

УДК 629 - 413 - 592.112

DOI: 10.15276/pidtt.3.64.2020.03

<sup>1</sup>Вольченко О. І., <sup>1</sup>Скрипник В. С., <sup>1</sup>Журавльов Д. Ю., <sup>2</sup>Вудвуд О. М.,  
<sup>1</sup>Малик Л. Б.<sup>1</sup>Івано-Франківський національний технічний університет нафти и газу<sup>2</sup>Одеський національний політехнічний університет

## ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ САМОВЕНТИЛЬОВАНИХ ДИСКІВ З ЕЛЕМЕНТАМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ (ЧАСТИНА I)

**Анотація.** У матеріалах статті дана оцінка енергонавантажених самовентильованих дисків при циклічному та тривалому режимах випробовувань дисково-колодкових гальм транспортних засобів. Крім того встановлено вплив конструктивних параметрів удосконалених гальмівних дисків на ефективність вимушеного повітряного охолодження, а також охарактеризовано перший та другий етапам дослідження самовентильованих дисків.

**Ключові слова:** транспортний засіб, дисково-колодкове гальмо, пара тертя, фрикційна накладка, бігова доріжка тертя диска, отвори та канавки, само вентильований гальмівний диск

**Вступ.** Процес тертя в металополімерних парах тертя дисково-колодкових гальм відноситься до високоенергетичних явищ. Для його реалізації необхідно підведення зовні більшої кількості енергії. Трибосистема рахується електро- та термодинамічно стійкою, коли вона має мінімальний запас внутрішньої енергії, тобто при умові  $U = \min [1, 2]$ . Таким чином, для забезпечення електродинамічних, і, як наслідок, термодинамічних умов працездатності трибовузла, він повинен розсіювати підведену теплову енергію так, щоб матеріали фрикційної накладки не досягали допустимої поверхневої температури. Такий термодинамічний стан і є критерієм стабілізації процесу тертя та зношування. При цьому дисипація енергії протікає через механічні, фізичні і хімічні процеси, які відбуваються у поверхневих та приповерхневих шарах металополімерних пар тертя дисково-колодкового гальма.

**Стан проблеми.** В суцільних та самовентильованих гальмівних дисках дисково-колодкових гальм транспортних засобів існують співвідношення геометричних параметрів (табл. 1, позиції 1 - 4). Але в той же час для самовентильованих гальмівних дисків, в яких між

напівдисками розміщені ребра. Останні і утворюють канали, які омиваються зустрічними потоками повітря при русі транспортного засобу. Нажаль, до цього часу невідомо як конструювати «начинку» самовентильованого диску [3, 4].

Таблиця 1

**Конструктивні і експлуатаційні параметри різних типів дисків гальм**

№ п/п	Назва параметрів		Величини
1	Радіуси поясів тертя дисків		$\frac{100}{130}$ (I); $\frac{150}{180}$ (II);
	нижній, $r_{1м}$ верхній, $r_{2м}$	$\frac{\text{суцільних (I)}}{\text{самовентильованих (II)}}$	
2	Співвідношення $r_1/r_2$	$\frac{(I)}{(II)}$	0,6 – 0,8
3	Ширина пояса тертя, $r_2 - r_1$	$\frac{(I)}{(II)}$	$\frac{30}{30}$
4	Співвідношення площ охолоджуваних поверхонь до нагрітих дисків:		
	суцільного – $A_o/A_n = C_m/C_{п};$		
	самовентильованого - $\sqrt[3]{A_o} / A_n = C_m/C_{п}$		3,5 # 3,31 3,71 # 3,31
5	Коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя, $K_{вз}$		0,15 – 0,25
6	Питомі навантаження, $p$ , МПа		3,0 – 5,0
7	Поверхневі температури, $t_{п}$ , °C		500,0 – 700,0
8	Динамічний коефіцієнт тертя, $f$		0,2 – 0,6

В табл. 1 використані наступні позначення:  $C_m$ ,  $C_{п}$  – коефіцієнти випромінювання матових і полірованих поверхонь диска.

Таким чином, необхідно встановити взаємозв'язок конструктивних параметрів елементів охолодження, тобто канавок і вентиляційних отворів, виконаних на бігових доріжках тертя самовентильованих гальмівних дисків із середнім перерізом їхнього вентиляційного каналу, а також забірному отвору з нижнім перерізом вентиляційного каналу, і взаємозв'язок нижнього з верхнім перерізом вентиляційного каналу для забезпечення ефективної роботи усієї вентиляційної системи.

**Постановка задачі.** В даній публікації розглянуті наступні питання стосовно вирішувальної проблеми:

- загальні відомості та енергонавантаженість самовентильованих гальм транспортних засобів;

- перший та другий етапи дослідження самовентильованих гальмівних шківів.

**Мета роботи** – обґрунтування вибору конструктивних параметрів самовентильованих гальмівних дисків з елементами охолодження на їх бігових доріжках тертя з урахуванням допустимої енергонавантаженості та напруженого стану для підвищення ефективності охолодження пар тертя дисково-колодкових гальм вантажних транспортних засобів.

**Загальні відомості та енергонавантаженість самовентильованих гальм транспортних засобів.** Дисково-колодкові гальма використовуються на залізничному та автомобільному транспорті, в підйомно-транспортних і шахтних підйомних машинах.

Згідно рис. 1 а дисково-колодкове гальмо 1 містить супорт 2, в якому знаходяться гальмівні колодки з фрикційними накладками (їхні

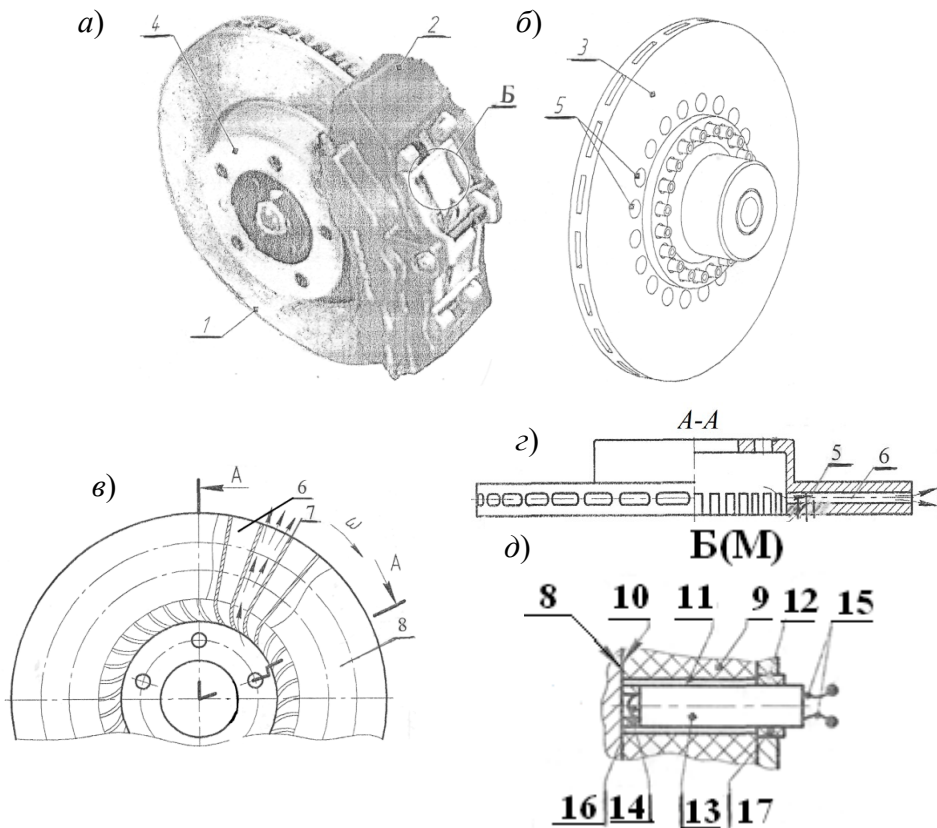


Рисунок 1 а, б, в, г, д – Загальний вигляд дисково-колодкового гальма (а); самовентильовані гальмівні диски [зображення симетрії (б) і креслення (в)]; розріз по А-А рис. в; само вентильований гальмівний диск с фланцем (г); на рис. д наведено вигляд Б рис. а – встановлення термопар з електродами у деталі фрикційного вузла

позиції зазначено нижче). Супорт 2 закріплений на кронштейні цапфи (на рис. 1 а не показаний) і підключений до гідроприводу (не показаний). Гальмо 1 складається із самовентильованого гальмівного диска 3, що має фланець 4, над яким знаходяться забірні отвори 5 (рис. 1 б) для зустрічних потоків повітря. В середині диска 3 розташовані вентиляційні канали 6, утворені радіальними ребрами 7 (рис. 1 в, г). При русі транспортного засобу канали 6 самовентильованого гальмівного диска 3 омиваються зустрічними потоками повітря, охолоджуючи його внутрішні поверхні, а також зовнішні поверхні, у тому числі і бігові доріжки тертя 8.

При русі транспортного засобу в гальмівному режимі дисково-колодкові гальма працюють так. При натисканні на педаль гальма водієм спрацьовує гідропривод і накладки 9 (рис. 1 д) своїми робочими поверхнями 10 гальмівних колодок 12 фрикційно взаємодіють з біговими доріжками тертя 8 самовентильованих гальмівних дисків 3, що сприяє уповільненому руху транспортного засобу.

На процеси механічного, електричного, теплового і хімічного характеру, які відбуваються на фрикційному контакті, суттєво впливає геометрія мікровиступів взаємодіючих поверхонь, які в дійсності відрізняються від ідеальної поверхні. Це призводить до того, що при зближенні робочих поверхонь пар тертя під зовнішнім навантаженням взаємодія відбувається на плямах контактів мікровиступів (дискретний фрикційний контакт) з великими питомими навантаженнями, які дозволяють генеруватися електричним струмам. Особливо це стосується циклічного (тип I) і тривалого (тип II) випробовувань дисково-колодкових гальм автотранспортних засобів.

Циклічний режим характеризується наявністю періодично повторюваних процесів гальмування і пауз в роботі гальма. Період охолодження (пауза) є відносно невеликим, і температура поверхні тертя не встигає знизитись до температури навколишнього середовища. Тому кожне наступне гальмування починається при температурі, яка значно перевищує початкову температуру попереднього гальмування. По мірі збільшення перепаду між температурою робочих елементів гальма і температурою навколишнього середовища збільшується кількість теплоти, що відводиться у навколишнє середовище, і зростання температури поверхні тертя уповільнюється. Після деякого числа гальмувань кількість теплоти, що відводиться у навколишнє середовище, стає рівною кількості теплоти, яка утворюється при гальмуванні. Створюється деяка умовна теплова рівновага, при якій температура, яка виникає на поверхні тертя, до кінця кожного гальмування буде мати одне і те ж значення (умовна стала температура). В цьому режимі працюють гальма піднімально-транспортних машин, а також транспортних засобів при русі в міських умовах та ін.

Тривалий режим. В гальмах, що працюють у цьому режимі, період гальмування є настільки великим, що температура поверхні тертя досягає деякого значення сталої температури і тривалий час утримується на цьому рівні.

У такому режимі працюють деякі спускні гальма вантажо-підіймальних машин, гальма бурових і геологічних лебідок, гальма транспортних засобів на тривалих спусках та ін. Такі режими нагрівання пар тертя дисково-колодкових гальм транспортних засобів використовують при їх випробуваннях при оцінці ефективності.

Зазначені режими є систематизованими, і в них темп нагрівання поверхонь тертя гальма на два порядки є вищим, ніж темп їхнього вимушеного охолодження.

Критеріями оцінки ефективності дисково-колодкових гальм автотранспортних засобів в нагрітому стані випробовування типу I і II відповідно до Правил 13 ЄЕК ООН (Європейської Економічної Комісії при Організації Об'єднаних Націй) [5]. Згідно з цим документом попередні етапи випробовувань I і II проводяться, відповідно, методами послідовних і тривалих гальмувань, в кінці яких реалізуються екстрені гальмування автотранспортного засобу до повної зупинки (основний етап). Тому значний інтерес являє співставлення температурних режимів пар тертя дисково-колодкових гальм при проведенні попередніх етапів гальмувань типу I і II.

