt = d[\Delta_b d_i(t)] / dt + \tag{8}$$

$$+ d[\Delta_x d_i(t)] / dt + d[\Delta_s d_i(t)] / dt$$

та їх використання при аналізі співвідношень залежності на множині П.

ЛІТЕРАТУРА

1. Оре О. Графы и их применение./ О.Оре. - М.: Мир, 1965.-174 с.
2. Басакер Р. Конечные графы и сети./ Р. Басакер, Т. Саати. - М.: Наука, 1974. – 220 с.
3. Берж К. Теория графов и ее применения./ К. Берж. – М.: ИЛ, 1962. – 300 с.
4. Сигорский В.П. Математический аппарат инженера./ В.П. Сигорский. – Киев: Техника, 1975. – 800 с.
5. Харари Ф. Теория графов./ Ф. Харари. – М.: Мир, 1973 - 365 с.
6. Белов В.В. Теория графов./ В.В. Белов, Е.М. Воробьев, В.Е. Шаталов. – М.: Высшая школа, 1976. – 430 с.

УДК 621. 878

Венцель Е.С., д.т.н.; Щукин А.В., к.т.н.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛА УСТАНОВКИ ОТВАЛА НА МАКСИМАЛЬНОЕ УСИЛИЕ, ВОЗНИКАЮЩЕЕ НА НОЖЕ АВТОГРЕЙДЕРА ПРИ УДАРЕ О ПРЕПЯТСТВИЕ

Аннотация. *Получено изменение максимального горизонтального усилия на ноже отвала, которое имеет колебательный характер. Установлено влияние угла захвата отвала автогрейдера на максимальное усилие, приходящееся на кромку ножа при ударе о труднопреодолимое препятствие, для трех категорий грунта. Установлено, что наибольшего значения максимальное усилие на отвале автогрейдера достигает на III-й категории грунта при прямоустановленном отвале.*

Анотація. *Отримано зміну максимального горизонтального зусилля на ножі відвалу, яке має коливальний характер. Встановлено вплив кута захоплення відвалу автогрейдера на максимальне зусилля, що припадає на кромку ножа при ударі о важкоздоланну перешкоду, для трьох категорій ґрунту. Встановлено, що найбільшого значення максимальне зусилля на відвалі автогрейдера досягає на III-й категорії ґрунту при прямовстановленому відвалі.*

Annotation. *An alteration of maximum horizontal force on the knife blade, which has an oscillatory character. The effect of the capture angle of the blade grader at maximum force, falling on a knife edge with the impact of the formidable obstacle for the three categories of soil. It was found that the greatest value of the maximum force on the blade grader reaches at the III category soil under set straight heap.*

Постановка проблемы. Работа автогрейдера происходит в различных грунтовых условиях, а отдельные рабочие операции отличаются друг от друга схемами приложения внешних нагрузок и по-разному формируют нагруженность узлов рабочих органов (РО). Следовательно, статистические характеристики нагруженности в общем случае могут быть постоянными. Однако в каждом конкретном случае сумма накопленных усталостных повреждений не зависит от последовательности возникновения нагрузочных режимов [1]. Это позволяет представить работу автогрейдера, как состоящую из отдельных типичных режимов нагружения, которые определяются также соответствующими грунтовыми условиями.

Как известно, в процессе работы машины имеют место следующие операции ее рабочего цикла: зарезание (или заглубливание отвала в грунт), непосредственно резание и завершение резания, сопровождающееся подъёмом отвала. Возможен также удар отвала автогрейдера о препятствие. Из всех операций наибольшее влияние на нож оказывает непосредственно резание грунта, поскольку оно по продолжительности составляет более 90% времени рабочего цикла машины [1, 2]. При этом значительное влияние на безотказную работу РО оказывает встреча с труднопреодолимым препятствием, находящемся в грунте.

Целью данной статьи является установление влияния угла установки отвала автогрейдера на максимальное усилие, приходящееся на кромку ножа при ударе о труднопреодолимое препятствие, для разных категорий грунта.

Изложение основного материала. В результате исследования процесса резания, зарезания, стопорения и удара автогрейдера о труднопреодолимое препятствие нами была проведена оценка нагруженности РО, что позволяет получить изменение горизонтального усилия R_x на ноже в зависимости от времени на трёх различных категориях грунта [1]. При этом важно отметить, что значительное влияние на максимальное усилие, как при зарезании и стопорении, так и при ударе, оказывает угол α установки отвала автогрейдера в плане (рис. 1).

При моделировании нагруженности РО автогрейдера угол α установки отвала в плане принимали в пределах от 10° до 90° , исходя из конструктивных соображений возможности установки отвала в процессе работы. Такое допущение позволило нам установить изменение максимального горизонтального усилия на ноже отвала, которое имеет колебательный характер, в зависимости от частоты встречи труднопреодолимого препятствия во время выполнения рабочих операций.

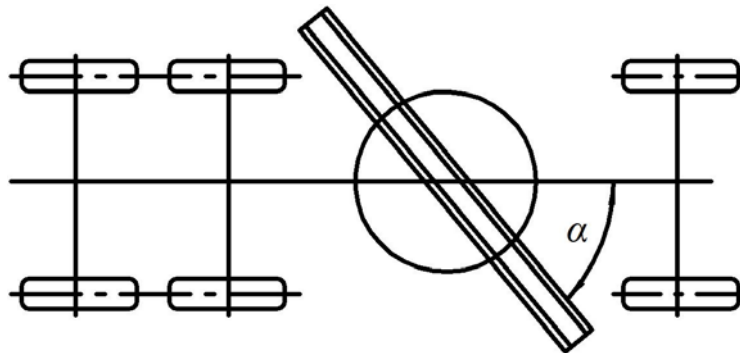


Рисунок 1 – Угол α установки отвала автогрейдера в плане

В процессе теоретических исследований влияния угла отвала на максимальное усилие, приходящееся на нож, нами постоянными принимались начальная скорость движения при выполнении рабочих операций $v_n = 1,8 \text{ м/с}$; парциальная жесткость механизма изменения угла резания отвала, приведенная к режущей кромке отвала $C_{yp} = 8656,5 \text{ кН/м}$ [4]; жесткость двух гидроцилиндров механизма подъема отвала $C_z = 5000 \text{ кН/м}$ [4], коэффициент сопротивления перекачиванию $f = 0,1$ [4].

Статистические характеристики нагружения автогрейдера достаточно глубоко изучены Б.А. Гречишниковым и Л.В. Назаровым [3, 5]. В большинстве случаев математическое ожидание действующей нагрузки должно соответствовать максимальной используемой мощности:

$$m_R = \bar{X} = T_0 - W_f. \quad (1)$$

Математическая модель нагружения представляет собой произведение стационарных нормированных случайных флуктуаций (случайных отклонений от среднего значения) и стационарного импульсного потока (временного тренда) со случайной амплитудой, которые являются статистически независимыми. Статистические характеристики случайного процесса находятся по известным статистическим характеристикам случайных флуктуаций и временного тренда [3].

Выполненные на кафедре строительных и дорожных машин Харьковского национального автомобильно-дорожного университета исследования [3] свидетельствуют о том, что случайные экспериментальные оценки корреляционных функций случайного процесса нагружения РО автогрейдера могут аппроксимироваться экспоненциальной зависимостью вида:

$$K(\tau) = D^2(R_X) \cdot e^{-\gamma|\tau|}, \quad (2)$$

где $\gamma = \frac{v_n \cdot \ln |0,05|}{2(a_1 + d_1)}$ – действительная часть частоты

нагружения РО; $D^2(R_X) = \varepsilon(T_0 - W_f)$, – дисперсия, кН; T_0 – тяговое усилие, соответствующее реализуемой двигателем мощности, кН; ε – табличное значение коэффициента вариации.

Коэффициент вариации, указывающий на разброс случайной величины R_x , существенно зависит от технологии изготовления ножа автогрейдера.

Очевидно, что основной характеристикой случайного процесса, который подразумевает под собой появление труднопреодолимого препятствия, является среднее число за некоторый уровень x в течение определённого промежутка времени T . Тогда среднее число появления (математическое ожидание) труднопреодолимого препятствия в единицу времени составляет [6]:

$$\bar{n}_x = \int_0^{T_1} v \cdot f(xv) dv, \quad (3)$$

где v – скорость изменения процесса, м/с.

При описании случайного процесса нагружения для гауссовского процесса выражение плотности вероятности двумерного распределения имеет следующий вид [6]:

$$f(x, v) = \frac{1}{2\pi S_x \sigma_v} e^{-\left[\frac{(x-\bar{x})^2}{2S_x^2} + \frac{v^2}{2\sigma_v^2} \right]}, \quad (4)$$

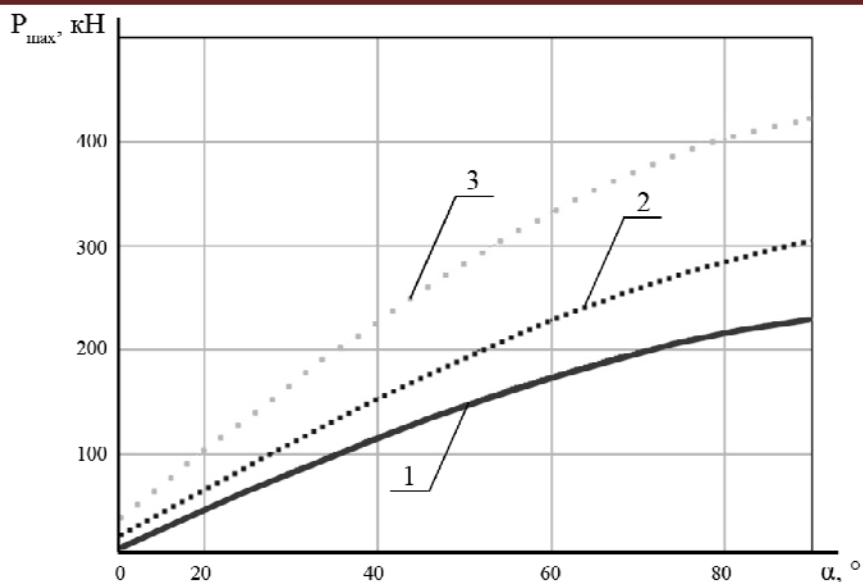
где $\sigma_v = K_v(\tau)|_{\tau=0} = -\frac{d^2 K(\tau)}{d\tau^2} = \varepsilon(T_0 - W_f)$.

Или

$$\sigma_v = \sqrt{-\left[\frac{\ddot{K}(\tau)}{K(\tau)} \right]_{\tau=0}}. \quad (5)$$

S_x – стандарт процесса, величина которого может быть определена как среднеквадратическое отклонение процесса изменения нагрузки R_x : $S_x^2 = K(0) = D^2(R_x)$ [3].