Енергії, які сприймаються парами тертя дисково-колодкових гальм автотранспортних засобів на попередніх етапах випробовувань I і II, складають:

$$E' = 20G_a (V_{II}^2 - V_K^2) / 2 \cdot 3,6^2 = 2083G_a, \text{ Дж} \quad (1)$$

$$E'' = G_a g S [i - (f + \gamma_r')] = 2354G_a, \text{ Дж} \quad (2)$$

де  $G_a$  - маса автотранспортного засобу;  $V_{II}$ ,  $V_K$  - регламентовані швидкості, відповідно на початку і кінці гальмування;  $g$  - прискорення вільного падіння,  $m/s^2$ ;  $i$  - величина нахилу дороги ( $i=0,06$ );  $S$  - протяжність спуску (6 км);  $f$  - коефіцієнт опору коченню;  $\gamma_r'$  - питома гальмівне зусилля, яке створюється гальмом-сповільнювачем ( $f+\gamma_r'=0,02$ ).

З аналізу отриманих величин енергій згідно із залежностями (1) і (2) впливає, що загальна енергонавантаженість пар тертя дисково-колодкових гальм на попередньому етапі випробовувань II приблизно на 12% є вищою, ніж при випробовуваннях I, не дивлячись на те, що умови тепловідведення є кращими при тривалому підведенні теплоти до гальмівного диска. При циклічному навантаженні гальма (випробування типу I) має місце імпульсне підведення теплоти до гальмівного диска.

Встановлено, що саме в приповерхневому шарі робочої поверхні суцільного гальмівного диска при його імпульсному

нагріванні під дією температури спалаху  $\theta_{сп}$  зароджуються тріщини, зумовлені термічною втомою матеріалу диска. В подальшому в результаті охолодження поверхневого шару і виникнення температурного градієнта від температур спалаху в кінці циклічних гальмувань термічні напруження в приповерхневому шарі робочої поверхні суцільного гальмівного диска зростають і досягають майже максимуму. При підвищенні температури змінюється характер переміщення структурних складових матеріалу, знижується міцність границь зерен і збільшується швидкість окислення.

Метод нагрівання і охолодження самовентильованих дисків з елементами охолодження гальмівних пристроїв при оцінці їх ефективності в категоріях транспортних засобів реалізується в чотири етапи.

**Перший та другий етап дослідження самовентильованих дисків.** На першому етапі встановлюють вплив площ: забірної отвору, нижнього и верхнього вентиляційного каналу, виконаного у вигляді плоского конфузора, на закономірності зміни площ вентиляційних отворів і канавок, розташованих на бігових доріжках тертя самовентильованого гальмівного диска і на термодинамічні параметри повітря, омиваючого його зовнішні і внутрішні поверхні на режимах руху і гальмування транспортного засобу для досягнення ефективного зниження енергонавантаженості гальмівного диска.

З числа конструктивних співвідношень розмірів елементів пари тертя ефективності пар тертя гальма визначають: коефіцієнт взаємного перекриття, відношення внутрішнього радіуса тертя до зовнішнього  $r_2/r_1$ , ширину бігової доріжки тертя і товщину диска. Досвід експлуатації свідчить, що коефіцієнт взаємного перекриття ( $k_{єз}$ ) не повинен перевищувати 0,12...0,2, оскільки при  $k_{єз} > 0,2$  температурний режим пари тертя посилюється. При цьому зміна  $k_{єз}$  в межах 0,05...0,08 мало впливає на середню температуру диска при тривалому гальмуванні. Поверхнева температура при терті в більшості визначається швидкістю відносного ковзання елементів фрикційного вузла. Кутова швидкість ковзання є функцією радіуса тертя диска. Тому доцільно при конструюванні диска задавати відношення внутрішнього радіуса  $r_2$  тертя до зовнішнього  $r_1$  в межах 0,6...0,8. Ширина доріжки тертя визначається значенням  $r_1 - r_2$ ,  $k_{єз}$  і конструктивними міркуваннями. Загальні габарити диска при прийнятому  $k_{єз}$  залежать від допустимих значень питомих навантажень в контактній зоні. При використанні формованих азбофрикційних матеріалів на смоляному або комбінованому сполучному компоненті робоча область питомих навантажень складає 2,5...4,0 МПа, при короткочасному перевищенні до 5,0...5,5 МПа. Питомі навантаження в парах тертя гальма залежать від площі їхніх поверхонь тертя.

Для самовентильованого диска гальма на режимах руху і гальмування транспортного засобу відношення площі кожного забірного отвору диска до площі на вході у вентиляційний канал складає 0,6...0,7, відношення площі входу у вентиляційний канал складає 0,7...0,8, а відношення площі входу у вентиляційний канал до виходу з нього 0,4...0,5, що регламентує довжину плоского конфузора. У цьому випадку забезпечується ефективність вентиляційної системи диска.

Для підвищення ефективності охолодження зустрічними потоками повітря в режимах руху і гальмування транспортного засобу на бігових доріжках тертя самовентильованого диска виконують елементи у вигляді вентиляційних отворів і канавок, для яких дотримуються таких конструктивних параметрів: співвідношення сумарної площі вентиляційних отворів до зведеної площі вентиляційного каналу на рівні середнього радіуса бігової доріжки тертя диска складає 0,8...0,9; глибину западин приймають 0,05...0,08 від товщини диска, а його ширина дорівнює діаметру вентиляційного отвору. При цьому перші як при розімкнутих, так і замкнених парах тертя гальма сприяють створенню в порожнинах вентиляційних каналів об'ємних вихорів, а другі створюють завихорення омиваючих повітряних потоків і сприяють формуванню плоского вихора між парами тертя гальма.

Для оцінки енергонавантажених пар тертя дисково-колодкового гальма заднього моста транспортного засобу в його фрикційних накладках 16 розміщують термоелектроди 21 термопар 22. Двоканальна керамічна трубка 20 встановлюється в отвір 18 фрикційної накладки 16 і виводиться майже врівень її робочої поверхні 17. У трубці 20 діаметром 4,0 мм закладено термоелектроди 21 термопари 22, виготовленої з хромель-копелевого дроту діаметром 0,4 мм. Позитивним термоелектродом 22 є хромелевий дріт, а від'ємним - копелевий. Голівка термопари 18 (у вигляді сфери), яка взаємодіє з робочою поверхнею 10 гальмівного диска 3, сформована з високотемпературного мідного припою у вигляді спаю діаметром 3,0 мм і встановлена в обмежувальне кільце 23. Це перешкоджає виходу з ладу голівки термопари 22 і сприяє її роботі до повного зношування фрикційної накладки. Двоканальна керамічна трубка 20 (керамічна трубка складається з двох частин) встановлена з ізоляційною втулкою 24 в отвір 18 гальмівної колодки 19. Довжина термоелектродів 12 і 21 вибирається з умови, щоб за час експериментів холодний спай не встиг прогрітись, і становить 200...350 мм. Виведення на реєструючу апаратуру здійснювалось мідними дротами. Термопари 12 і 22 перед їх встановленням тарувались разом з приєднувальними дротами. Транспортний засіб розганяють до заданої швидкості і виконують його циклічні гальмування дисково-

колодковим гальмом шляхом прикладання і зняття зусилля з педалі гальма, притискаючи за допомогою гальмівних колодок 19 фрикційні накладки 16 робочими поверхнями 17 до робочій поверхні 10 гальмівних дисків 3. Після завершення циклічних гальмувань транспортним засобом знімають навантаження з гальмівної педалі і за допомогою гідروприводу колодки 19 з накладками 13 відтискаються від робочій поверхні 10 диска 3.

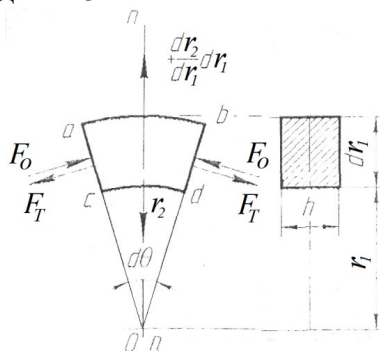


Рисунок 2 – Розрахунковий зовнішній елемент диска, який відповідає його біговій доріжці тертя

На другому етапі розрахунковим шляхом визначають напружений стан елементів самовентильованого гальмівного диска, а також самовентильованих гальмівних дисків, на бігових доріжках тертя яких виконують вентиляційний отвір і канавку і порівнюють величини отриманих напружень. Після чого встановлюють закономірності зміни напружень у самовентильованих гальмівних дисках, на бігових доріжках тертя яких виконані під кутом і віялом вентиляційні отвори і канавки. Розрахунковим шляхом визначають напружений стан складових елементів самовентильованого гальмівного диска, а також самовентильованих гальмівних дисків з вентиляційним отвором і канавкою на їхніх бігових доріжках тертя при нагрітому стані до об'ємної температури 150 °С. Спочатку знаходять згідно з розрахунковою схемою, наведеною на рис. 2, для нескінченно малого об'єму кожного диска поверхневі і об'ємні сили за залежностями вигляду:

$$\text{сила інерції} - dC = \gamma \cdot h \cdot r_2^3 \cdot \omega^2 \cdot dr \cdot d\theta / g; \quad (3)$$

$$\text{радіальна сила} - R = \sigma_r \cdot h \cdot r_2 \cdot d\theta; \quad (4)$$

$$\text{колові сили} - F_0 = \sigma_0 \cdot h \cdot dr_2; \quad (5)$$

$$\text{сила тертя} - F_T = f \cdot p \cdot A, \quad (6)$$

де  $\gamma$  - вага одиниці об'єму матеріалу диска;  $dr$ ,  $h$  - висота і ширина прямокутного перерізу елементарного об'єму диска;  $r_2$  - внутрішній радіус бігової доріжки тертя диска;  $d\theta$  - елементарний кут виділеного навантаженого елемента диска, який відповідає біговій доріжці тертя;  $g$  - прискорення вільного падіння тіла;  $\omega$  - кутова швидкість;  $f$  - динамічний коефіцієнт тертя;  $p$  - питома навантаження;  $A$  - площа



фрикційної взаємодії пар тертя;  $\sigma_r, \sigma_\theta$  - напруження: радіальні, колові.

При цьому найбільших значень напружень досягаються:

температурних ( $\sigma_\theta$ ) на внутрішньому радіусі  $2r$  вентиляційного отвору диска

$$\sigma_{\theta \max} = \frac{\gamma \cdot \omega^2}{4 \cdot g} \left[ r_2^2 \cdot (3 + \mu) + r_1^2 (1 - \mu) \right]; \quad (7)$$

радіальних в точках колового перерізу на радіусі  $r_0 = \sqrt{r_1 \cdot r_2}$

$$\sigma_{r \max} = \frac{3 + \mu}{8} \cdot \frac{\gamma \cdot \omega^2}{g} (r_2 - r_1)^2, \quad (8)$$

при умові, що  $\sigma_{\theta \max} > \sigma_{r \max}$ ;

де:  $2r_2$  - зовнішній радіус диска;  $\mu$  - коефіцієнт Пуасона матеріалу диска.

Механічні напруження на поверхні бігової доріжки тертя диска дорівнюють за величиною питомим навантаженням, які діють між парами тертя. Колові напруження визначають за залежністю (5).

Проектування самовентильованих гальмівних дисків транспортних засобів оптимальної конструкції ототожнюється з рівномірністю. Під рівномірністю розуміють рівність максимальних та еквівалентних напружень або коефіцієнтів запасів за напруженнями, тобто рівномірність руйнування у всіх розрахункових перерізах. Найнебезпечнішим перерізом при фрикційній взаємодії пар тертя «диск - накладка» є бігова доріжка тертя самовентильованого диска через її нерівномірне нагрівання, зумовлене невеликим коефіцієнтом взаємного перекриття пар тертя гальма.

**Висновок.** Таким чином, встановлено взаємозв'язок між конструктивними параметрами вентиляційної системи диска гальма транспортного засобу.

### Список використаної літератури

1. Капітонова Л. В. Вплив перфорації дисків на їх температуру в умовах злета і посадки транспортних літаків [Текст] / Відкриття, інформаційні і комп'ютерні інтегровані технології. - №70. - 2015. - С. 160-167.

2. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А. Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, А. В. Возний [та ін.]. Стандарт. - Баку: Апострофф, 2016. - 272 с.

3. Балакин В. А. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения / В. А. Балакин, В. П. Сергиенко. - Гомель: ИММС НАНБ, 1999. - 220с.

4. Пат. 2594044 С1 РФ F16D 65/12, F16D 65/84. Способ определения площадей поверхностей металлических дисков при различной их энергоемкости в дисково-колодочных тормозных

устройствах / П. С. Красин, Н. А. Вольченко, Г. С. Гудз, Д. Ю. Журавлев, А. В. Возный, И. Я. Захара; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. техн. ун-т. - №2015122732/11; заявл. 11.06.2015. опублик. 10.08.2016, Бюл. №22. – 15 с.

5. ГОСТ Р 41.13-2007 (Правила №13 ЕСК ООН) Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. – М.: Стандартформ, 2009. – 170 с.

## ENERGY LOADING OF SELF-VENTILATED DISCS WITH COOLING ELEMENTS OF VEHICLE BRAKES (PART I)

<sup>1</sup>Volchenko O. I., <sup>1</sup>Skrypnyk V. S., <sup>1</sup>Zhuravlev D. Yu., <sup>2</sup>Vudvud O. M., <sup>1</sup>Malyk L. B.

<sup>1</sup>*Ivano-Frankivsk National Technical University Oil and Gas*

<sup>2</sup>*Odessa National Polytechnic University*

**Abstract.** In the materials of the article the estimation of energy load of self-ventilated disks at cyclic and long modes of tests of disk and pad brakes of vehicles is given. In addition, the influence of design parameters of advanced brake discs on the efficiency of forced air cooling is established, and the first and second stages of the study of self-ventilated discs are characterized. The substantiation of the choice of design parameters of self-ventilated brake discs with cooling elements on their friction treadmills taking into account the allowable energy load and stress state to increase the cooling efficiency of friction pairs of disc brake pads of trucks is carried out. The relationship between the design parameters of the cooling elements, ie grooves and vents made on the treadmills of friction of self-ventilated brake discs with the average cross section of their ventilation duct, as well as the intake hole with the lower cross section of the ventilation duct, and the relationship with the lower from the top to ensure efficient operation of the entire ventilation system.

In continuous and self-ventilated brake discs of disc-pad brakes of vehicles there are ratios of geometrical parameters. But at the same time for self-ventilated brake discs, in which the ribs are placed between the semi-discs. The latter form channels that are washed by oncoming air currents when the vehicle is moving. Unfortunately, it is still unknown how to construct the "stuffing" of a self-ventilated disk. Thus, it is necessary to establish the relationship between the design parameters of the cooling elements, ie grooves and vents made on the treadmills of self-ventilated brake discs with the middle cross section of their ventilation duct, and the intake hole with the lower cross section of the ventilation duct, and the relationship with the lower the upper section of the ventilation duct to ensure efficient operation of the entire ventilation system.

**Keywords:** vehicle, disc-pad brake, friction pair, friction pad, disc friction treadmill, holes and grooves, self-ventilated brake disc.

УДК 621.875:620.193

DOI: 10.15276/pidtt.3.64.2020.04

Немчук О. О.

*Одеський національний морський університет*

## **ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОХІМІЧНОГО МЕТОДУ ДЛЯ ПРОГНОЗУВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ДЕГРАДАЦІЇ СТАЛЕЙ ПОРТОВИХ КРАНІВ**

*Тривала, часто понаднормова експлуатація порткових конструкцій спричиняє істотне зниження вихідних механічних властивостей сталей, в першу чергу, опору крихкому руйнуванню. Проаналізовано можливості використання електрохімічних підходів для оцінювання експлуатаційної деградації металоконструкцій порткових кранів. За показник, чутливий до експлуатаційної зміни стану сталей, вибрано поляризаційний опір. Показано специфіку практичного застосування електрохімічного методу як неруйнівного методу контролю для прогнозування поточних механічних властивостей сталей.*

**Ключові слова:** *морський портковий кран, сталь, неруйнівний метод контролю, експлуатаційна деградація, прогнозування властивостей.*

**Постановка проблеми.** Конструкції морського перевантажувального обладнання відносять до особливо відповідальних, оскільки порушення їх цілісності спричиняє значні економічні, а то і людські втрат. Вони експлуатуються у складних умовах циклічного навантаження [1, 2]: напружений цикл роботи, підвищена асиметрія циклу навантаження, складний напружений стан, агресивний вплив морської атмосфери і ін. До них належать і порткові крани, які часто експлуатуються понаднормово, тобто вже вичерпали свій плановий ресурс і постає питання про можливість подовження їх безпечної експлуатації. В результаті тривалої експлуатації сталь металоконструкцій зазнає істотної втрати вихідних фізико-механічних властивостей, які закладалися у проектний розрахунок і визначають роботоздатність металу і конструкції в цілому. Відповідно періодичний контроль їх технічного стану повинен передбачати не тільки виявлення можливих макродефектів (в першу чергу, втомних тріщин), але і експлуатаційну деградацію металу, бажано з використанням методів неруйнівного контролю.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Останнім часом пропонують використовувати електрохімічні методи для

діагностування методами неруйнівного контролю поточного технічного стану конструкційних сталей [3, 4], зокрема, портових кранів [5]. Вони базуються на чутливості низки електрохімічних показників до експлуатаційних змін в стані металу і, відповідно, тих механічних властивостей, які визначають опір металу крихкому руйнуванню. До них належить ударна в'язкість, мінімально допустимий рівень якої регламентують, як правило, у відповідних нормативних документах. Що стосується електрохімічних показників, то для оцінювання експлуатаційної деградації сталей використовують найчастіше струм корозії та поляризаційний опір, вони найчутливіші до експлуатаційної деградації сталей. Ці показники пов'язані між собою, тому не принциповим вибір одного з них як електрохімічної характеристики стану металу. Таким чином, за наявності кореляційної залежності між змінами, з одного боку, ударної в'язкості, для прикладу, зразків Шарпі  $KCV$ , а з іншого – поляризаційного опору  $R_p$ , та за можливості провести відповідні електрохімічні вимірювання на обладнанні, що підлягає експертизі, можна прогнозувати поточний рівень опору крихкому руйнуванню металу для відповідного висновку щодо можливості його подальшої експлуатації. Такого типу залежності отримані раніше у лабораторних умовах [5–7].

**Постановка завдань.** Мета роботи полягає у встановленні основних науково-технічних особливостей практичного застосування електрохімічного методу в польових умовах на реальних портових конструкціях для прогнозування можливої втрати металом своїх вихідних механічних властивостей, зокрема, опору крихкому руйнуванню, який характеризується рівнем ударної в'язкості  $KCV$ .

**Виклад основного матеріалу.** Традиційні електрохімічні вимірювання передбачають обов'язкове використання потенціостата та електрохімічної комірки. Польові умови привносять певні складності у проведення таких вимірювань. Вони стосуються низки методичних аспектів, дотримання яких важливе для коректних оцінок електрохімічних властивостей, на основі яких можна було б прогнозувати рівень експлуатаційної деградації металу. Головні з них полягають у наступному.

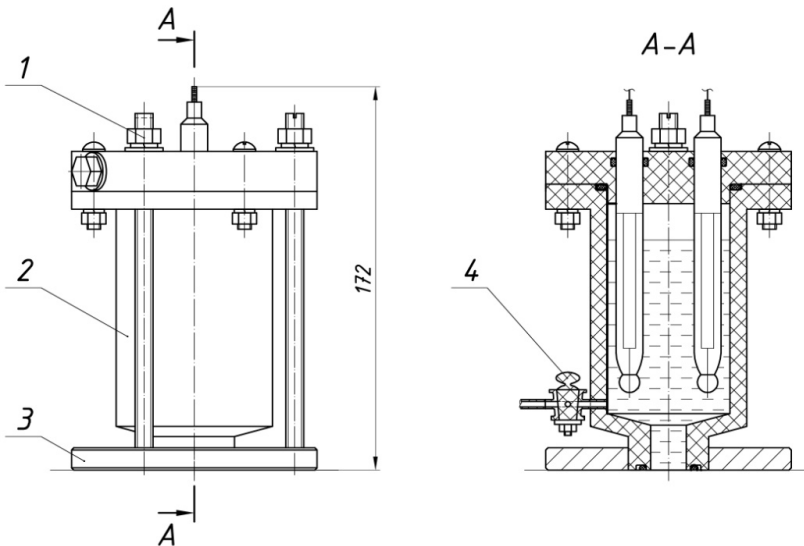
*Приготування поверхні конструктивного елемента до електрохімічних вимірювань.* В лабораторних умовах такі поверхні доводять до полірованого стану та ізолюють від інших металевих поверхонь. У польових умовах це зробити складніше, але можна використовувати відповідне портативне оснащення.

*Використання портативного потенціостата.* Це необхідна технічна умова для побудови поляризаційних кривих у польових умовах, які в подальшому потрібні для визначення поляризаційного опору.

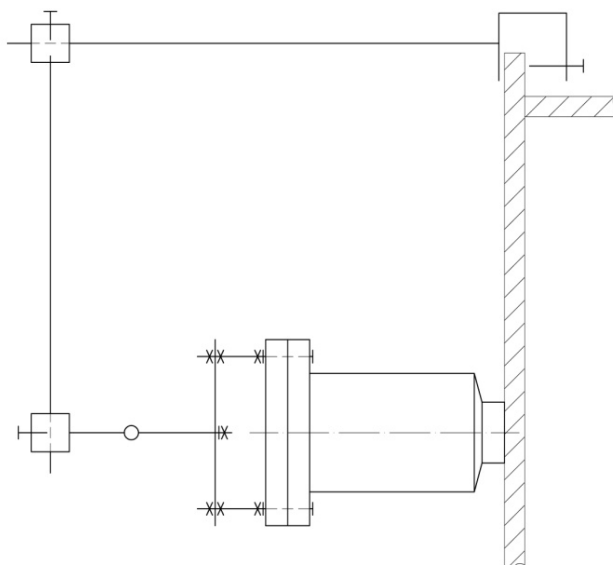
*Вибір складу електроліту.* Електроліт повинен характеризуватися депасиваційними властивостями, щоби усунути вплив на вимірювання електрохімічних властивостей поверхневих плівок, а отримувати електрохімічний відклик безпосередньо від самого металу. Це може бути 3%-ний водний розчин NaCl або водний розчин  $H_2SO_4$  з рН 3.

*Конструкція портативної електрохімічної комірки.* Розроблено конструкцію (рис. 1а) циліндричної електрохімічної комірки 2 з хімічно інертного матеріалу (фторопласт), яка за допомогою монтажної шайби 3 (рис. 1а) або шарнірної підвіски (рис. 1б) кріпиться до поверхні ділянки крана, яку діагностують.

Дно комірки, в якому передбачено вихідний отвір діаметром 16 мм, щільно притискають через ущільнення до досліджуваної та відповідним чином приготовленої поверхні. Через цей отвір електроліт (корозивне середовище), яке знаходиться в комірці, контактує з металом. Корпус герметично накривають кришкою з п'ятьма отворами, два з яких призначені для встановлення електрода порівняння та допоміжного електрода, а інші – технологічного характеру для заповнення комірки розчином та виходу з неї повітря. Така конструкція комірки, будучи герметичною, дає можливість встановлювати її у горизонтальному, вертикальному та під нахилом положеннях, окрім стельового. Цього практично достатньо для експертизи стану металу з використанням електрохімічних підходів.



а



б

Рис. 1. Кріплення електрохімічної комірки до поверхні ділянки крана монтажною шайбою (а) або шарнірною підвіскою (б): 1 – елемент кріплення, 2 – корпус комірки, 3 – монтажна шайба, 4 – фторопластовий корковий кран.

*Портативний електрохімічний комплекс.* Для реалізації методики вимірювання електрохімічних показників у польових умовах запропоновано спеціальний портативний електрохімічний комплекс (рис. 2), який складається з потенціостата 2, комп'ютера з програмним забезпеченням 3 та електрохімічної комірки 6 з електродом порівняння 8 і допоміжним електродом 7, яка фіксується металевим затискачем 1 на досліджуваному елементі металоконструкції крана.