На рис. 2 представлен график изменения максимального усилия $P_{\max} = \max(R_x)$ на кромке ножа отвала при ударе о труднопреодолимое препятствие в зависимости от угла установки отвала в плане α для трёх категорий грунта. При этом сила сопротивления копанию R_x была приложена к боковому краю отвала [3].



1–I категория грунта, 2–II категория, 3–III категория
Рисунок 2 – Зависимость P_{\max} от угла захвата отвала α [14]

Аппроксимируя зависимость $P_{\max}=f(\alpha)$, получим:

$$P_{\max}(\alpha) = A \cdot \sin\left(B \cdot \frac{\alpha - C}{80}\right) + D. \quad (6)$$

В (6) величина коэффициентов для различных категорий грунта приведена в табл. 1.

Таблица 1 – Значение коэффициентов А, В, С и D

Категории грунта	A	B	C	D
I	250	1,2	5	-10
II	305	1,25	10	20
III	380	1,4	12	50

Выводы

Полученная зависимость позволяет оценить влияние угла установки отвала автогрейдера в плане на максимальное усилие, приходящееся на его РО, с учетом случайного процесса появления труднопреодолимого препятствия.

С увеличением угла α установки отвала в плане возрастает максимальное усилие на ноже отвала при встрече с препятствием $P_{\max}=\max(R_x)$. Существенное влияние на величину P_{\max} также оказывает и категория грунта. Своего наибольшего значения

максимальное усилие на отвале автогрейдера достигает 420кН на III-й категории грунта при прямоустановленном отвале ($\alpha=90^\circ$).

В перспективе предполагается подтверждение полученной зависимости максимального усилия от угла захвата отвала при выполнении реальных рабочих операций автогрейдером на грунтах разных категорий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Щукін О.В. Підвищення ресурсу різальних елементів робочих органів землерійно-транспортних машин: дис. ... канд. техн. наук / Олександр Вікторович Щукін; ХНАДУ. – Х., 2014. – 198 с.

2. Венцель Е.С. Влияние износа ножа на ресурс рабочего органа автогрейдера / Е.С. Венцель, А.В. Щукин, Л.В. Разаренов // Строительные и дорожные машины. – 2013. – №9. – С. 44–47.

3. Гречишников Б.А. Исследование средств и способов снижения нагруженности основных узлов автогрейдера : дис. ... кандидата техн. наук : 05.05.04 / Гречишников Борис Алексеевич. – Харьков, 1980. – 189 с.

4. Воронович А.В. Совершенствование автогрейдеров массой 15...16 т комплектацией энергосиловыми модулями повышенной надежности : дис. ... кандидата техн. наук : 05.05.04 / Воронович Андрей Викторович. – Харьков, 2007. – 172 с.

5. Назаров Л.В. Динамические нагрузки на ходовое оборудование и конечные элементы трансмиссий пневмоколесных ЗТМ / Л.В. Назаров, Б.А. Гречишников, И.А. Евтушок // Повышение эффективности работы колесных и гусеничных машин в суровых условиях эксплуатации. – Тюмень. 1996. – С. 98–103.

6. Фёдоров Д.И. Надёжность рабочего оборудования землеройных машин / Д.И. Фёдоров, Б.А. Бондарович. – М. : Машиностроение, 1981. – 280 с.

УДК 621.867.13

Ловейкін В.С., д.т.н.; Ромасевич Ю.О., д.т.н.; Грушко О.Є.

Національний університет біоресурсів і природокористування

ОПТИМІЗАЦІЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ РУХУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

Анотація. Наведено постановку задачі оптимального керування рухом скребкового транспортера під час його пуску. Оптимізаційний критерій відображає середньоквадратичне значення приводного зусилля. Встановлено, що поставлена задача не може бути розв'язана за допомогою варіаційного числення. Для знаходження наближеного розв'язку задачі використано метод колокацій. Знайдено наближений розв'язок задачі та побудовано графіки, які йому відповідають. Аналіз динамічних та кінематичних функцій руху скребкового конвеєра показує покращення динамічних та енергетичних показників роботи конвеєра.

Ключові слова: скребковий транспортер, оптимізація, метод колокацій, динамічні навантаження, математична модель.

Аннотация. Приведена постановка задачи оптимального управления движением скребкового транспортера во время его пуска. Оптимизационный критерий отражает среднеквадратическое значение приводного усилия. Установлено, что поставленная задача не может быть решена с помощью вариационного исчисления. Для нахождения приближенного решения задачи использован метод колокаций. Найдено приближенное решение задачи и построены графики, которые ему соответствуют. Анализ динамических и кинематических функций движения скребкового конвейера показывает улучшение динамических и энергетических показателей работы конвейера.

Ключевые слова: скребковий транспортер, оптимізація, метод колокації, динамічні навантаження, математична модель.

Abstrakt. Zeigt die Einstellung der optimalen Bewegungssteuerung Förder zum Zeitpunkt der Markteinführung. Das Optimierungskriterium reflektiert srednekvadratischskoe Wert der Antriebskraft. Es wurde festgestellt, dass das Problem nicht das Problem der Variationsrechnung mit nicht gelöst werden können sein kann. So finden Sie die Näherungslösung Kollokationsverfahren verwendet. Eine Näherungslösung des Problems und die Diagramme, die ihm entsprechen. Analyse von dynamischen und kinematischen Eigenschaften der Bewegung der Kratzförderer zeigt die Verbesserung der dynamischen Leistung und Energie Pipeline Arbeit.

Stichwort: *Förderer, Optimierung, Kollokationsverfahren, dynamische Belastung, mathematisches Modell.*

Постановка проблеми.

Машины непрерывного транспорта, зокрема, скребкові конвеєри широко використовуються для транспортування зерна, коренеплодів, силосної маси, комбікормів тощо. При перехідних режимах руху скребкових конвеєрів в їх елементах виникають динамічні навантаження, які призводять до втоми металу та руйнувань конструкції. Це впливає на зниження надійності та довговічності роботи конструкції конвеєра. Так у роботі [1] встановлено, що 43–49% відмов скребкових конвеєрів спричинені важкими пусками та заклинюванням тягового органу. Для вирішення даної проблеми необхідно оптимізувати закон руху приводного механізму скребкового конвеєра на ділянці пуску, який би мінімізував динамічні навантаження. Вирішення цієї актуальної задачі дозволить підвищити ефективність роботи конвеєра.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

У роботі [2] А. А. Долголенка запропоновано методику визначення динамічних зусиль в тягових ланцюгах з врахуванням їх пружних властивостей. Дослідник розглянув тяговий ланцюг як систему з розподіленими параметрами та встановив вплив динамічних характеристик тягового органу на коливальні процеси. І. Г. Штокман у роботі [3] навів результати теоретичних та експериментальних досліджень динаміки тягових ланцюгів скребкових конвеєрів. В цій роботі вченим розроблено теорію динаміки тягових ланцюгів скребкових конвеєрів і методику розрахунку динамічних зусиль. Динамічні навантаження скребкових та інших ланцюгових конвеєрів з урахуванням дисипативних сил досліджені в роботах В.К. Смірнова і В. П. Крота [4]. Роботи С. М. Кожевнікова [5, 6] присвячені дослідженню динаміки перехідних процесів у важких конвеєрах з врахуванням пружності ланок. Рух конвеєрів у цих роботах описується системою лінійних диференціальних рівнянь.

Дослідження динаміки конвеєрів з ланцюговим тяговим органом проведено Л. І. Чугреєвим [7]. В його роботі враховано спільний вплив на рух механічної системи привода, ланцюгового робочого органу і оставу, які змінюють свої динамічні та кінематичні характеристики в процесі експлуатації.

У роботі [8] О. Ю. Ткаченко дослідила динамічні процеси, які мають місце у скребковому конвеєрі при його пуску. Крім того, тут наведено розв'язок декількох задач оптимізації режиму пуску конвеєра, в яких використані інтегральні критерії з підінтегральними виразами, що відображають зусилля у тяговому органі конвеєра та його вищі похідні за часом.

Постановка мети та задач дослідження.

Мета дослідження – за рахунок оптимізації режиму пуску скребкового конвеєра досягнути підвищення ефективності його роботи. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі: 1) розрахувати оптимальний за інтегральним критерієм режим пуску скребкового конвеєра; 2) провести аналіз руху конвеєра при реалізації оптимального керування.

Виклад основного матеріалу.

Для проведення оптимізації режиму пуску скребкового конвеєра необхідно вибрати її динамічну модель. При розробці динамічної моделі скребкового конвеєра, кінематична схема якого зображена на рис. 1 [8], вважаємо, що всі елементи скребкового конвеєра є абсолютно твердими тілами, крім елементів передавального механізму і тягового органу, які володіють пружними властивостями. При цьому корпус приводу конвеєра і вали тягових зірочок закріплені абсолютно жорстко.

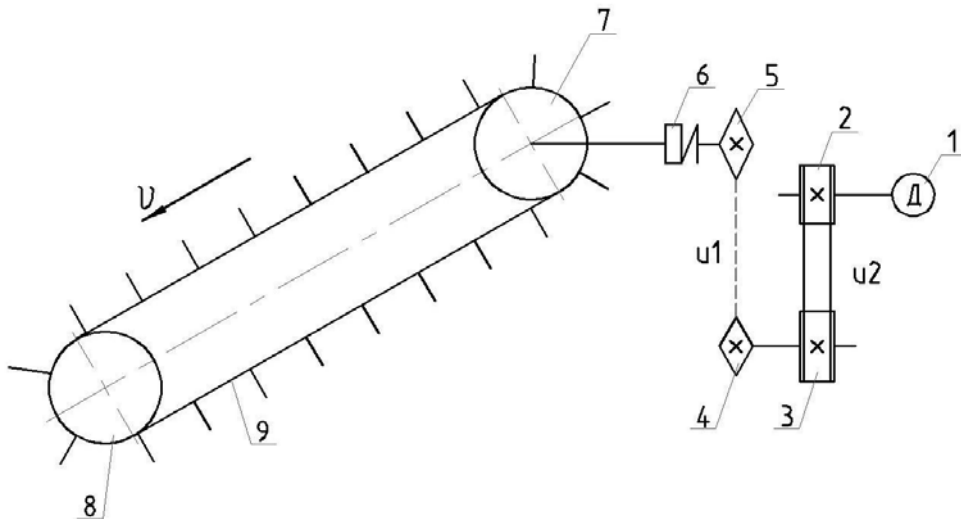


Рис. 1. Кінематична схема скребкового конвеєра: 1 – двигун; 2, 3 – шкві пасової передачі; 4, 5 – зірочки ланцюгової передачі; 6 – муфта; 7 – приводна зірочка; 8 – натяжна зірочка скребкового конвеєра; 9 – ланцюг зі шкребками; u_1 і u_2 – передавальні числа ланцюгової і пасової передач відповідно

На основі кінематичної схеми машини (рис. 1) у роботі [8] розроблена динамічна модель її руху, яка показана на рис. 2 (вона буде використана у даному дослідженні).