Процедура проведення вимірювань наступна: після встановлення стаціонарного потенціалу  $E_{cor}$  задають автоматичну розгортку для побудови поляризаційної кривої струм поляризації  $i$  – потенціал поляризації  $E$  в околі потенціалу корозії (рис. 3, не більше 30 мВ в анодну і катодну сторони).

Поляризаційний опір  $R_p$  визначають як відношення різниці потенціалів  $(E_2 - E_1)$  до різниці струмів  $(i_2 - i_1)$ . Однак на поляризаційній кривій лінійна ділянка існує практично у вузькому діапазоні потенціалів або цілком відсутня. У цьому випадку у точці на кривій  $i - E$ , що відповідає потенціалу корозії, проводять дотичну і за її нахилом визначають  $R_p = (E_2 - E_1) / (i_2 - i_1)$ .

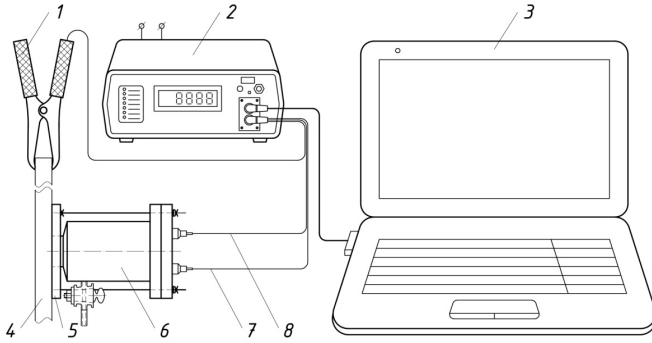


Рис. 2. Портативний електрохімічний комплекс з монтажною шайбою:

- 1 – металевий затискач;
- 2 – потенціостат; 3 – комп’ютер з програмним забезпеченням; 4 – досліджуваний елемент металоконструкції крана; 5 – монтажна шайба;
- 6 – електрохімічна комірка;
- 7 – допоміжний електрод; 8 – електрод порівняння.

Принципова особливість електрохімічного методу прогнозування поточних механічних властивостей експлуатованого металу полягає у використанні кореляційної залежності змін відповідно механічного та електрохімічного показників, для прикладу, ударної в’язкості  $KCV$  та поляризаційного опору  $R_p$ , а не їх абсолютних значень. Причина в тому, що ці показники для вихідного, неексплуатованого стану металу залежать від багатьох структурно-металургійних і інших чинників і їх вплив на згадані показники прогнозувати складно. Однак тривала експлуатація сталей, особливо за їх циклічного навантаження, спричиняє певні мікроструктурні зміни в металі, головними з яких є розвиток розсіяної мікропошкодженості. Це головний чинник втрати металом опору крихкому руйнуванню, що зумовлює, відповідно, істотне зниження ударної в’язкості.

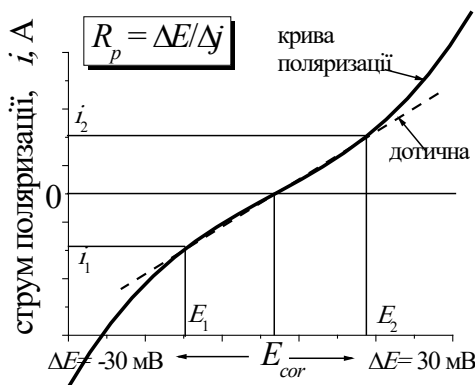


Рис. 3. Схематичне зображення поляризаційної кривої  $i - E$  для визначення графічним методом поляризаційного опору.

З іншого боку, до таких змін в сталях чутливий і поляризаційний опір, тому саме за його зміною, а не абсолютним значенням можна прогнозувати зміну показника  $KCV$ . Таким чином, для визначення експлуатаційних змін в показниках  $KCV$  та  $R_p$  необхідні дані стосовно сталі у вихідному стані. Для розв'язання цього завдання пропонується також вибрати матеріал для досліджень, який зазнавав в процесі експлуатації мінімального навантаження. Тоді стан такого металу можна умовно вважати вихідним і для нього визначати як механічні, так і електрохімічні властивості. Підставою для такого припущення слугувало дослідження [5], в якому показано різний ступінь експлуатаційного зниження ударної в'язкості  $KCV$  сталі вальцьованого прокату для різних вузлів порталного крану, який залежить від рівня напруженості елементів конструкції впродовж її експлуатації: що вищий рівень напруженості, то нижчий рівень опору крихкому руйнуванню. На цій основі вважали, що метал певного елемента конструкції крана, який відзначився особливо високим рівнем  $KCV$ , більше  $300 \text{ Дж/см}^2$ , не зазнав відчутної експлуатаційної деградації і його властивості наближено відповідають вихідному стану металу.

Зазначимо ще одну особливість у прогнозуванні поточного рівня опору крихкому руйнуванню експлуатованих сталей. Металоконструкції портових кранів виготовляють в основному з вальцьованого прокату, відповідно проявляється роль текстури у механічних властивостях сталей, в тому числі стосовно ударної в'язкості. Найнижчий рівень  $KCV$  властивий поперечним до напрямку вальцювання зразкам, в яких площа руйнування паралельна волокнам текстури. Проблема ускладнюється тим, що експлуатаційна деградація посилює роль текстури, тобто зростають відмінності у рівнях ударної в'язкості поперечних і повздовжніх зразків. Пов'язано це з мікророзшаруванням вздовж волокон текстури, що чітко виявляється мікрофрактографічними дослідженнями [8]. Виявилось також, що такого типу мікропошкодженість може підвищувати рівень  $KCV$  повздовжніх зразків, оскільки тоді площа макроруйнування пересікатиме тріщини розшарування, а це підвищуватиме енергоємність руйнування.

**Висновки.** Тривала експлуатація морських портових кранів актуалізує розвиток неруйнівних методів контролю поточних механічних властивостей сталей, які визначають роботоздатність матеріалу, а відтак і конструкції в цілому. До таких властивостей, які зазнають найістотніших експлуатаційних змін, відносять опір металу крихкому руйнуванню, зокрема ударну в'язкість. Приведені науково-технічні та технологічні особливості застосування електрохімічних підходів для прогнозування деградації сталей за показником ударної в'язкості. За електрохімічний показник, особливо чутливий до зміни



стану металу, використано поляризаційний опір, та проаналізовано специфіку його визначення. Запропонована конструкція електрохімічної комірки, адаптована до умов проведення в польових умовах відповідних вимірювань на горизонтальних, вертикальних та похилих поверхнях елементів конструкцій типу фасонного прокату.

### Список використаних джерел

1. Технічна діагностика матеріалів і конструкцій: довідн. пос. / Під заг. ред. З. Т. Назарчука. Т. 8: О. Є. Андрейків, В. М. Пустовий, Д. В. Рудавський, І. Я. Долінська, П. О. Семенов. Методи оцінювання залишкової міцності і довговічності елементів конструкцій за даними неруйнівного контролю. – Львів: Простір–М, 2017. – 462 с.
2. Немчук А. О., Стариков М. А. Определение остаточного ресурса металлоконструкций козлового крана. Тр. Одесск. политехн. ун-та 2 (30), 36–39 (2008).
3. Технічна діагностика матеріалів і конструкцій: довідн. пос. / Під заг. ред. З. Т. Назарчука. Т. 6: В. І. Похмурський, І. М. Дмитрах, М. С. Хома, О. Т. Цирульник, І. М. Зінь, М. Д. Сахненко, Ю. С. Герасименко. Методи моніторингу деградації матеріалу конструкцій. оцінювання залишкової міцності і довговічності елементів конструкцій за даними неруйнівного контролю.– Львів: Простір–М, 2017. – 298 с.
4. Деградація сталей в агресивних середовищах, залишковий ресурс обладнання і корозійний моніторинг / О. Г. Архипов, В. А. Борисенко, М. С. Хома, О. В. Любимова-Зінченко. – Луганськ: Вид-во Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, 2016. – 203 с.
5. Немчук О. О. Вплив експлуатаційного навантаження на корозійну тривкість сталі морського порталного крана. Фіз.-хім. механіка матеріалів, 54, № 1, 121–125 (2018).
6. Role of in-service conditions in operational degradation of mechanical properties of portal cranes steel / Nemchuk O., Hredil M., Pustovoy V., Nesterov O. Procedia Structural Integrity, v.16, 245-251 (2019).
7. Немчук О. О., Звірко О. І. Електрохімічний метод діагностування деградації сталей морських порталних кранів. Фіз.-хім. механіка матеріалів, 56, № 3, 112–118 (2020).
8. Немчук О. О., Кречковська Г. В. Фрактографічне обґрунтування втрати опору крихкому руйнуванню сталі після експлуатації в елементах морського порталного крана. Металофізика і новітні технології, т. 41, випуск 6, 825–836 (2019).

## **APPLICATION OF THE ELECTROCHEMICAL METHOD FOR A PREDICTION OF IN-SERVICE DEGRADATION OF PORT CRANE STEELS**

Nemchuk O. O.

Long-term, often overtime, operation of port structures leads to a significant reduction in the initial mechanical properties of steels, primarily resistance to brittle fracture. Possibilities of using electrochemical approaches to assess the operational degradation of metal structures of port cranes are analyzed. As indicator sensitive to operational change in a condition of steels, polarization resistance is chosen. The specificity of practical application of the electrochemical method as a non-destructive method for predicting the current mechanical properties of steels are demonstrated.

**Key words:** sea port crane, steel, non-destructive testing, operational degradation, properties prediction.

УДК: 621.87

DOI: 10.15276/pidtt.3.64.2020.05

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

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА РУХУ СИСТЕМИ «КРАН-ВАНТАЖ». ЧАСТИНА 1

**Анотація.** *Однією з проблем при експлуатації вантажопідйомних кранів, є усунення коливання вантажу на гнучкому підвісі, які виникають при переміщенні крана, а також при дії зовнішніх стохастичних впливів (вітрових поривів). Гасіння коливань вантажу супроводжуються затратами часу, що негативно позначається на продуктивності роботи крана, а також зумовлює додаткові витрати енергії.*

*В роботі представлено спосіб розв'язку цієї задачі шляхом синтезу оптимального регулятора руху крана. Для синтезу регулятора була використана двомасова модель «кран-вантаж». У постановці задачі використано обмеження на величину рушійного зусилля, швидкість її зміни в часі та обмеження на швидкість руху крана. Було знайдено умови, які дали змогу отримати межі області пошуку коефіцієнтів регулятора і які відповідають стійкості руху системи. Для цього використано метод Рауса-Гурвіца.*

**Ключові слова:** *коливання вантажу, регулятор, стійкість руху, синтез, оптимізація.*

**Постановка проблеми.** Вантажопідйомні крани прольотного типу часто використовуються в портах, на складах лісоматеріалів, цехах металургійних та машинобудівних підприємств. На роботу кранів, які розташовані на відкритому повітрі, впливають не тільки коливання вантажу, які виникають при переміщенні вантажу, а й зовнішні стохастичні впливи, які не можна передбачити. Це значно знижує продуктивність роботи крана та може створювати небезпеку для працівників, які безпосередньо з ним працюють. Їх усунення пов'язано з додатковими витратами часу протягом, яких кранівник виконує керуючі впливи на кран. Вони зумовлюють усунення коливань вантажу ціною напруженої роботи кранівника, а також втрат енергії на виконання додаткових переміщень крана.

### **Аналіз публікацій по темі досліджень.**

Над розробкою методів оптимізації роботи кранів працювало багато науковців. Для усунення коливання вантажу під час роботи крану А. Шестак із співавторам запропонували у статті [1] метод гасіння коливань вантажу шляхом керування моментом приводного

асинхронного двигуна з використанням сучасних частотно-керованих електроприводів. Він дає змогу враховувати змінні параметри (наприклад, довжину гнучкого підвісу вантажу) при роботі системи.

Х. Селамат із співавторами обґрунтували у статті [2] використання онлайн-адаптивної техніки формування команд для ефективного зниження навантаження на кран. Даний метод дозволяє динамічно враховувати зміну довжини підвісу і відхилення вантажу від вертикалі.

В.С Щербаков із співавторами [3] запропонували метод гасіння маятникових коливань вантажу, переміщуваного краном мостового типу з релейним типом керування, при разовому включенні приводу на розгін і подальшому разовому гальмуванні до нульової швидкості з постійними прискореннями.

Х.І. Джафар із співавторами запропонували [4] метод зниження коливань вантажу на гнучкому за допомогою ПД- і ПДД-регуляторів. ПД-регулятор впливає на динаміку руху крану, а ПДД-регулятор – на рух вантажу. Для налаштування ПДД-регулятора використані наступні критерії: інтеграл абсолютної похибки та інтеграл квадратичної похибки. Для пошуку оптимальних коефіцієнтів регуляторів використано метод рою часток (PSO).

А. Актас із співавторами у статті [5] запропонували процедуру налаштування ПДД-контролерів, яка дала змогу підвищити плавність руху крана.

Х. Чен із співавторами у дослідженні [6] запропонували новий оптимізований за часом метод планування траєкторій руху крана. Зокрема, на основі метода диференціальної площини спочатку визначається початок руху системи. Після цього розраховується траєкторія руху системи яка має вигляд кривої В-сплайну що забезпечує плавність руху системи.

Х. Лю із співавторами у роботі [7] запропонував метод планування траєкторії руху крану, який ґрунтується на кривих Безье та методі оптимізації рою частинок (PSO-BC). В результаті його використання авторам вдалось отримати обмеження коливань вантажу.

Проведений аналіз показав значну зацікавленість наукової спільноти у вирішенні задачі коливання вантажу, що закріпленій на гнучкому підвісі. У більшості наукових досліджень переважають методи багатомірної оптимізації. Запропоновані методи не були випробувані в реальних умовах і не відомо як зміна параметрів системи «кран-вантаж» вплине на усунення коливань вантажу. Крім того, більшість авторів у розрахунках не використовували обмежень на рух систем, наприклад на величину рушійного зусилля, швидкість його зміни в часі, швидкість руху крана тощо.

### Мета дослідження

Метою роботи є синтез оптимального регулятора руху системи «кран-вантаж» при врахуванні обмежень на рух системи та дії зовнішніх стохастичних впливів. Метою першої частини статті є постановка задачі оптимального керування рухом крана із вантажем на гнучкому підвісі та встановлення умов стійкості руху динамічної системи.

Для того, що досягнути поставленої мети необхідно виконати наступні задачі: 1) обґрунтувати обмеження, які накладаються на рух системи «кран-вантаж»; 2) запропонувати форму оптимального регулятора руху системи; 3) провести дослідження стійкості руху системи.

### Виклад основного матеріалу

Для проведення досліджень використано двомасову динамічну модель крану з вантажем, яка зображена на рис. 1.

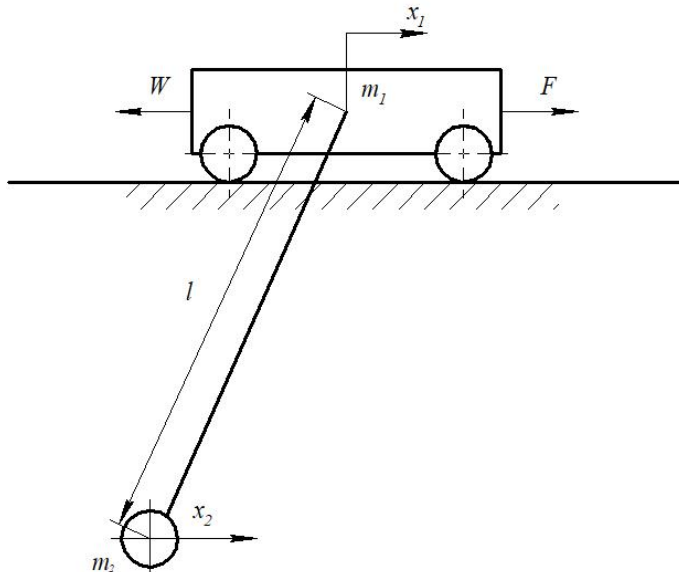


Рисунок 1 – Динамічна модель руху системи «кран-вантаж»

Динамічна модель, яка зображена на рис. 1, описується математичною моделлю:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = F - W; \\ x_1 = x_2 + \frac{l}{g} \ddot{x}_2, \end{cases} \quad (1)$$

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

Для того, щоб виконати постановку задачі синтезу оптимального регулятора необхідно задати крайові умови руху зведених мас системи. Вони мають вигляд:

$$\begin{cases} x_1(0) = x_2(0) = \dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = 0; \\ x_1(T) = x_2(T) = x_T, \dot{x}_1(T) = \dot{x}_2(T) = V, \end{cases} \quad (2)$$

де  $T$  – тривалість розгону системи;  $x_T$  – відстань на яку переміститься кран у кінці розгону;  $V$  – усталена швидкість руху крана. Крайові умови (2) означають рух системи зі стану спокою, а термінальний (кінцевий) стан системи означає усталений рух із усуненням маятникових коливань вантажу.

Існує безліч способів (керувань) переведення системи «кран-вантаж» із початкового у кінцевий стан. Серед цієї множини необхідно обрати один, який би забезпечував мінімізацію критерію:

$$Int = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T P^2 dt} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (F \cdot \dot{x}_1)^2 dt} \rightarrow \min, \quad (3)$$

де  $P$  – потужність двигуна приводу крана. Критерій (3) відображає витрати енергії під час розгону крана. Бажано, щоб витрати енергії були мінімальними – це дозволить підвищити енергоефективність його роботи.

У даному дослідженні використаємо обмеження на величину рушійного зусилля та швидкість його зміни в часі, а також на реверс крана. Перше обмеження пов'язане із перевантажувальною здатністю приводу механізму переміщення крана, а друге – із обмеженням на швидкість наростання струму в частотному перетворювачі, який виступає джерелом живлення електроприводу крана.

Обмеження пов'язане із перевантажувальною здатністю приводу механізму переміщення крана представляється в наступному вигляді:

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

де  $F_{\min}$  та  $F_{\max}$  – мінімально та максимально можливі значення рушійного зусилля приводу механізму переміщення крану. Також накладається обмеження на швидкість зміни рушійного зусилля:

$$\dot{F}_{\min} \leq \dot{F} \leq \dot{F}_{\max}, \quad (5)$$

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

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

$$0 \leq \dot{x}_1 \leq V, \quad t \in [0, T]. \quad (6)$$

Кінематичні обмеження (6) досягаються за рахунок регулювання рушійного зусилля. Як тільки швидкість крана виходить на обмеження, наприклад  $\dot{x}_1 = V$ , подальше збільшення рушійного зусилля, яке може викликати пришвидшення крана, припиняється. Аналогічна ситуація відбувається при  $\dot{x}_1 = 0$  з тією лише різницею, що вводиться заборона гальмівного (від'ємного) зусилля приводу, яке змінює напрям руху крана після його зупинки (змінюється знак  $\dot{x}_1$ ).

Таким чином, задача оптимального керування рухом системи «кран-вантаж» поставлена.

Однією із головних вимог при синтезі оптимального регулятора є забезпечення стійкості руху системи. Дослідження стійкості регулювання руху системи «кран-вантаж» проведемо використовуючи модель (1). Для цього із врахуванням другого рівняння моделі (1) подамо перше рівняння у наступному вигляді:

$$m_1 \left( \ddot{x}_2 + \frac{l}{g} \cdot \overset{IV}{x}_2 \right) + m_2 \cdot \ddot{x}_2 = F - W. \quad (7)$$

Виконаємо спрощення отриманого рівняння (7) та отримаємо:

$$(m_1 + m_2) \cdot \ddot{x}_2 + m_1 \cdot \frac{l}{g} \cdot \overset{IV}{x}_2 = F - W. \quad (8)$$

Поділимо рівняння (8) на коефіцієнт який стоїть перед вищою похідною і отримаємо:

$$\overset{IV}{x}_2 + \ddot{x}_2 \cdot \frac{m_1 + m_2}{m_1} \cdot \frac{g}{l} = \frac{F - W}{m_1} \cdot \frac{g}{l}. \quad (9)$$

Введемо позначення:  $\Omega = \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1} \cdot \frac{g}{l}}$  – частота коливань

вантажу відносно рухомої точки підвісу;  $\Omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l}}$  – частота коливань

математичного маятника;  $\dot{x}_2 = y_2$  (ця заміна дасть змогу понизити порядок рівняння (9) на одиницю);  $u = \frac{F - W}{m_1}$  – регулювання (функція

регулювання руху системи). Тоді можемо математичну модель руху системи (9) представити у наступному вигляді:

$$\ddot{y}_2 + \Omega^2 \cdot y_2 = u \Omega_0^2 \quad (10)$$

Регулятор руху динамічної системи «кран-вантаж» представимо у такому вигляді:

$$u = (x_1 - x_2)K_1 + (V - \dot{x}_1) \cdot K_2 + (V - \dot{x}_2) \cdot K_3, \quad (11)$$

де  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  – коефіцієнти регулятора які необхідно визначити. Із врахуванням заміни  $\dot{x}_2 = y_2$  та другого рівняння системи (1) вираз (11) можна записати у такому вигляді:

$$\begin{aligned} u &= K_1 \cdot \Omega_0^{-2} \cdot \ddot{x}_2 + (V - \dot{x}_2 - \Omega_0^{-2} \cdot \ddot{x}_2) \cdot K_2 + (V - \dot{x}_2) \cdot K_3 = \\ &= V(K_2 + K_3) - (K_2 + K_3)y_2 + K_1 \cdot \Omega_0^{-2} \ddot{y}_2 - \Omega_0^{-2} \cdot K_2 \ddot{y}_2. \end{aligned} \quad (12)$$

З урахуванням виразу (12) модель (10) можемо представити у наступному вигляді:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_2 + \Omega^2 \dot{y}_2 &= \Omega_0^2 \cdot (V(K_2 + K_3) - (K_2 + K_3)y_2 + \\ &+ K_1 \cdot \Omega_0^{-2} \ddot{y}_2 - \Omega_0^{-2} \cdot K_2 \ddot{y}_2). \end{aligned} \quad (13)$$

Спростуючи рівняння (13), будемо мати:

$$\ddot{y}_2 + \dot{y}_2 K_2 + y_2 (\Omega^2 - K_1) + y_2 \Omega_0^2 (K_2 + K_3) = V \Omega_0^2 (K_1 + K_3). \quad (14)$$

Характеристичне рівняння, що відповідає (14), має такий вигляд:

$$s^3 + s^2 K_2 + s(\Omega^2 - K_1) + \Omega_0^2 (K_2 + K_3) = 0. \quad (15)$$

Для того, щоб розв'язок диференційного рівняння (14) був стійкий необхідно, щоб корені його характеристичного рівняння (15) знаходились у лівій півплощині, тобто щоб вони мали від'ємні дійсні частини. Це досягається вибором значень коефіцієнтів регулятора  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$ . Для того, щоб визначити ці значення коефіцієнтів, тобто для забезпечення стійкості руху системи «кран-вантаж», використаємо критерій стійкості Рауса-Гурвіца [8]. Для цього складемо матрицю Гурвіца:

$$H = \begin{bmatrix} K_2 & \Omega_0^2 (K_2 + K_3) & 0 \\ 1 & \Omega^2 - K_1 & 0 \\ 0 & K_2 & \Omega_0^2 (K_2 + K_3) \end{bmatrix}. \quad (16)$$



Тепер складемо діагональні мінори матриці (16):

$$\Delta_1 = K_2;$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} K_2 & \Omega_0^2(K_2 - K_3) \\ 1 & \Omega^2 - K_1 \end{vmatrix} = -K_1 \cdot K_2 + K_2 \cdot \Omega^2 - K_2 \cdot \Omega_0^2 - K_3 - \Omega_0^2;$$

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} K_2 & \Omega_0^2(K_2 + K_3) & 0 \\ 1 & \Omega^2 - K_1 & 0 \\ 0 & K_2 & \Omega_0^2(K_2 + K_3) \end{vmatrix} = (K_2 + K_3) \cdot \Omega_0^2 \cdot (-K_1 \cdot K_2 \cdot \Omega^2 - K_2 \Omega_0^2 - K_3 \cdot \Omega_0^2).$$

Необхідною і достатньою умовою стійкості руху системи «кран-вантаж», згідно критерія Рауса-Гурвіца, є система нерівностей:

$$\begin{cases} \Delta_1 \geq 0; \\ \Delta_2 \geq 0; \\ \Delta_3 \geq 0. \end{cases} \quad (17)$$

Із системи нерівностей (17) можемо отримати:

$$\begin{cases} K_2 \geq 0; \\ K_1 \leq \Omega^2; \\ -K_2 \leq K_3; \\ K_3 \leq \Omega_0^{-2}(-K_1 \cdot K_2 + K_2(\Omega^2 - \Omega_0^2)). \end{cases} \quad (18)$$

Отримані результати дають змогу встановити межі області пошуку коефіцієнтів  $K_1, K_2, K_3$ , які приведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Значення меж пошуку коефіцієнтів  $K_1, K_2, K_3$  регулятора, які забезпечують стійкість руху системи «кран-вантаж»

Параметр	Область пошуку значень
$K_1$	$-5 \cdot 10^6 \dots 0$
$K_2$	$0 \dots 5 \cdot 10^6$
$K_3$	$0 \dots 5 \cdot 10^6$

Області пошуку отримали проаналізувавши нерівності при різних комбінаціях зведених мас вантажу, крана та довжини гнучкого підвісу вантажу.