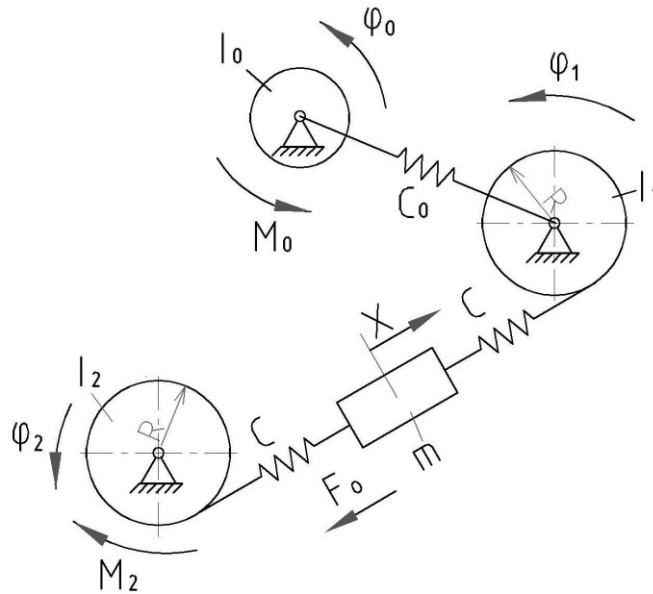


Рис. 2. Чотиримасова динамічна модель скребкового конвеєра

В якості узагальнених координат динамічної моделі прийняті: $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ – кутові координати переміщення ротора двигуна, приводної і натяжної зірочок конвеєра відповідно; x – координата центру мас робочої гілки конвеєра.

На рис. 2 прийняті наступні позначення: c_0 – коефіцієнт жорсткості приводного механізму, приведений до осі повороту приводного вала; c – коефіцієнт жорсткості ланцюга робочої гілки конвеєра; R – радіус приводної та натяжної зірочок; M_0 і M_2 – моменти приводу і сил тертя натяжної зірочки відповідно; F_0 – сила опору переміщенню робочої гілки конвеєра; m – зведена до поступального руху маса робочої гілки конвеєра і транспортованого вантажу; I_0, I_1, I_2 – зведені моменти інерції приводу, приводної і натяжної зірочок відповідно.

Складена на основі принципу Даламбера система диференціальних рівнянь, що описує динамічні процеси в скребковому конвеєрі, представляється в такому вигляді [8]:

$$\begin{cases} I_0 \ddot{\varphi}_0 = M_0 - c_0 (\varphi_0 - \varphi_1); \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 = c_0 (\varphi_0 - \varphi_1) - cR (\varphi_1 R - x); \\ m \ddot{x} = c (\varphi_1 R - x) - c (x - \varphi_2 R) - F_0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = cR (x - \varphi_2 R) - M_2. \end{cases} \quad (1)$$

Точка над символом означає диференціювання за часом. Виконаємо постановку задачі оптимального керування рухом скребкового конвеєра під час його розгону. Будемо вимагати мінімізації інтегрального функціоналу, який відображає

середньоквадратичне значення рушійного моменту приводу скребкового конвеєра:

$$I = \left(\frac{1}{T} \int_0^T M_0^2 dt \right)^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (2)$$

де T – тривалість розгону транспортуючої машини. Мінімізація критерію (2) дозволить зменшити небажані енергетичні втрати під час пуску конвеєра та знизить рівень динамічних навантажень у його ланках.

З врахуванням системи рівнянь (1) вираз (2) записується у такому вигляді:

$$I = \left(\frac{1}{T} \int_0^T \left(\sum_{i=0}^4 A_i \frac{d^{2i} \varphi_2}{dt^{2i}} \right)^2 dt \right)^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (3)$$

де A_i – коефіцієнти, які виражаються через параметри скребкового конвеєра.

Задамо умови для руху зосереджених мас динамічної моделі конвеєра:

$$\begin{cases} \varphi_0(0) = \varphi_1(0) = x(0) = \varphi_2(0) = 0; \\ \dot{\varphi}_0(0) = \dot{\varphi}_1(0) = \dot{x}(0) = \dot{\varphi}_2(0) = 0; \\ x(T) - \varphi_2(T)R = \frac{M_2}{cR}; \\ \varphi_1(T)R - x(T) = \frac{M_2}{cR} + \frac{F_o}{c}; \\ \varphi_0(T) - \varphi_1(T) = \frac{M_2}{c_0} + \frac{F_o R}{c_0}; \\ \dot{\varphi}_0(T) = \dot{\varphi}_1(T) = \dot{\varphi}_2(T) = \omega_y; \\ \dot{x}(T) = \frac{\omega_y}{R}, \end{cases} \quad (4)$$

де ω_y – усталена швидкість руху елементів, які виконують обертальний рух.

Крайові умови означають рух зосереджених елементів системи зі стану спокою. У момент часу T всі елементи, які виконують обертальний рух, повинні мати однакову кутову швидкість, а маса m повинна рухатись зі швидкістю $\frac{\omega_y}{R}$. Відносне положення елементів системи відповідає умові деформації ланцюга та пружної муфти приводного механізму в результаті навантаження їх зусиллям F_o та моментом M_2 .

З урахуванням системи рівнянь (1) крайові умови можна переписати відносно функції ϕ_2 та її вищих похідних за часом:

$$\begin{cases} \phi_2(0) = \dot{\phi}_2(0) = \ddot{\phi}_2(0) = \overset{IV}{\phi}_2(0) = \overset{V}{\phi}_2(0) = \overset{VI}{\phi}_2(0) = \overset{VII}{\phi}_2(0) = \overset{VIII}{\phi}_2(0) = 0; \\ \dot{\phi}_2(T) = \omega_y; \\ \ddot{\phi}_2(T) = \overset{IV}{\phi}_2(T) = \overset{V}{\phi}_2(T) = 0 = \overset{VI}{\phi}_2(T) = \overset{VII}{\phi}_2(T) = \overset{VIII}{\phi}_2(T) = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Для мінімізації критерію (3) спробуємо використати варіаційне числення [9]. Для цього запишемо необхідну умову мінімуму критерію (3) – рівняння Ейлера-Пуассона:

$$L(\phi_2) = \sum_{j=2}^8 B_j \frac{d^{2j} \phi_2}{dt^{2j}} = 0, \quad (6)$$

де L – лінійний оператор, який діє на функцію ϕ_2 ; B_j – коефіцієнти, які можна виразити через параметри скребкового конвеєра.

Для розв’язування однорідного диференціального рівняння (6) складемо відповідне характеристичне рівняння:

$$\sum_{j=2}^8 B_j r^{2j} = 0, \quad (7)$$

яке заміною $r_2 = z$ зводиться до наступного:

$$\sum_{j=2}^8 B_j z^j = 0. \quad (8)$$

Рівняння (8) – це алгебраїчне рівняння восьмого степеня, тому знайти його розв’язок у радикалах неможливо.

Отже, знайти аналітичний розв’язок оптимізаційної задачі (3), (5) не вдається. Для того, щоб отримати наближений розв’язок даної задачі використаємо метод коллокацій [10]. У відповідності до цього методу сформуємо базисну функцію, на якій будемо шукати наближений розв’язок варіаційної задачі (3), (5). Будемо вимагати, щоб базисна функція була розв’язком крайової задачі:

$$\begin{cases} \overset{XXI}{\phi}_2 = 0, \\ \phi_2(0) = \dot{\phi}_2(0) = \ddot{\phi}_2(0) = \overset{IV}{\phi}_2(0) = \overset{V}{\phi}_2(0) = \overset{VI}{\phi}_2(0) = \overset{VII}{\phi}_2(0) = \overset{VIII}{\phi}_2(0) = 0; \\ \dot{\phi}_2(T) = \omega_y; \\ \phi_2\left(\frac{Tk}{6}\right) = q_k, \quad k = 1, 2, 3, 4, 5; \\ \ddot{\phi}_2(T) = \overset{IV}{\phi}_2(T) = \overset{V}{\phi}_2(T) = \overset{VI}{\phi}_2(T) = \overset{VII}{\phi}_2(T) = \overset{VIII}{\phi}_2(T) = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Розв’язок крайової задачі (9) має значний об’єм і тому тут не наводиться. Надалі знаходячи вищі похідні функції за часом та

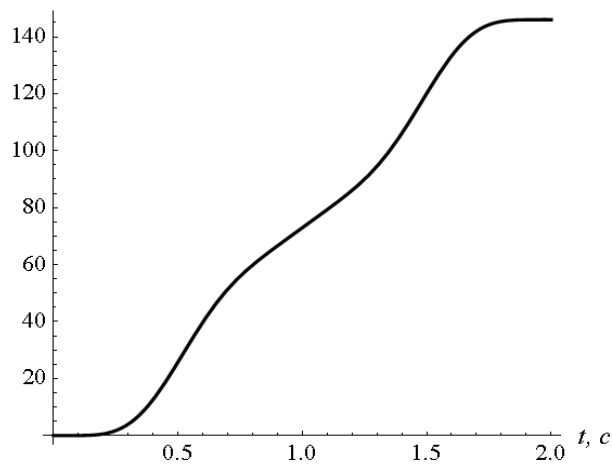
підставляючи їх у вираз (6) сформуємо нев'язку розв'язку рівняння Ейлера-Пуассона. У відповідності до методу колокацій будемо вимагати рівності сформованої нев'язки рівняння Ейлера-Пуассона у моменти часу $\frac{Tk}{6}$ ($k = 1, 2, 3, 4, 5$). Ця вимога математично записується

у вигляді системи алгебраїчних рівнянь:

$$L(\varphi_2)\Big|_{t=\frac{Tk}{6}} = 0, \quad k = 1, 2, 3, 4, 5, \quad (10)$$

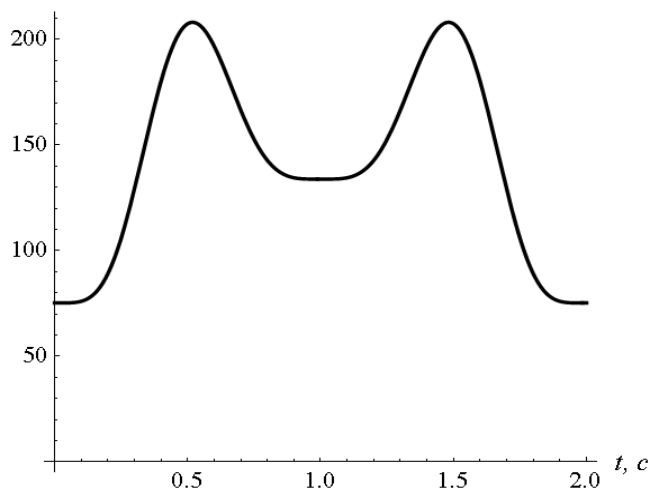
яка має значний об'єм і тут не наводиться. Для параметрів скребкового транспортера ТС-40 знайдено чисельний розв'язок системи (10). Отриманий результат проілюстровано за допомогою графіків (рис. 3).