Отримані межі дають змогу виконати пошук невідомих коефіцієнтів регулятора при яких, за параметрів системи, що відповідають практиці експлуатації кранів, рух системи буде стійким.

---

### **Висновки**

1. Проведено постановку задачі синтезу оптимального регулятора системи «кран-вантаж», яка включає: математичну модель руху системи, крайові умови, обмеження (на величину рушійного зусилля, швидкість його зміни в часі, на реверс приводу крана та неперевикнення номінальної швидкості руху крана).
2. Запропоновано математичну форму регулятора руху системи, яка представляє собою зважену суму фазових координат системи.
3. Проведено дослідження стійкості руху системи «кран-вантаж» за допомогою критерія Раусса-Гурвіца. Це дало змогу знайти межі області пошуку оптимальних значень коефіцієнтів регулятора.

### **Список використаної літератури**

1. Anatolii Shestaka. Proposals for a cargo anti-sway method using motor torque control. Anatolii Shestaka, Lubov Melnikova. Computational problems of electrical engineering. 2018, pp. 24-35.
2. V. S. Scherbakov. Suppression of load's pendular oscillations of a bridge crane with the relay drive at the minimum number of turning on/ V. S. Scherbakov, M. S. Korytov, E.O. Shershneva. Vestnik SibADI. 2015, pp. 44-57.
3. Menghua Zhang. An enhanced coupling nonlinear tracking controller for underactuated 3d overhead crane systems / Menghua Zhang, Xin Ma, Xuwen Rong, Rui Song, Xincheng Tian, and Yibin Li. Asian Journal of Control, 2018, pp. 1-16.
4. H. I. Jaafar. Efficient control of a nonlinear doublependulum overhead crane with sensorless payload motion using an improved PSO-tuned PID controller / H. I. Jaafar, Z. Mohamed, N. A. Mohd Subha, A. R. Husain, F. S. Ismail, Liyana Ramli, M. O. Tokhi, M. A. Shamsudin. Journal of Vibration and Control. 2018, pp. 1-15.
5. Ayhan Aktas. LMI-based design of an I-PD+PD type LPV state feedback controller for a gantry crane / Ayhan Aktas, Hakan Yazici, Mert Sever. Transactions of the Institute of Measurement and Control 2018, pp. 1-16.
6. He Chen. Optimal trajectory planning and tracking control method for overhead cranes / He Chen, Yongchun Fang, Ning Sun IET ControlTheoryAppl., 2016, pp. 692–699.
7. Huasen Liu. Using the Bezier Curve and Particle Swarm Optimization in Trajectory Planning for Overhead Cranes to Suppress the Payloads' Residual Swing / Huasen Liu, Wenming

- 
- Cheng. *Mathematical Problems in Engineering* Volume. 2018, pp. 1-13.
8. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Корн Г., Корн Т. М.: Наука, 1974. – 832 с.

### **SYNTHESIS OF THE OPTIMAL CONTROLLER OF THE „CRANE-LOAD” SYSTEM MOVEMENT. PART 1**

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

**Abstract.** One of the problems in the operation of cranes is elimination of the oscillations of the load on the flexible suspension. They occur during crane movement, as well as under the action of external stochastic influences (wind gusts). The load oscillations are accompanied with increasing of duration of the crane movement cycle. It negatively affects the productivity of the crane, as well as causes additional energy losses.

The paper presents a method of the mentioned problem solving by synthesizing the optimal controller of crane movement. A two-mass crane-load model was used to synthesize the optimal controller. The problem statement uses constraints on the driving force, which is associated with the overload capacity of the drive mechanism, the rate of driving force change (it is related to the constraint on the rate of the current increasing in the frequency converter, which acts as a power source for the drive) and the constraint on the speed of the crane. In the article the optimal controller firm was proposed.

In addition, domain boundaries of the coefficients of the controller, which allowed ensuring the stability of the control, were found. In order to determine these domain boundaries, the Raus-Hurwitz stability criterion was used.

**Key words:** load oscillations, control device, motion stability, synthesis, optimization.

УДК 621.87

DOI: 10.15276/pidtt.3.64.2020.06

<sup>1</sup>Човнюк Ю. В., <sup>2</sup>Остапущенко О. П., <sup>2</sup>Кравченко І. М.

<sup>1</sup> Національний університет біоресурсів і природокористування України

<sup>2</sup> Київський Національний університет будівництва і архітектури

## АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ КРАНОВОГО ВІЗКА З ГНУЧКИМ ПІДВІСОМ ВАНТАЖУ НА ОПТИМАЛЬНИЙ ДИНАМІЧНИЙ РЕЖИМ ЙОГО РУХУ: П. НЕЛІНІЙНА МОДЕЛЬ

*Анотація.* При русі кранового візка вантаж на гнучкому підвісі здійснює нелінійні коливання, які суттєво впливають як на характер руху самого кранового візка, так і на надійність роботи крана, на його продуктивність і безпечність експлуатації. Усунення коливань вантажу при русі кранового візка є актуальною задачею. Зазвичай проблему усунення нелінійних коливань вирішують для перехідних режимів роботи (механічних систем) у періоди пуску/гальмування, або ж протягом усього періоду руху. Як правило, аналіз впливу параметрів самого візка кранової системи на її оптимальні режими функціонування не розглядається (як у лінійній, так і у нелінійній постановках задачі). Мета дослідження полягає у визначенні оптимального режиму руху кранового візка за динамічним критерієм спеціального виду, який мінімізує нелінійні коливання (їх амплітуду відхилення від вертикалі) вантажу на гнучкому підвісі. Задля розв'язку задачі використані методи класичного варіаційного числення. Проведений аналітичний аналіз рівнянь руху вантажу на гнучкому підвісі у разі наявності вертикальних прискорень точки підвісу (фактично рухомого вантажного візка крана).

**Ключові слова:** крановий візок, вантаж, коливання, нелінійність, оптимальний режим, варіаційна задача, аналіз, гнучкий підвіс, вертикальне прискорення точки підвісу.

### Постановка проблеми.

Відомо[1], що під час руху кранового візка вантаж на гнучкому підвісі здійснює, взагалі кажучи, нелінійні коливання (частота яких залежить від амплітуди коливань). Зрозуміло, що ці коливання нелінійного типу суттєво впливають на характер руху і самого візка, на надійність роботи крана, його продуктивність та безпечність експлуатації кранового обладнання в цілому [2]. Тому усунення нелінійних коливань вантажу на гнучкому підвісі при русі кранового вантажного візка є актуальною задачею.

**Аналіз останніх публікацій по темі дослідження.**

Проблему усунення (лінійних) коливань вантажу на гнучкому підвісі при русі вантажного візка (наприклад, мостового крана) розглядають і вирішують певними методами аналізу (чисельні/аналітичні підходи) багато авторів наукових праць, зокрема [3-7]. Автори цитованих робіт вказану проблему усунення лінійних коливань розв'язують для перехідних режимів функціонування кранової системи (пуск/гальмування) чи протягом усього періоду руху [8]. Проте у нелінійній постановці ця задача не розглядалась. Крім того, не враховані вертикальні прискорення точки підвісу вантажу на канаті, які неминуче виникають при русі вантажного візка крана й можуть призвести до небажаних резонансних розгойдувань вантажу.

**Мета роботи** полягає у визначенні умов та параметрів оптимального режиму руху кранового візка за спеціальним динамічним критерієм якості (цього руху), при яких у процесах розгону системи небажані нелінійні коливання вантажу на гнучкому підвісі мінімізовані. При цьому враховуються можливі вертикальні прискорення точки підвісу вантажу на канаті, котрі виникають у вантажному візку крана при його русі вповдовж кранової балки.

**Виклад основного змісту дослідження.**

Вважатимемо, що вантажний візок маси  $m_1$  рухається без тертя вповдовж горизонтальної прямої, а маятниковий підвіс завдовжки  $l$  з точковою масою  $m_2$  обертається навколо вісі, яка проходить через центр маси візка (рис.1). Оскільки центр мас (точка  $C$ ) згідно з законом збереження кількості руху рухається по вертикалі, що проходить через цю точку, а також у випадку, коли у початковий момент його горизонтальна швидкість дорівнювала нулю, тоді точка  $B$  (точкова маса  $m_2$ ) буде рухатись вздовж еліптичної лінії (т.з. еліптичний маятник) [10]. Положення візка маси  $m_1$  зручно визначати координатою  $x_1 = x_A$ , а відхилення підвісу (гнучкого)/канату від вертикалі – визначати кутом  $\varphi$ . Тоді положення точки  $B$  (центр маси вантажу  $m_2$ ) можна подати у вигляді:

$$x_2 = x_A + l \cdot \sin \varphi. \quad (1)$$

В подальшому будемо позначати  $x_1 = x_A \equiv x$ . Тоді  $x_2 = x + l \cdot \sin \varphi$ .

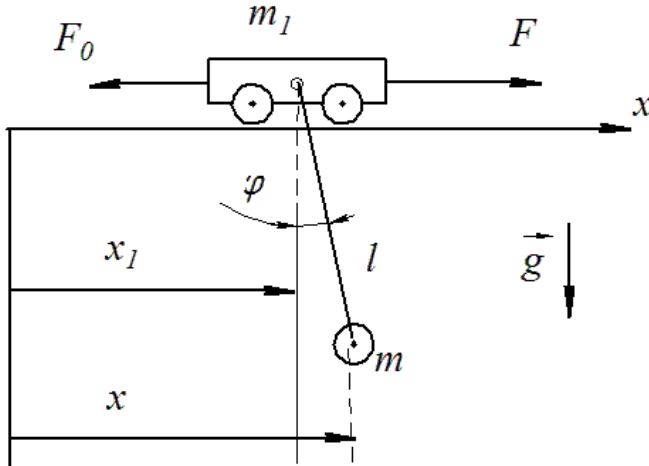


Рисунок 1 Геометрія задачі у нелінійній постановці

( $\vec{g}$  прискорення вільного падіння)

Функція Лагранжа  $L$  для випадку, зображеного на рис.3, має вигляд:

$$L = \frac{(m_1 + m_2)}{2} \dot{x}^2 + \frac{m_2}{2} (l^2 \dot{\varphi}^2 + 2l\dot{x}\dot{\varphi} \cos \varphi) + m_2 g l \cos \varphi. \quad (2)$$

Рівняння Лагранжа для  $x$  та  $\varphi$  зводяться до наступних:

$$\left\{ \begin{aligned} (m_1 + m_2) \ddot{x} - m_2 l \{ \ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi} \sin \varphi \cdot \dot{\varphi} \} &= 0; \\ \ddot{\varphi} + \frac{\left( \frac{m_2}{m_1 + m_2} \right) \sin \varphi \cos \varphi \cdot \dot{\varphi}^2}{\left( 1 - \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot \cos^2 \varphi \right)} + \frac{\frac{g}{l} \sin \varphi}{\left( 1 - \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cos^2 \varphi \right)} &= 0. \end{aligned} \right. \quad (3)$$

Перше рівняння системи (3) легко інтегрується:

$$x = \frac{m_2 \cdot l}{(m_1 + m_2)} \cdot \sin \varphi. \quad (4)$$

Якщо у початковий момент часу ( $t=0$ ) тіло маси  $m_1$  не рухалось, тоді центр мас  $C$  завдяки відсутності горизонтальних сил рухається по вертикалі, яка є віссю ординат [10]:

$$x_c = \frac{m_1 x_1 + m_2 x_2}{(m_1 + m_2)} = x_1 - \frac{m_2 l}{(m_1 + m_2)} \sin \varphi = 0. \quad (5)$$

Розглянемо частинні випадки рівняння системи (3) для  $\varphi$  (друге рівняння цієї системи).