$\dot{\varphi}_{\partial\sigma}, \text{ рад/с}$



а)

$M_0, \text{ Нм}$



б)

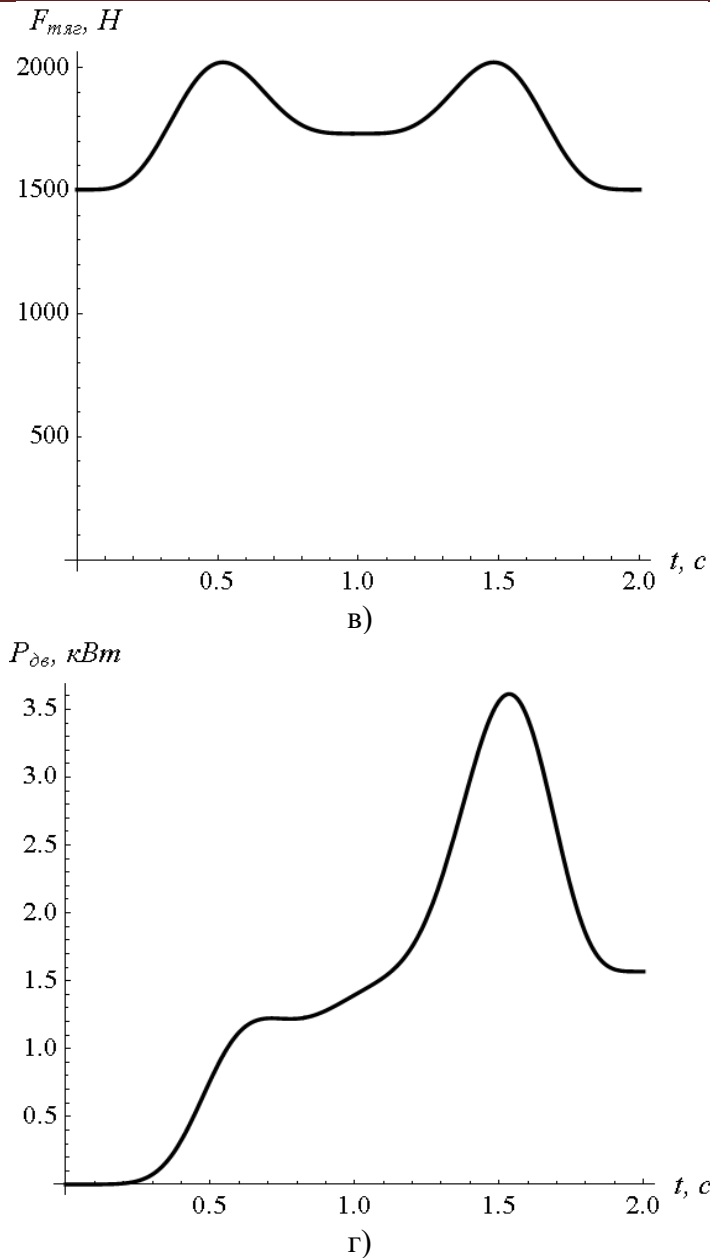


Рис. 3. Графіки, які відповідають знайденому наближеному розв'язку задачі оптимального режиму пуску скребкового конвеєра: а) кутова швидкість двигуна; б) зусилля у тяговій гілці конвеєра; в) момент у пружній муфті; г) потужність приводного двигуна

Аналіз графіків, які наведені на рис. 3, показує, що рух системи є плавним, без різких ривків. Це, безперечно, бажана характеристика, оскільки надійність та довговічність елементів системи (ланцюга, електродвигуна, кінематичних передач, муфти тощо) при цьому підвищується.

Крім того, наведемо графік залежності величини функціонала (3) від тривалості розгону системи (рис. 4).

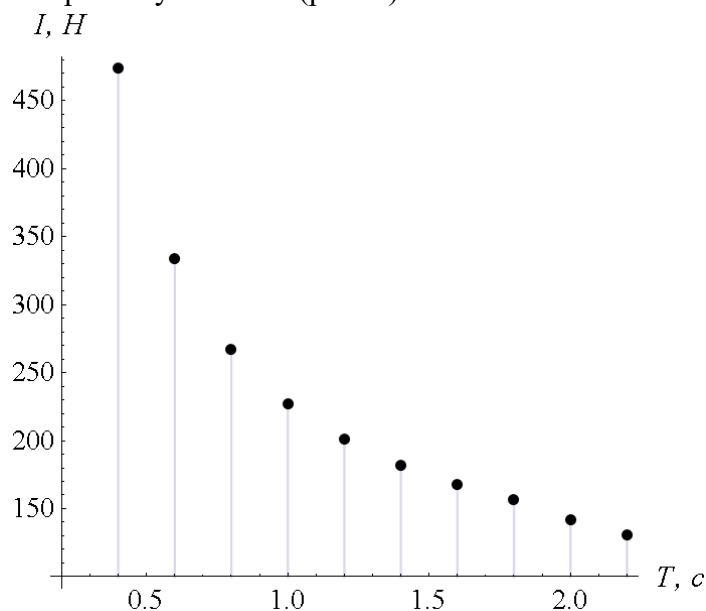


Рис. 4. Залежність величини функціонала I від значення T

Аналіз графіка, який показано на рис. 4 вказує на те, що при зменшенні тривалості розгону системи значення функціоналу зростає. При цьому збільшуються небажані динамічні навантаження у елементах скребкового конвеєра та зростають енерговтрати в приводному механізмі. Вибір величини T виконується на компромісній основі і вимагає подальших досліджень, які не входять у рамки даної роботи.

Висновки. У роботі отримано наближений розв'язок варіаційної задачі, який дав змогу зменшити небажані показники роботи скребкового конвеєра під час його пуску. До таких показників належать динамічні зусилля у ланцюгу та пружний момент у муфті. Вираз мінімізованого функціоналу пропорційний електричним втратам у приводному двигуні, тому його мінімізація дозволила також підвищити енергоефективність роботи транспортуючої машини.

ЛІТЕРАТУРА

1. Корнеєв С. В. Обґрунтування експлуатаційних параметрів і способів адаптації шахтних скребкових конвеєрів нового покоління: автореф. дис. на здоб. наук. ступ. доктора техн. наук: спец. 05.05.06 «Гірничі машини» / С. В. Корнеєв. – Д., 2007. – 35 с.
2. Долголенко А. А. Динамические усилия в замкнутых тяговых органах подъемно-транспортных машин / А.А Долголенко // Новая подъемно-транспортная техника. –1949. – С. 51–63.

3. Штокман И.Г. Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров / И. Г. Штокман – М. : Машгиз, 1949. – 290 с.
4. Смирнов В. К. О динамическом расчете скребкового конвейера / В. К. Смирнов, В. П. Крот // Вопросы рудничного транспорта. – 1965. – № 9. – С. 91–104.
5. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями / С. Н. Кожевников. – Киев: изд-во Академии наук УССР, 1961. – 160 с.
6. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. Н. Кожевников. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
7. Чугреев Л. И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Л. И. Чугреев – М.: Недра, 1976. – 162 с.
8. Ткаченко О.Ю. Оптимізація режиму руху скребкового конвеєра при транспортуванні сільськогосподарських вантажів: дисс кандидата техн. наук: 05.05.11 / Ольга Юріївна Ткаченко. – К., 2014. – 197 с.
9. Эльгольц Л. Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Л. Э. Эльгольц – М. : Наука, 1969. – 424 с.
10. Корн Г. Справочник по высшей математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1973. – 832 с.

УДК 372.881.11

Слободцова И.В., к.филол.н.

Одесский национальный политехнический университет

**ПРОЕКТНАЯ РАБОТА И ДЕЛОВЫЕ ИГРЫ КАК ФОРМА
ОРГАНИЗАЦИИ ЗАНЯТИЙ
В МЕЖДУНАРОДНОМ СОТРУДНИЧЕСТВЕ
УНИВЕРСИТЕТОВ**

***Аннотация.** В настоящее время актуальной является тема поиска новых педагогических технологий, методов и принципов обучения, которые бы соответствовали обновленному содержанию и стандартам образования. Одной из таких широко известных педагогических технологий является метод проектов и деловых игр.*

***Ключевые слова:** предметно-ориентированные образовательные технологии, международное сотрудничество, проект, деловая игра, межпредметная связь.*

***Анотація.** В даний час надзвичайно актуальна розмова про пошук нових педагогічних технологій, методів і засобів навчання, які б відповідали оновленню змісту і стандартам освіти. Однією з широко відомих педагогічних технологій, що зараховуються до порівняно нових, є метод проектів та ділових ігор.*

***Ключові слова:** предметно-орієнтовані освітні технології, міжнародне співробітництво, проект, ділова гра, міжпредметний зв'язок.*

***Annotation.** Der Deutschunterricht an den Hochschulen muss qualitativ und inhaltlich bestimmt werden. Das erfordert eine Neubestimmung der Lernziele, Prinzipien, Inhalte, Methoden. In diesem Zusammenhang sind Projektarbeit und Planspiele bei der Vorbereitung der Studierenden auf die Lösung verschiedenster Aufgaben in ihrem zukünftigen Berufsleben sinnvoll.*

***Stichwörter:** fachorientierte Ausbildungstechnologien, internationale Zusammenarbeit; Projektarbeit, Unternehmensplanspiel, interdisziplinäre Verbindung.*

Геополитическое положение и стремление Украины к дальнейшей интеграции в ЕС, настоятельно требуют дальнейшего совершенствования знаний иностранных языков, в частности немецкого языка, как обязательного компонента в области высшего образования. Владение немецким языком является одной из предпосылок успешной интеграции украинских студентов в страны, обладающие наиболее развитыми технологиями и экономикой. Оно должно способствовать более быстрому обмену новыми знаниями, передовыми технологиями, отвечающими в полной мере современным

европейским стандартам. Поэтому преподавание немецкого языка как профессионально ориентированного в высших учебных заведениях Украины требует нового подхода к определению целей, принципов, содержания, методик преподавания языка, оценивания приобретенных знаний в соответствии с обозначенными в образовательно-квалификационной характеристике специалиста типовыми навыками и умениями, а также эффективного использования их в профессиональной деятельности [1].