1)  $\varphi \ll 1$  малі кути відхилення;  $\dot{\varphi} \ll 1$  рад/с малі кутові швидкості обертання маси  $m_2$ .

Тоді друге рівняння (3) суттєво спрощується завдяки тому, що  $\sin \varphi \approx \varphi$ ;  $\cos \varphi \approx 1$ ;  $\varphi \cdot \dot{\varphi}^2 \rightarrow 0$ :

$$\frac{m_1 l}{(m_1 + m_2)} \cdot \ddot{\varphi} + g\varphi = 0. \quad (6)$$

Рівняння (6) має розв'язки у вигляді періодичних коливань з періодом  $T$ :

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m_1}{m_1 + m_2}} \cdot \sqrt{\frac{l}{g}}. \quad (7)$$

Коливання канату з вантажем масою  $m_2$  відбувається з частотою  $\Omega$ , яка визначається зі співвідношення:

$$\Omega = \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1}} \cdot \sqrt{\frac{g}{l}}, \quad (8)$$

тобто  $\varphi(t) \sim \begin{cases} \sin \Omega t \\ \cos \Omega t \end{cases}$ .

2) При  $m_1 \gg m_2$  маємо з другого рівняння (3):

$$\ddot{\varphi} + \frac{g}{l} \cdot \sin \varphi = 0. \quad (9)$$

Тобто у цьому випадку маємо рівняння нелінійного математичного маятника [11].

3)  $m_2 \gg m_1$  цей випадок не розглядаємо, як нереальний для практики вантажопідійомних кранів.

Отже, у нелінійній постановці задачі для випадку  $m_1 \gg m_2$  маємо:

$$\left\{ x_1 = x_A = \frac{m_2 l}{m_1} \cdot \sin \varphi; \ddot{\varphi} + \frac{g}{l} \cdot \sin \varphi = 0. \right. \quad (10)$$

З цієї системи рівнянь маємо наступне співвідношення між  $x_1 \equiv x$  й  $\ddot{\varphi}$ :

$$x = x_1 = -\frac{m_2 l^2}{m_1 g} \cdot \ddot{\varphi}. \quad (11)$$

Співвідношення між  $x_1$  й  $\varphi$  (або між  $x$  та  $\varphi$ ) дозволяють коректно ввести початкові/кінцеві умови руху системи у період її розгону, коли  $t \in [0, t_p]$ , де  $t_p$  тривалість розгону системи до усталеного режиму руху.

Отже, будемо використовувати у подальшому таку систему співвідношень між  $x$  та  $\varphi$ :

$$\left\{ x = \frac{m_2 l}{m_1} \cdot \sin \varphi; x = -\frac{m_2 l^2}{m_1 g} \cdot \ddot{\varphi}. \right. \quad (12)$$

Встановимо закон зміни з плином часу  $t$ , за якого для  $\varphi(t)$  виконується наступний критерій якості руху системи:



$$\int_0^{t_p} \varphi^2 dt \rightarrow \min. \quad (13)$$

З рівняння системи (10) для  $\ddot{\varphi}$  маємо необхідну умову Ейлера-Пуассона наступного виду [9]:

$$\varphi^{(IV)} = 0. \quad (14)$$

Тоді розшукуємо  $\varphi(t)$  у вигляді:

$$\varphi(t) = A_0 + A_1 t + A_2 t^2 + A_3 t^3. \quad (15)$$

Оскільки для  $x(t)$  повинні виконуватись наступні умови:

$$x|_{t=0} = 0; \dot{x}|_{t=0} = 0; x|_{t=t_p} = \Delta; \dot{x}|_{t=t_p} = V, \quad (16)$$

де  $V$  швидкість усталеного руху візка маси  $m_1$  після закінчення періоду пуску, а  $\Delta$  шлях, який візок пройде за час, який дорівнює  $t_p$ . Тоді, використовуючи рівняння системи (12) та умови (16), можна для визначення коефіцієнтів виразу (15) записати:

$$\varphi|_{t=0} = 0; \dot{\varphi}|_{t=0} = 0; \ddot{\varphi}|_{t=t_p} = -\frac{\Delta m_1 g}{m_2 l^2}; \ddot{\varphi}|_{t=t_p} = -\frac{V m_1 g}{m_2 l^2}. \quad (17)$$

Тоді, виходячи з умов (17) для коефіцієнтів  $A_0, A_1, A_2, A_3$  виразу (15) маємо:

$$A_0 = 0, A_1 = 0; 2A_2 + 6A_3 t_p = -\frac{\Delta m_1 g}{m_2 l^2}; 6A_3 = -\frac{V m_1 g}{m_2 l^2}. \quad (18)$$

З виразів, поданих у (18), можна легко знайти коефіцієнти  $A_2$  та  $A_3$ :

$$A_3 = -\frac{V m_1 g}{6 m_2 l^2}; A_2 = \frac{m_1 g}{2 m_2 l^2} \{-\Delta + V t_p\}. \quad (19)$$

Таким чином, закон руху системи у нелінійній постановці (для

$m_1 \gg m_2$ ), за якого реалізується критерій якості руху (13) (тобто мінімізуються при розгоні маятникові коливання вантажу), має наступний вигляд у координатах  $x(t)$ ,  $\varphi(t)$ :

$$\varphi(t) = A_2 t^2 + A_3 t^3; x(t) \equiv x_1(t) = \frac{m_2 l}{m_1} \sin \{A_2 t^2 + A_3 t^3\}, \quad (20)$$

де константи  $A_2$  й  $A_3$  знаходимо зі співвідношень (19).

Зазначимо, що розв'язок рівняння для  $\varphi$  у системі (10), коли не приймаються ніякі заходи щодо підвищення якості руху кранового візка з закріпленим на канаті вантажем (зменшення небажаних маятникових коливань вантажу), має наступний вигляд [12-14]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi(t) = 2 \arcsin \{k_1 sn [k_1 (kt + \delta_1), k_1]\}, 0 \leq k_1 \leq 1, k_1^2 = 1 + \frac{1}{2} a, \\ -2 \leq a < 0, T_1 = 4K(k_1), \varphi_0 = 2 \arcsin k_1, k = \sqrt{\frac{g}{l}}, \end{array} \right. \quad (21)$$

де:  $\delta_1$  довільна фазова постійна при  $\varphi(t)$  за наявності режиму коливань,  $T_1$  період коливань,  $\varphi_0$  амплітуда коливань,  $sn$  еліптичний синус,  $K$  повний еліптичний інтеграл I-го роду,  $k_1$  модуль еліптичних функцій.

Розглянемо далі можливості керування рухом маятника шляхом зміни прискорення точки його підвісу ( $\ddot{s}$ ). Основне рівняння руху вказаного маятника (у нелінійній постановці) має вид:

$$\ddot{\varphi} + \Omega^2 \cdot \sin \varphi = -\frac{\ddot{s}}{l} \cdot \cos \varphi, \quad \Omega^2 = \frac{g}{l} \quad (22)$$

за початкових умов типу:

$$\varphi|_{t=0} = \varphi_0; \dot{\varphi}|_{t=0} = \dot{\varphi}_0. \quad (23)$$

За умови  $\varphi \ll 1$ :  $\sin \varphi \approx \varphi$ ,  $\cos \varphi \approx 1 - \frac{\varphi^2}{2}$ . Тому, замість (22)

маємо наступне рівняння:

$$\ddot{\varphi} + \Omega^2 \cdot \varphi - \frac{\ddot{s}}{l} \cdot \frac{\varphi^2}{2} \cong -\frac{\ddot{s}}{l}. \quad (24)$$

Звідси для  $\varphi^2$  маємо:

$$\varphi^2 \approx \left\{ \ddot{\varphi} + \Omega^2 \cdot \varphi + \frac{\ddot{s}}{l} \right\} \cdot \frac{2l}{\ddot{s}}. \quad (25)$$

Розглянемо співвідношення (25) за умови, коли  $\ddot{s} = a = const$ , тоді (25) зведеться до виразу:

$$\varphi^2 \approx \left\{ \ddot{\varphi} + \Omega^2 \cdot \varphi + \frac{a}{l} \right\} \cdot \frac{2l}{a}. \quad (26)$$

Розшукаємо закон руху  $\varphi(t)$ , за якого виконується наступний критерій якості цього руху:

$$\int_0^{t_p} \varphi^2 dt \rightarrow \min. \quad (27)$$

Рівняння Ейлера-Пуассона (необхідна умова реалізації критерію (27)) має вид:

$$\Omega^2 + \varphi^{(IV)} = 0 \quad (28)$$

Для розв'язку (28) використаємо початкові умови типу (17). Сам розв'язок розшукуємо у вигляді:

$$\varphi(t) = \tilde{A}_0 + \tilde{A}_1 t + \tilde{A}_2 t^2 + \tilde{A}_3 t^3 - \frac{\Omega^2 \cdot t^4}{4!}. \quad (29)$$

Використовуючи умови (17), для коефіцієнтів  $\tilde{A}_i, i = (0; 1; 2; 3)$ , матимемо:

$$\left\{ \begin{array}{l} \tilde{A}_0 = 0; \tilde{A}_1 = 0; 2\tilde{A}_2 + 6\tilde{A}_3 t_p - \frac{\Omega^2 t_p^2}{2} = -\frac{\Delta m_1 g}{m_2 l^2}; \\ 6\tilde{A}_3 - \Omega^2 t_p = -\frac{V m_1 g}{m_2 l^2} \end{array} \right., \quad (30)$$

звідси отримаємо для  $\varphi(t)$  наступний вираз:

$$\varphi(t) = \left\{ -\frac{\Omega^2 t_p^2}{4} + \frac{m_1 g}{2m_2 l^2} \cdot (-\Delta + V t_p) \right\} \cdot t^2 + \frac{1}{6} \cdot \left( \Omega^2 t_p - \frac{V m_1 g}{m_2 l^2} \right) \cdot t^3 - \frac{\Omega^2 t^4}{24} \quad (31)$$

Закон руху  $x(t)$  вантажного візка при цьому визначається зі співвідношень (12).

Якщо  $\ddot{s} = \ddot{s}(t)$  і, крім того,  $s^{(IV)} \neq 0$ , тоді у наближенні  $\varphi \ll 1$  й  $\cos \varphi \approx 1$ ,  $\sin \varphi \approx \varphi$ , рівняння (22) набуває виду:

$$\ddot{\varphi} + \Omega^2 \cdot \varphi = -\ddot{s} / l. \quad (32)$$

Розв'язок  $\varphi(t)$ , який задовольняє критерію якості руху (27), розшукуємо з рівняння Ейлера-Пуассона [9] виду:

$$\varphi^{(IV)} + \frac{s^{(IV)}}{l} = 0. \quad (33)$$

(Закон руху точки підвісу вантажу до вантажного візка крана  $s(t)$  як мінімум повинен бути сплайном по  $t$  четвертого порядку).

Розв'язок  $\varphi(t)$  для (33) розшукуємо у вигляді:

$$\varphi(t) = \tilde{A}_0 + \tilde{A}_1 \cdot t + \tilde{A}_2 \cdot t^2 + \tilde{A}_3 \cdot t^3 - \frac{s(t)}{l} \quad (34)$$

Коефіцієнти  $\tilde{A}_0, \tilde{A}_1, \tilde{A}_2, \tilde{A}_3$  знаходимо з умов (17), тоді матимемо наступні співвідношення:

$$\left\{ \begin{array}{l} \tilde{A}_0 = 0; \tilde{A}_1 = 0; 2\tilde{A}_2 + 6\tilde{A}_3 \cdot t_p - \frac{\ddot{s}(t_p)}{l} = \frac{\Delta m_1 g}{m_2 l^2}; \\ 6\tilde{A}_3 - \frac{\ddot{s}(t_p)}{l} = -\frac{V m_1 g}{m_2 l^2} \end{array} \right. \quad (35)$$

Зрозуміло, що  $x(t)$  за закону  $\varphi(t)$ , який визначається співвідношеннями (34), (35), можна знайти за допомогою формул (12).