В современных социально-экономических условиях проектная деятельность становится ведущей [2]. Метод проектов — определенным образом организованная поисковая, исследовательская, творческая, познавательная деятельность учащихся, индивидуальная или групповая, которая предусматривает процесс достижения результата определенными методами, приемами, что приводит к развитию познавательных навыков, умению самостоятельно конструировать свои знания, ориентироваться в информационном поле, анализировать, выдвигать гипотезы. К. Селевко отмечает, что в современной педагогической практике метод проектов используется как компонент образовательных систем и способствует: формированию проектной деятельности, проектного мышления, стимулированию мотивации на приобретение знаний, включению всех участников в режим самостоятельной работы, самостоятельному приобретению недостающих знаний из разных источников, развитию умений пользоваться этими знаниями для решения новых познавательных и практических задач [3].

Целью данной статьи является обоснование актуальности метода проекта как формы организации занятий, как прототипа будущей профессиональной деятельности.

В 2000 году при поддержке немецкого посольства в Украине в Одесском Национальном политехническом университете был открыт Немецкий технический факультет. В центре внимания факультета — профессионально-ориентированные занятия по немецкому языку.

Ведущими кафедрами факультета являются кафедра подъемно-транспортного и робототехнического оборудования и кафедра немецкого языка и перевода, которые уже на протяжении 15 лет работы факультета тесно сотрудничают друг с другом в сферах образовательной и научной подготовки студентов факультета. В своей кооперации кафедры используют альтернативные профессионально- и предметно-ориентированные образовательные технологии, такие как организация работы и времени, визуализация, презентация, ведение дискуссии, анализ профессиональных ситуаций, метаплан, майнд-мепинг и другие, которые позволяют оптимизировать отдельные аспекты традиционного обучения. Указанные технологии находят свое применение в таких формах организации занятий как проектная работа

и деловые игры, необходимость которых заключается в том, что в условиях информационного общества, в котором стремительно устаревают знания, необходимо не столько передавать студентам объем знаний, сколько научить их приобретать эти знания самостоятельно, уметь пользоваться приобретенными знаниями для решения практических задач.

15 лет плодотворного сотрудничества с такими немецкими вузами-партнерами, как университет Отто-фон-Герике г. Магдебурга, институтами прикладных наук городов Аугсбурга, Дюссельдорфа, Регенсбурга, Вены, позволили преподавателям Немецкого технического факультета накопить большой опыт в осуществлении международного сотрудничества, и в частности, в организации и проведении научных учебных проектов и деловых игр по планированию предприятия.

Два раза в год на факультете выполняются учебные проекты, в которых принимают участие студенты старших курсов машиностроительных специальностей и студенты факультета машиностроения института прикладных наук г. Аугсбурга. В полном объеме работа над проектом проходит шесть стадий: подготовка, планирование, исследование, выводы, отчет/презентация, оценка результата и процесса. Структурирование проекта является важным этапом. Сначала руководители проекта обсуждают тему и согласовывают количество участников. Далее разрабатываются возможные варианты проблемы, которые необходимо исследовать в рамках обозначенной темы, распределяются задания в группах, обговариваются возможные методы поиска информации. Затем начинается самостоятельная работа участников проекта по своим заданиям. Важными на данном этапе являются обсуждения участниками и руководителями проекта полученных в рабочих группах данных, промежуточных результатов. Завершается проект презентацией обеих рабочих групп, коллективным обсуждением и оглашением оценки.

Типологическим признаком выполненных проектов является межпредметность. Студенты немецкого технического факультета и студенты института прикладных наук г. Аугсбурга имеют возможность не только расширять свои знания в области подъемно-транспортной техники и логистики по заданной в проекте теме, но и совершенствовать и углублять знания профессионального немецкого языка и, соответственно, знакомиться с украинским языком. И здесь необходимо еще раз подчеркнуть важность тандема преподавателей кафедры ПТМ и преподавателей кафедры немецкого языка и перевода, которые являются связующим звеном между обеими группами студентов.

Наряду с проектной работой деловые игры по планированию предприятия имеют большое значение при подготовке студентов к решению будущих профессиональных задач. В США, например, около 90 % аккредитованных университетов применяют в учебном процессе игры по планированию предприятия. Для студентов экономических специальностей немецкого технического факультета деловые игры по планированию предприятия (например, Unternehmensplanspiel «Ludus» [4]) проводят преподаватели экономического факультета институтов прикладных наук г. Регенсбурга и Аугсбурга. Получаемые в процессе проведения игры знания способствуют выработке у студентов навыков и умений проводить структурирование проблем, разрабатывать альтернативы действий, осуществлять выбор оптимального варианта. Это позволяет им совершенствовать такие качества менеджера как инициатива, творчество и самостоятельность, что обязательно должно быть присуще современному организатору управления.

В заключение можно сделать вывод о том, что в педагогической деятельности важна положительная ценностная ориентация проектной деятельности, поскольку предполагает наличие личностно-значимой проблемы обучающегося, которая требует интегрированного знания, исследовательского поиска решений, публичного представления своего проекта, повышает мотивацию и позволяет пережить ощущение успеха. Эффективность профессионально- и предметно-ориентированных технологий обучения заключается в том, что здесь происходит развитие творческого мышления, вводятся элементы исследовательской деятельности, изменяется роль преподавателя, формируются такие качества студента, как умение работать в команде, делать выбор, нести ответственность за принятые решения, анализировать результаты деятельности, быть способным к самооценке.

ЛИТЕРАТУРА

1. Амеліна С. М. Рамкова програма з німецької мови для професійного спілкування для вищих навчальних закладів України / С. М. Амеліна, Л. С. Аззоліні, Н. Є. Беньямінова та ін. — К.: Ленвіт. — 2006. — С. 8–9.

2. Кларин М. В. Инновации в мировой педагогике: обучение на основе исследования, игры и дискуссии. (Анализ зарубежного опыта) [Текст] / М. В. Кларин. — Рига.: Эксперимент, 1995. — 176 с.

3. Селевко Г. К. Энциклопедия образовательных технологий: В 2 т. Т. 1. М.: НИИ школьных технологий, 2006. - 816 с. (Серия «Энциклопедия образовательных технологий»)

4. A. J. Faria, W. J. Wellington. A survey of simulation game users, former-users, and never users, Simulation and Gaming, 35. — 2004. — P. 178–207.

УДК 621.825.5/.7

Проценко В.О., к.т.н., Клементьєва О.Ю.

Херсонська державна морська академія

ВПЛИВ КОМПОНОВКИ НА НАВАНТАЖУВАЛЬНУ ЗДАТНІСТЬ МУФТ З ТОРЦЕВОЮ УСТАНОВКОЮ КАНАТІВ

Робота відноситься до галузі машинознавства та деталей машин. В ній за рахунок виконання теоретичних досліджень розкрито вплив компоновки муфт з торцевою установкою прямих канатів на їх навантажувальну здатність. Виконане порівняння навантажувальної здатності муфт з хордальним та тангенціальним розташуванням канатів. Встановлений рівень впливу на навантажувальну здатність муфти з тангенціальним розташуванням канатів збільшення її габаритів та кількості канатів. Встановлено раціональну галузь застосування муфт з торцевою установкою канатів різних варіантів розташування.

Ключові слова: муфта, канат, колова сила, момент, навантаження.

Работа относится к области машиноведения и деталей машин. В ней за счет выполнения теоретических исследований раскрыто влияние компоновки муфт с торцевой установкой прямых канатов на их нагрузочную способность. Выполнено сравнение нагрузочной способности муфт с хордальным и тангенциальным расположением канатов. Установлен уровень влияния на нагрузочную способность муфты с тангенциальным расположением канатов увеличения ее габаритов и количества канатов. Установлена рациональная область использования муфт с торцевой установкой канатов разных вариантов расположения.

Ключевые слова: муфта, канат, окружная сила, момент, нагрузка.

Operation treats to area of machinery and parts of machines. It contains theoretical studies revealed the influence of the coupling arrangement with face installation of ropes on their load capacity. Equation load capacity coupling with the tangential arrangement of chordal and ropes achieved. Level of influence on the loading capacity of the coupling with the tangential arrangement of ropes to increase its size and number of ropes is established. Rational use of the area from the end couplings installing cables of different layout options is established.

Keywords: coupling, rope, environing force, torque, load.

Вступ. Раціональне конструювання машин складне без відомостей про переважну галузь застосування тих чи інших деталей та складальних одиниць. Накопичення такого банку знань обумовлює потребу у всебічних дослідженнях вже експлуатованих виробів та нових розробок.

Аналіз виконаних досліджень та постановка задачі. Авторами раніше розроблені та запатентовані нові конструкції муфт з торцевою установкою канатів – муфти з канатами хордального [1] та тангенціального [2] розташування. У попередніх роботах [3, 4] виконано обґрунтування деяких конструктивних та силових параметрів цих муфт, проте область переважного застосування для кожної з цих конструкцій не запропонована так само як і не оцінений резерв керування одним із основних їх параметрів, а саме навантажувальною здатністю за рахунок зміни компоновочних параметрів.

З огляду на це, **метою** даної роботи є теоретичне дослідження навантажувальної здатності муфт з торцевою установкою канатів хордального і тангенціального розташування, встановлення впливу на неї їх конструктивних параметрів та встановлення області переважного розташування кожної із цих конструкцій.

Виклад основного матеріалу. Устрій описаних муфт достатньо повно викладений в попередніх працях, тому тут обмежимося аналізом тільки розрахункових схем. З метою оцінки навантажувальної здатності розглянемо спершу розрахункову схему муфти з хордальним розташуванням канатів (рис. 1). У цій муфті ведучій напівмуфті належить втулка 1 і відповідний їй палець, а веденій напівмуфті – втулка 2, вони сполучені канатом 3. Устрій муфти з тангенціальним розташуванням канатів подібний до хордальної муфти за тим виключенням, що в ній пальці встановлені у своїх напівмуфтах на колах різних діаметрах $D_{3в}$ та $D_{6н}$, а в муфті з хордальним розташуванням – на колі одного діаметру $D_{3в}$ (для якого осі канатів є хордами).

Кількість канатів у розглянутій муфті з хордальним розташуванням - z , діаметр канатів d_k , діаметр втулки $d_{6н}$, момент що передає муфта T_x .

Розглянемо прямокутний трикутник OO_1A , звідки:

$$AO_1 = OA \times \sin \beta ,$$

або
$$0,5L_k = 0,5D_{3в} \sin \frac{\pi}{z} , \tag{1}$$

де L_k – теоретична довжина каната.

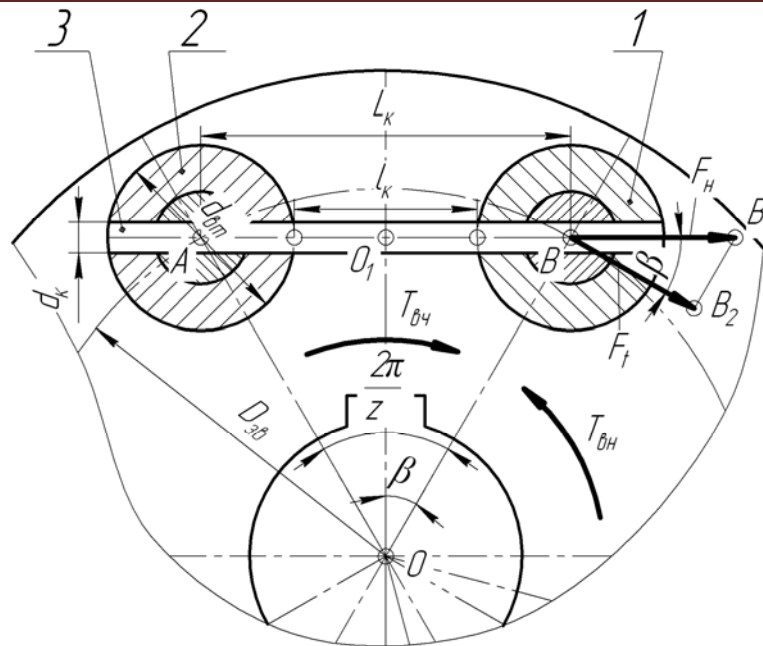


Рис.1 – Розрахункова схема муфти з торцевою установкою прямих канатів хордального розташування

З рівняння (1) отримаємо кількість канатів яку можна встановити в муфті при відомих діаметрі $D_{3\phi}$ та довжині L_k .

$$z = \frac{\pi}{\arcsin \frac{L_k}{D_{3\phi}}} \quad (2)$$

Теоретична довжина каната L_k становить:

$$L_k = d_{em} + l_k, \quad (3)$$

де l_k – відстань між втулками «в світлі».

Приймаючи $d_{em} = 6d_k$ та $l_k = 8d_k$, отримуємо $L_k = 14 d_k$.

Для визначення моменту T_x , який здатна передати муфта, розглянемо трикутник BB_2B_1 , для якого можна записати:

$$F_H = \frac{F_t}{\cos \beta} = \frac{2T_x}{zD_{3\phi} \cos \beta} \quad (4)$$

Звідки момент, що здатна передати муфта з хордальним розташуванням канатів:

$$T_x = \frac{zD_{3\phi} \cos \frac{\pi}{z} F_H}{2} \quad (5)$$

Чисельне моделювання виконане для муфти у якій $D_{3\phi} = 145$ мм, $d_k = 4,0$ мм, $d_{em} = 24$ мм. За формулою (2) знаходимо, що на діаметрі $D_{3\phi} = 145$ мм можна розташувати $z = 8$ канатів довжиною $L_k \approx 56$ мм. Приймавши допустиму силу робочого натягу канатів $F_H =$

1000 Н (для зручності обчислення, запас міцності каната при цьому близько 8), за формулою (5) обчислимо, що ця муфта при хордальному розташуванні канатів може передавати момент $T_x = 536$ Нм.

Розрахункова схема муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування показана на рис. 2. Одними із основних вихідних даних під час перевірки зазначених умов існування муфти, крім згаданих є кут монтажного зміщення напівмуфт ζ , який визначає навантаженість канатів та навантажувальну здатність муфти, тому за рахунок його зміни можна виконувати зміну моменту муфти. Кут ζ визначає також виконання геометричних умов існування муфти - відсутності інтерференції втулок зовнішньої та внутрішньої напівмуфт і відсутності інтерференції канатів та суміжних втулок внутрішньої напівмуфти. Перша зі згаданих умов виконується за наявності зазору κ_3 між ними. Друга умова виконується за наявності зазору κ_4 між ними. Таким чином, забезпечення вказаної умови зводиться до обчислення величини відстані h_2 між віссю S втулки внутрішньої напівмуфта та віссю AB каната.

$$\kappa_3 = (h_1 - d_{em}) > 0 . \tag{6}$$

$$\kappa_4 = (h_2 - 0,5(d_{em} + d_k)) > 0 . \tag{7}$$

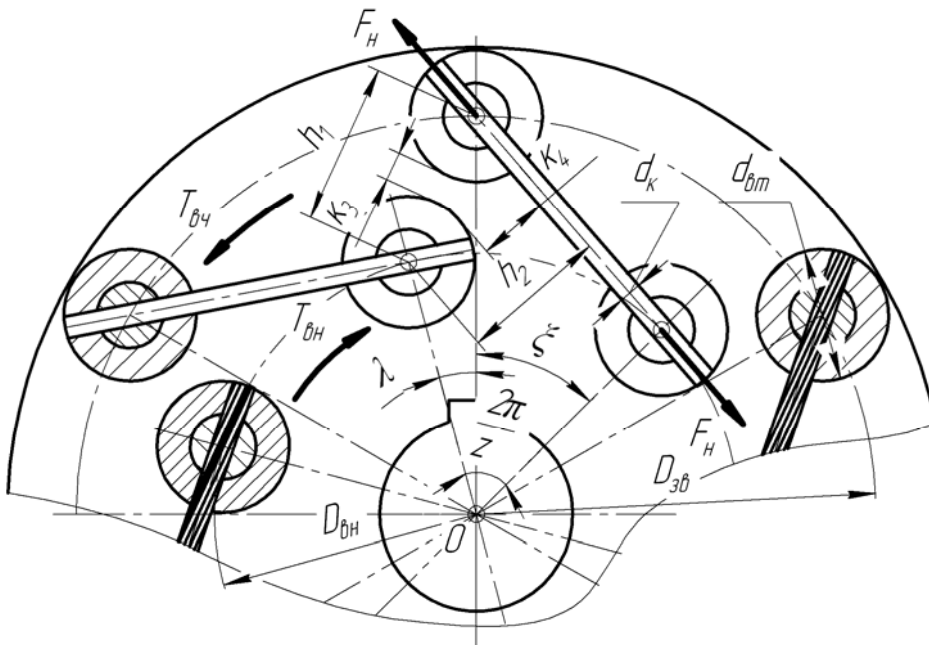


Рис. 2 – Розрахункова схема муфти з торцевою установкою прямих канатів тангенціального розташування

$$h_1 = 0,5(D_{36} - D_{6H} \cos \lambda) \times \sqrt{1 + B^2}, \quad (8)$$

$$h_2 = \frac{0,5(D_{36} - D_{6H} \cos \lambda) \times \sqrt{1 + B^2} \times C}{\sqrt{1 + C^2}}, \quad (9)$$

де

$$A = \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi}, \quad (10)$$

$$B = \frac{D_{6H} \sin \lambda}{D_{36} - D_{6H} \cos \lambda}, \quad (11)$$

$$C = \frac{A+B}{1-A \times B}, \quad (12)$$

$$\lambda = \frac{2\pi}{z} - \xi. \quad (13)$$

Іншою умовою існування муфти з тангенціально розташованими канатами є умова забезпечення можливості затягування гайок (14) (рис. 3).

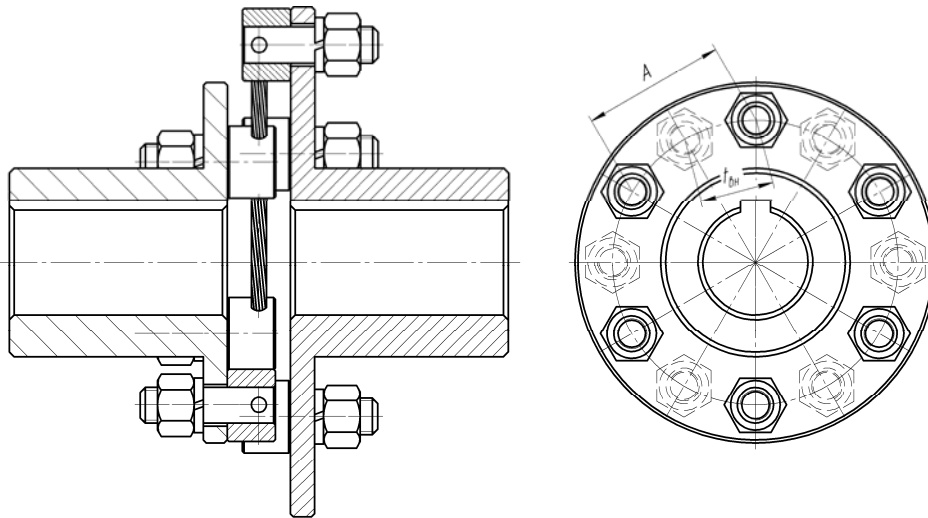


Рис. 3 – Схема до умови можливості затяжки гайок

$$t_{6H} = D_{6H} \sin \frac{\pi}{z} \geq [A], \quad (14)$$

де $[A]$ – розмір «під ключ» згідно ГОСТ 13682-80.

Момент, що здатна передати муфта з тангенціально розташованими канатами становить:

$$T_m = \frac{z D_{36} D_{6H} \sin \xi F_H}{4 \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5 D_{36} D_{6H} \cos \xi}}. \quad (15)$$

Для встановлення впливу конструктивних параметрів муфт з тангенціальним розташуванням канатів було виконане чисельне моделювання за наведеними формулами (6) – (15) для кількох варіантів співвідношень конструктивних параметрів муфт.

Під час розрахунків використовували основні конструктивні параметри аналогічні муфті з хордально розташованими канатами, що наведені вище, крім цього вважали що наближено $[A] \geq 6d_k$. Результати чисельного моделювання наведені нижче у вигляді графіків.

Варіант 1. Кількість канатів z (8 шт.), їх натяг F_H , діаметр d_k та зовнішній габарит муфти ($D_{зв} = 145$ мм, $D_{вн} = 110$ мм) з тангенціально розташованими канатами відповідають кількості та параметрам канатів, а також габариту муфти-прототипу з хордально розташованими канатами. Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів представлені на рис. 4.

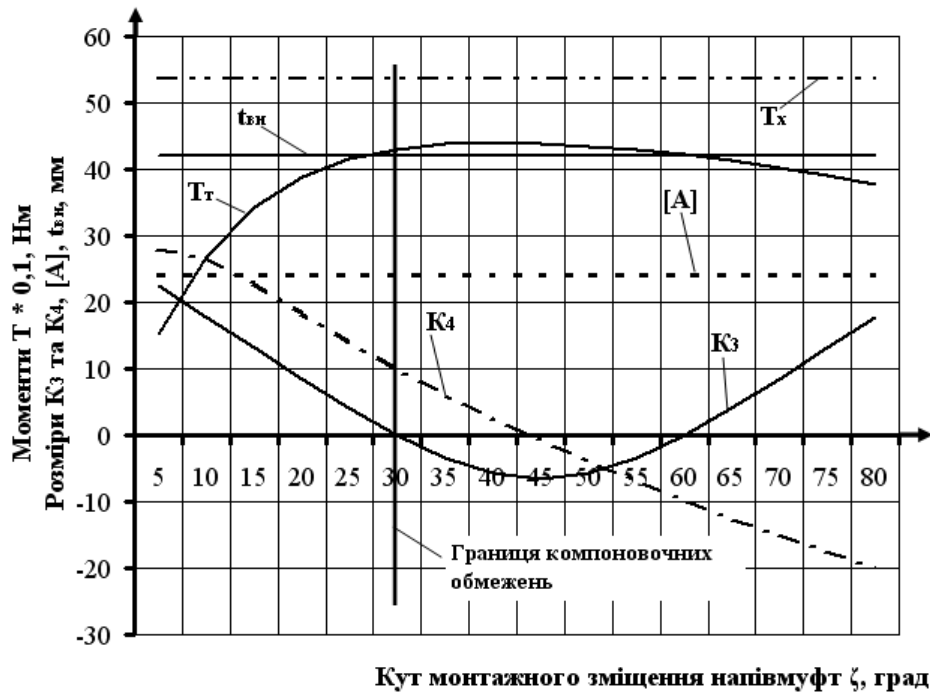


Рис. 4 – Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів на компоновочні розміри та навантажувальну здатність муфти з тангенціально розташованими канатами по першому варіанту

Аналіз графіків представлених на рис. 4 дає можливість стверджувати, що обмеження по затягуванню гайок згідно умови (14) при такій кількості канатів відсутнє оскільки суцільна пряма лінія $t_{вн}$

лежить вище ніж штрихова пряма [A]. Інтерференція суміжних втулок, а також канатів і втулок згідно умов (6) та (7) відсутня при кутах $\zeta \approx 0 \dots 27^\circ$. Лімітуючим компоновочним параметром є розрахунковий зазор κ_3 , який при куті ζ менше 27° приймає значення більше нуля (цей позиції відповідає вертикальна лінія границі компоновочних обмежень на графіку). Крім цього, графік показав, що при однакових габаритах, кількості та натягу канатів, муфта з хордальним їх розташуванням має на 18% більшу навантажувальну здатність ($T_x = 536$ Нм) порівняно з муфтою із тангенціальним розташуванням канатів ($T_m = 439$ Нм).

Варіант 2. Кількість канатів z у муфті з тангенціально розташованими канатами збільшена на 87,5% (з 8 до 15 шт.), а зовнішній габарит на 20% ($D_{зв} = 175$ мм, $D_{вн} = 145$ мм) порівняно з муфтою-прототипом із хордально розташованими канатами, діаметр канатів d_k та їх натяг F_n залишений незмінним. Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів представлені на рис. 5.

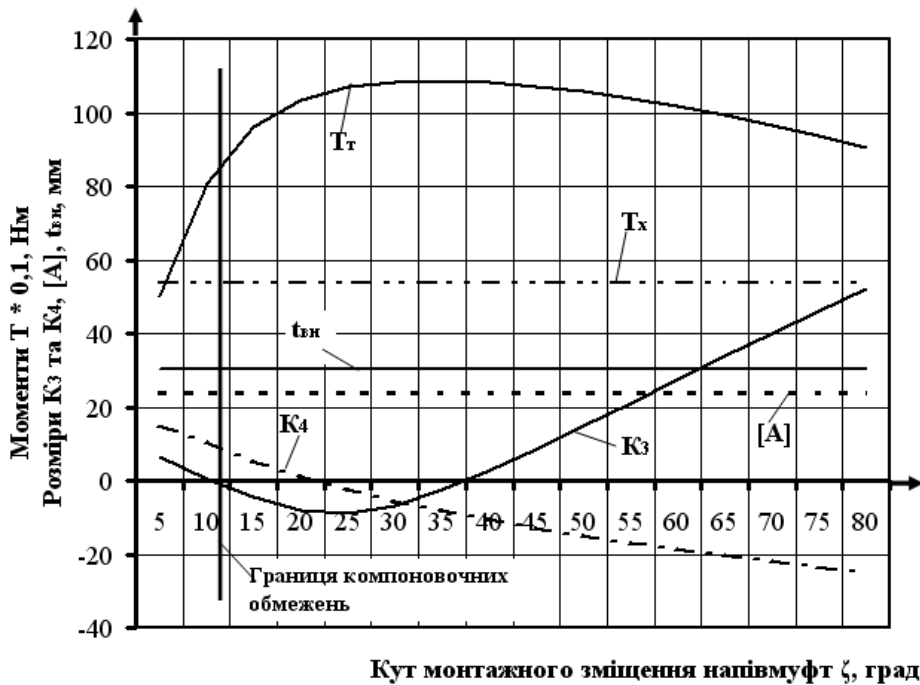


Рис. 5 – Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів на компоновочні розміри та навантажувальну здатність муфти з тангенціально розташованими канатами по другому варіанту

Аналіз графіків на рис. 5 дає можливість стверджувати, що обмеження по затягуванню гайок в цьому варіанті також відсутні. Інтерференція суміжних втулок, а також канатів і втулок відсутня при кутах $\zeta \approx 0 \dots 10^\circ$. Лімітуючим компоновочним параметром є

розрахунковий зазор k_3 , який при куті ζ менше 10° приймає значення більше нуля (цій позиції відповідає вертикальна лінія границі компоновочних обмежень на графіку). З результатів наведених на рис. 5 можна зробити висновок, що при збільшенні габаритів муфти з тангенціально розташованими канатами на 20%, а кількості канатів на 87,5% (з 8 до 15 шт.) без зміни їх діаметра та робочого натягу, її навантажувальна здатність порівняно з муфтою оснащеною хордально встановленими канатами збільшується на 50% (з $T_x = 536$ Нм до $T_m = 808$ Нм).

Варіант 3. Кількість канатів z у муфті з тангенціально встановленими канатами збільшена на 100% (з 8 до 16 шт.), зовнішній габарит на 50% ($D_{зв} = 218$ мм, $D_{вн} = 175$ мм) порівняно з муфтою-прототипом із хордально встановленими канатами. Діаметр канатів d_k та їх натяг F_n залишений незмінним. Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів представлені на рис. 6.

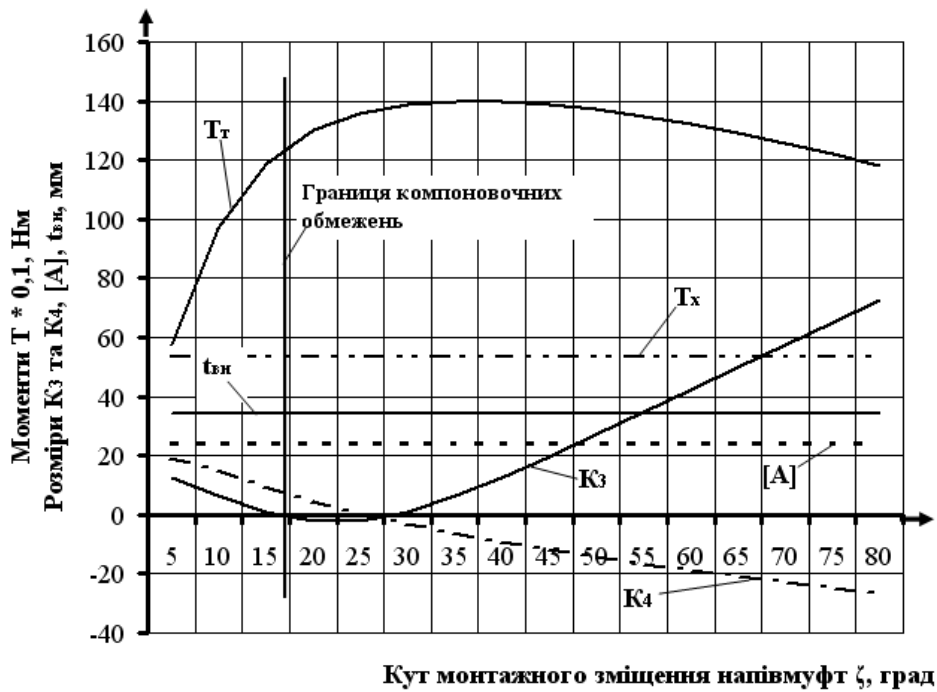


Рис. 6 - Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів на компоновочні з тангенціально розташованими канатами розміри та навантажувальну здатність муфти по третьому варіанту

Аналіз графіків на рис. 6 дає можливість встановити, що обмеження по затягуванню гайок в цьому варіанті відсутні. Інтерференція суміжних втулок, а також канатів і втулок відсутня при кутах $\zeta \approx 0...15^\circ$. Лімітуючим компоновочним параметром є

розрахунковий зазор k_3 , який при куті ζ менше 15° приймає значення більше нуля (цій позиції відповідає вертикальна лінія границі компоновочних обмежень на графіку). При збільшенні габаритів муфти з тангенціально розташованими канатами на 50%, а кількості канатів на 100% (з 8 до 16 шт.) при незмінному їх діаметрі та робочого натягу, її навантажувальна здатність порівняно з муфтою оснащеною хордально встановленими канатами збільшується на 120% (з $T_x = 536$ Нм до $T_m = 1200$ Нм).

Варіант 4. Кількість канатів z у муфті з тангенціально розташованими канатами збільшена на 200% (з 8 до 24 шт.), зовнішній габарит на 100% ($D_{зв} = 290$ мм, $D_{вн} = 230$ мм) порівняно з муфтою-прототипом із хордально розташованими канатами. Діаметр канатів d_k та їх натяг F_n залишений без зміни. Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів представлені на рис. 7.

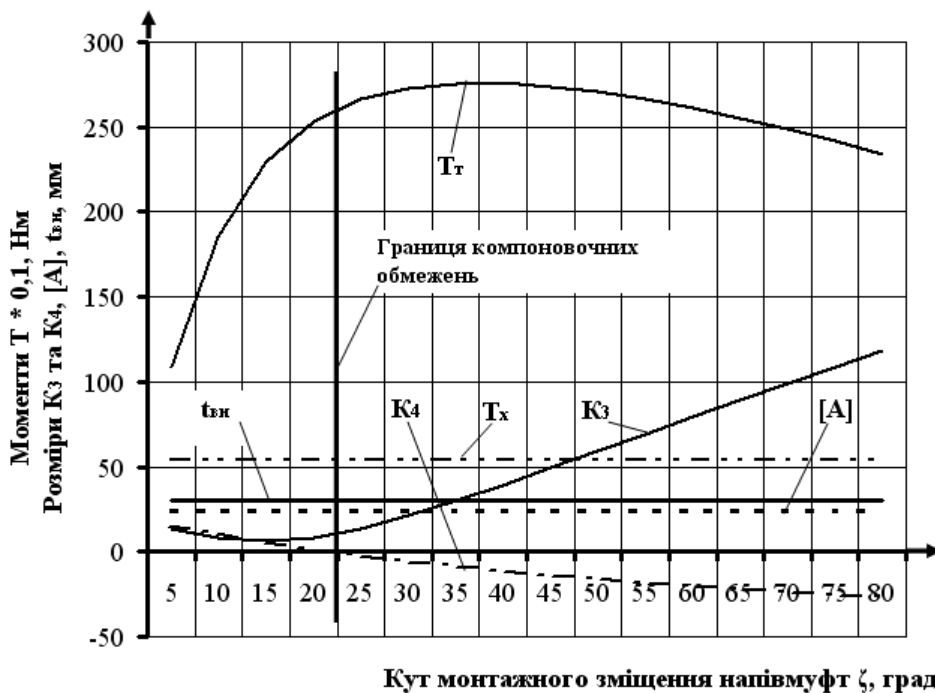


Рис. 7 – Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів на компоновочні розміри та навантажувальну здатність муфти з тангенціально розташованими канатами по четвертому варіанту

Аналіз графіків на рис. 7 дає можливість встановити, що обмеження по затягуванню гайок в цьому варіанті відсутні, але збільшувати кількість канатів немає можливості. Інтерференція суміжних втулок, а також канатів і втулок відсутня при кутах $\zeta \approx 0 \dots 20^\circ$. Лімітуючим компоновочним параметром є розрахунковий зазор k_4 , який при куті ζ менше 20° приймає значення більше нуля (цій

позиції відповідає вертикальна лінія границі компоновочних обмежень на графіку). При збільшенні габаритів муфти з тангенціально розташованими канатами на 100%, а кількості канатів на 200% (з 8 до 24 шт.) без зміни їх діаметра та робочого натягу, її навантажувальна здатність порівняно з муфтою оснащеною хордально встановленими канатами збільшується на 373% (з $T_x = 536$ Нм до $T_m = 2537$ Нм).

В результаті виконаних досліджень можна зробити наступні

ВИСНОВКИ:

1. Муфти з торцевою установкою прямих канатів різних варіантів розташування – хордального та тангенціального при однакових розмірах мають різні характеристики, тому можна виділити різні варіанти їх переважного застосування.

2. Показано, що при однакових габаритах, кількості канатів ($z = 8$) та їх робочому натягу, муфта з хордальним їх розташуванням має на 18% більшу навантажувальну здатність ($T_x = 536$ Нм) ніж муфта із тангенціальним розташуванням канатів ($T_m = 439$ Нм).

3. Встановлено, що у муфті з тангенціально розташованими канатами при збільшенні габаритів на 20% та кількості канатів на 87,5% (з 8 до 15 шт.) при незмінному їх діаметрі та робочому натягу, навантажувальна здатність порівняно з муфтою із хордально розташованими канатами збільшується на 50% (з $T_x = 536$ Нм до $T_m = 808$ Нм).

4. Встановлено, що у муфті з тангенціально розташованими канатами при збільшенні габаритів на 50% та кількості канатів на 100% (з 8 до 16 шт.) при незмінному їх діаметрі та робочому натягу, навантажувальна здатність порівняно з муфтою із хордально розташованими канатами збільшується на 120% (з $T_x = 536$ Нм до $T_m = 1200$ Нм).

5. У муфті з тангенціально розташованими канатами при збільшенні габаритів на 100% та кількості канатів на 200% (з 8 до 24 шт.) при незмінному їх діаметрі та робочому натягу, навантажувальна здатність порівняно з муфтою оснащеною хордально розташованими канатами збільшується на 373% (з $T_x = 536$ Нм до $T_m = 2537$ Нм).

6. Муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування слід встановлювати у приводах, що конструктивно обов'язково містять напівмуфти різного діаметру, наприклад для сполучення дизеля з напівмуфтою більшого діаметру на маховику із робочою машиною, наприклад у складі дизель-генераторів.

7. Муфти з хордальним розташуванням канатів можна рекомендувати застосування у приводах де є вимоги щодо рівності діаметрів напівмуфт, наприклад для сполучення електродвигуна із

трансмисією при наявності захисного кожуха. В такому випадку виконання напівмуфт різного діаметру є нераціональним..

Напрямки подальших досліджень:

1. Визначення залежності сили затиску канатів у втулках від сили затиску пальця.
2. Оцінка жорсткісних параметрів муфти з торцевими канатами тангенціального розташування.
3. Оцінка втрат енергії в муфтах з канатними пружними елементами.
4. Обґрунтування методики розрахунку канатних муфт на нагрівання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Проценко В.О. Проектування муфти з торцевою установкою прямих канатів / В.О. Проценко // Гірничі, будівельні, дорожні, меліоративні машини. – К.: КНУБА. - 2011. – Вип. 77 – С. 44-50.
2. Проценко В.О. Геометричні умови існування муфти з торцевими канатами тангенціального розташування / В.О. Проценко, М.В. Бабій, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2015. - № 1(12) – С. 240 - 246.
3. Проценко В.О. Геометричні та силові параметри муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування / В.О. Проценко, В.О. Настасенко, О.Ю. Клементьєва // Підйомно-транспортна техніка. Науково-технічний та виробничий журнал. - Одеса: ІНТЕРПРІНТ. - 2015. - №4 - С. 53 -59.
4. Проценко В.О. Забезпечення мінімальної навантаженості канатних пружних елементів муфти при проектуванні / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2016. - №1 (233) – С. 109 -111.

ТЕМАТИКА ПУБЛІКАЦІЙ
У ЖУРНАЛІ «ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНА ТЕХНІКА»

Структура, конструкція, кінематика машин
Динаміка, міцність, стійкість
Приводи і системи керування
Діагностика, експлуатація і ремонт
Технологія виробництва машин
Логістика і механізація вантажно-розвантажувальних робіт
Робототехніка
Організація виробництва, економіка, екологія
Науково-методичні питання

ПАМ'ЯТКА АВТОРОВІ

До друку приймаються статті, які мають такі необхідні елементи (Постанова Президії ВАК України від 15.01.03 №97-05/1):

постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття; формулювання цілей статті (постановка завдання); виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.

Редакційна колегія журналу звертається до авторів з проханням надсилати статті, підготовлені за наступною структурою:

Текст **повинен** бути набраний у текстовому редакторі MS Word відповідно наступних вимог:

параметри сторінки - формат "Другой" **17x26 см**; відступи від краю аркушу до тексту: зверху - 2см, знизу - 2,5 см, ліворуч - 2,0 см, праворуч 2,0 см.

УДК: лівий верхній кут, шрифт Times New Roman Cyr 12 pt Автори (П.І.Б, учений ступінь, *місце роботи*): шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, вирівнювання по лівому краю.

НАЗВА СТАТТІ: шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, напівжирний, літери прописні, відступ першого рядка 1,27 см, інтервал між рядками одинарний, вирівнювання по центру.

основний текст - шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, відступ першого рядка - 1,27 см, вирівнювання - за шириною, стиль - Normal, міжрядковий інтервал - **одинарний**.

Стаття може бути структурована: назва розділів виділяється напівжирним шрифтом.

редактор формул MS Equation 3.0 - стиль: "Текст", шрифт Times New Roman,; "Матрица-вектор", "Числа", "Функция", "Переменная" - шрифт Times New Roman, нахилений; "Стр. греческие", "Пр. греческие" - шрифт Symbol, нахилений;

“Символ” - шрифт Symbol. Розмір: “Обычный” - 14 pt, “Крупный индекс” - 9 pt, “Мелкий индекс” - 7 pt, “Крупный символ” — 14 pt, “Мелкий символ” - 12 pt, Вирівнювання формул - по середині, нумерації формул - по правому краю.

Таблиця повинна мати номер і через дефіс - назву. Шрифт Times New Roman Сур 12 pt, вирівнювання по лівому краю. Таблицю не розривати, орієнтація таблиці - тільки книжна.

Ілюстрації виконуються тільки засобами машинної графіки (за винятком фотографій). На всі ілюстрації повинні бути зноски у тексті, пронумеровані арабськими цифрами (1,2,...) у порядку згадування у тексті. Ілюстрації повинні мати: надпис „Рисунок”, номер та назву (через дефіс) і розміщуватись під рисунком. Написи на рисунках повинні бути виконані, за можливістю шрифтом розміром 12...8 pt. Товщина ліній - не менше 0,5 pt. Рисунки та фотографії повинні бути вставлені у текст статті і додатково представлені в окремих файлах формату *.tif, *.psx.

Посилання на **літературу** повинні слідувати у порядку їх появи у тексті. Номер посилання у квадратних дужках повинен слідувати за якимось ствердженням, положенням або за прізвиськом автора. ЛІТЕРАТУРА - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, вирівнювання по середині. Текст - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, без відступів та виступів. Опис літератури повинен включати: прізвище автора та ініціали (якщо число авторів менше трьох, то слід привести усіх авторів, а якщо більше - то ім'я першого та “інш.”); для журналів вказати назву статті, журнал, том і номер, місяць та рік видання, номер сторінки включно. Для книг вказати авторів, назву, том, найменування та місце видання, рік і кількість сторінок.

Звернути увагу на відсутність розділових знаків у кінці назви статі, відомостей про авторів, найменування заголовків, таблиць, підрисуночного підпису і слова ЛІТЕРАТУРА.

Анотації трьома мовами (українська, російська, німецька - окремими абзацами) повинні бути представлені після **НАЗВИ СТАТТІ**. Текст - шрифт Times New Roman Сур 12 pt, вирівнювання по ширині. Об'єм 50-70 слів.

Перелік матеріалів, які направляються в редакцію:

1. Стаття ,надрукована на білому папері з використанням лазерного принтера (600 dpi) у двох екземплярах і підписана усіма авторами. Об'єм статті - до 10 друкованих сторінок.

2. Стаття, рисунки, анотація в електронному вигляді окремими файлами на компакт-диску.

3. Експертний висновок про можливість опублікування.

4. Додаток з відомостями про авторів (службова або домашня адреса, контактні телефони, адреса електронної поштової скриньки, місце роботи, вчений ступінь та звання).

5. На виконання вимог п.7 постанови ВАК України від 10.02.99 №1-02/3 статті з добувачів за темою дисертації публікуються у журналі виключно за рекомендацією Вченої ради наукової установи, організації чи вищого навчального закладу, де працює або навчається здобувач.