### Висновки

1. Обґрунтована нелінійна фізико-механічна та математична моделі, які адекватно описують динаміку кранового візка з гнучким підвісом вантажу, характерну для функціонування мостових кранів.

2. Встановлені закони оптимального динамічного режиму руху розглянутої системи  $x(t)$  (для візка) й  $\varphi(t)$  (для вантажу на канаті), за яких мінімізуються у процесі пуску нелінійні коливні процеси (маятникового типу) при відхиленні вантажу на гнучкому підвісі від вертикалі (за умов прискореного руху точки підвісу вантажу, зокрема).

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку кінематично-силових параметрів та оптимальних режимів (пуску) руху мостових кранів, які мінімізують небажані для функціонування останніх маятникові (нелінійні) коливання вантажу на гнучкому підвісі як на стадіях проектування/конструювання, так і у режимах їх реальної експлуатації.

### Список використаної літератури

- 1.Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов/Н.А.Лобов. М.: Машиностроение, 1987. 160 с.
- 2.Сергеев С.Т. Надежность и долговечность подъемных кранов/С.Т.Сергеев. К.: Техніка, 1968. 238 с.
- 3.Перельмутер М.М. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на него электроприводом/М.М.Перельмутер, Л.Н.Пляхов//Электромеханика. 1971. №7. С.769-774.
- 4.Аксенов Л.Б. Синтез системы для гашения колебаний груза/Л.Б.Аксенов//Подъемно-транспортные машины. 1981. №10. С.66-69.
- 5.Герасимьяк Р.П. Оптимальное управление крановым механизмом передвижения/Р.П.Герасимьяк, Л.В.Петренко//Автоматика.

Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. 1999. №1. С.87-94.

6.Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами/А.А.Смехов, Н.И.Ерофеев. М.: Машиностроение, 1975. 239 с.

7.Ловейкін В.С. Про можливість оптимізації режиму пуску механізму пересування кранового візка за різними критеріями/В.С.Ловейкін, В.Ф.Ярошенко, Ю.О.Ромасевич//Підйомно-транспортна техніка. Дніпропетровськ: ДПТ, 2007. Вип.№3. С.15-23.

8.Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин/В.С.Ловейкин.К.: УМК ВО, 1990.168 с.

9.Эльсгольц Л.Э.Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление/Л.Э.Эльсгольц. М.: Наука, 1969. 424 с.

10.Кошовий Г.Ш. Класичні та сучасні методи варіаційного числення/Г.І.Кошовий, В.М.Павленко, Б.Л.Голінський. Х.: Національний аерокосмічний університет ім.М.Є.Жуковського "Харківський авіаційний інститут", 2011. 304 с.

11.Бережной Ю.А. Специальные функции теоретической физики/Ю.А.Бережной, А.Г.Гах. Х.: ХНУ, 2011. 124 с.

12.Журавский А.М. Справочник по эллиптическим функциям/А.М.Журавский. М.Л.: Изд-во АН СССР, 1941.

13.Янке Е. Специальные функции. Формулы, графики, таблицы/Е.Янке, Ф.Эмде, Ф.Леш. М.: Наука, 1977.

14. Градштейн И.С. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений/И.С.Градштейн, И.М.Рыжик. М.: Физматгиз, 1962.

## **CRANE TROLLEY WITH FLEXIBLE LOAD SUSPENSION PARAMETERS INFLUENCE ANALYSIS ON THE OPTIMAL DYNAMIC MOVEMENT MODE. I: NONLINEAR MODEL**

Chovnyuk Y. V., Ostapushchenko O. P., Kravchenko I. M.

*Nathional University of Bioresources and Life Sciences of Ukraine,*

*Kyiv National University of Construction and Architecture*

**Annotation.** Moving a crane trolley a flexible suspension load carries nonlinear oscillations, which significantly affect both the nature of the crane trolley's movement and the reliability of the crane's operation, its productivity and safety of operation. The load fluctuations elimination of crane truck moving is an urgent task. Usually, the eliminating nonlinear oscillations problem is solved for transient modes operation (mechanical systems) during start-up / braking periods or throughout the entire motion period. As a rule, the analysis of the crane truck parameters influence itself on its optimal operation modes is not considered (both in linear and

---

nonlinear problem formulations). The study purpose is to determine the optimal movement mode of crane truck movement by a dynamic criterion of a special kind that minimizes nonlinear oscillations (their amplitude of deviation from the vertical) on a flexible load suspension. Classical variational calculus methods are used to solve the problem. Analytical equations cargo movement analysis on a flexible suspension movement in the case of vertical suspension point acceleration (actually crane truck moving).

**Keywords:** crane trolley, load, vibrations, nonlinearity, optimal mode, variational problem, analysis, flexible suspension, suspension point's vertical acceleration.

УДК 621.873–52

DOI: 10.15276/pidtt.3.64.2020.07

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

**Федерякін І. О.**

*Національний університет «Запорізька політехніка»*

## ТРАНСФОРМАЦІЯ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ КРАНІВ В РОБОТИ

***Анотація.** Комплексно досліджені конструктивні і експлуатаційні передумови трансформації спеціальних вантажопідйомних кранів з жорстким підвісом вантажу в підйомно-транспортні крани-роботи. Проведено позиційно-точностной, структурний, функціонально-вартісний і динамічний аналізи основних приводів спеціальних кранів мостового типу. Результати дослідження дозволили вважати обґрунтованим створення підйомно-транспортних кранів-роботів, а також перекваліфікацію цілого ряду існуючих спеціальних кранів в крани-роботи за умови дооснащення їх системами автоматичного керування.*

*Запропонована досить сучасна концепція поєднання в крані-роботі узагальнених переміщень від використовуємих керованих приводів, як транспортних, та переміщень з високою точністю позиціонування за рахунок введення збиткових ступенів рухомостей.*

***Ключові слова:** підйомно-транспортний кран-робот, мультидисциплінарний аналіз, точність позиціонування, функціонально-вартісний аналіз, динамічні дослідження, точність позиціонування, збиткові ступені рухомості.*

Скорочення технологічного циклу виробництва, в певній мірі, пов'язано з механізацією і автоматизацією підйомно-транспортних, складальних і складських робіт. При здійсненні комплексної автоматизації виробництва слабким місцем все ще залишаються транспортні і перевантажувальні операції. В сучасних виробництвах одним з ефективних засобів автоматизації є роботизація. Розробка і розвиток підйомно-транспортних промислових роботів (ПТПР) відстає від загального розвитку ПР, вантажопідйомності яких поки обмежені. Поряд з цим існують і успішно виконують функції ПТПР деякі спеціальні технологічні крани, наприклад, крани-штабелювальники, баланс-крани, кліщові, стріперні, мульдозавальні, пратцен-крани, контейнерні перевантажувачі і інші.

Деякі з них, оснащені програмним управлінням, можуть забезпечувати автоматичне захоплення, утримання і перенесення



самих різних об'єктів, а при необхідності і маніпулювання ними. Структурний, динамічний, позиційно-точностной і функціонально-вартісний аналізи маніпуляційних систем таких кранів повинні підтвердити, що принципи їх побудови і технічні характеристики відповідають маніпуляційним системам ПР. Такі крани-маніпулятори мають від 3 до 6 ступенів рухливості і слід комплексно довести, що ці крани можуть бути використані в якості базових для створення важких і надважких ПТПР, що можуть працювати з достатньою та високою точністю позиціонування. Це і є основною метою даної статті.

## 1 Структурно-точностной аналіз

Існує широкий клас мостових кранів з жорстким підвісом вантажу, які використовуються на більшості підприємств в якості основного обладнання для виконання перевантажувально-транспортних робіт. Вони, по суті, є маніпуляційними системами з числом ступенів рухливості три і більше, які працюють в прямокутній і циліндричній системах координат. Розробка способів і засобів програмованого управління цими кранами дозволить перевести їх в клас промислових роботів і виключити присутність людини в небезпечних зонах.

Для мультидисциплінарного дослідження залучено металургійний кліщовий кран з жорстким підвісом вантажу. Цей кран на комбінаті «Запоріжсталь» завантажує зливки сталі масою  $Q = 20$  т в колодязні печі, і переміщує нагріті зливки з колодязів на зливковоз, який подає їх на обтискний стан. Розміщення колодязних печей, нормоване розташування злиwkів в печах, положення платформ з досить точною координацією положення злиwkів, автоматично керований зливковоз - все це створює очевидні передумови та необхідність переведення кліщового крана в категорію крана-робота.

Для проведення позиційно-точностного аналізу складено структурну схему (рис. 1) кліщового крана за принципом розімкнутого кінематичного ланцюга маніпуляційної системи МС ПР.

Всі переміщення точки  $M$  захоплювача, які забезпечують приводи ступенів рухомості в реальному кліщовому крані, виконуються з відхиленнями від програмних рухів (з помилками), що впливає на точність позиціонування зливка (т.  $M$ ) в Декартовій системі координат. На точність позиціонування впливають: помилки відпрацювання узагальнених координат, зазори в сполученнях, знос контактних елементів кінематичних пар, статичні помилки пружних деформацій від вагового впливу, динамічні помилки при перехідних процесах спрацьовування приводів.

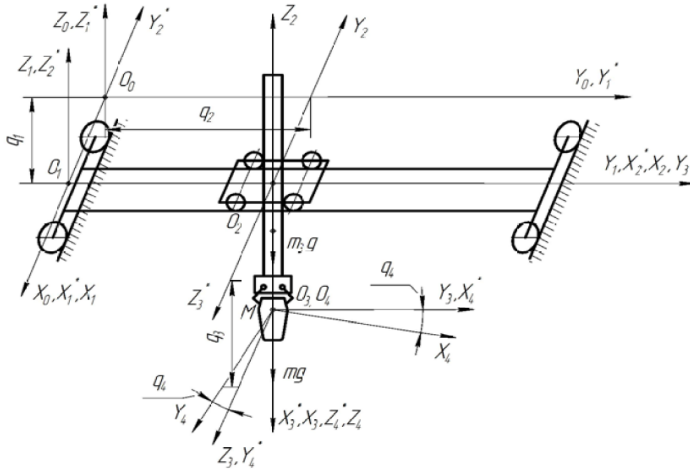


Рисунок 1 – Структурна схема підйомно-транспортного металургійного кліщового крана-робота

На схемі вказано:  $X_0, Y_0, Z_0$  - абсолютна Декартова система координат, перший октант;  $X_i, Y_i, Z_i$  - відносна система координат після виконання  $i$ -го узагальненого переміщення;  $X_i^*, Y_i^*, Z_i^*$  - перехідна система координат;  $q_1, q_2, q_3, q_4$  - узагальнені переміщення ступенів рухомості (рухи приводів крана);  $m_3g, mg$  - сили тяжіння, відповідно, третьої ланки МС (колони крана) і вантажу в захоплювачі (зливка в кліщах крана).

З помилок для кліщового крана був зібраний статистичний матеріал в виробничих умовах і взяті нормативні дані. Вагові та жорсткісні данні кожної ланки МС отримані з проектної документації на кран і шляхом розрахунку.

У загальному вигляді для структурної схеми МС складено функцію положення (1) точки М (точка закріплення кернів кліщового крана на зливку).

$$r_M^{(0)} = \left\{ \begin{aligned} & [X_e(\alpha\varphi - \cos\alpha \cos\varphi) + Y_e(\varphi \cos\alpha + \alpha \cos\varphi)] \sin(q_4 + \Delta q_4) - \\ & [X_e(\alpha \cos\varphi + \varphi \cos\alpha) + Y_e(\cos\alpha \cos\varphi - \alpha\varphi + (\beta + \theta)\cos\varphi)] \sin(q_4 + \Delta q_4) + \\ & [Z_e(1 - (\beta + \theta)\cos\alpha) - X_e\alpha(\beta + \theta)] \sin(q_4 + \Delta q_4) - \\ & - [X_e(\varphi \cos\alpha + \alpha \cos\varphi) + Y_e(\cos\alpha \cos\varphi + \alpha\varphi)] \cos(q_4 + \Delta q_4) + \\ & + [X_e(\alpha\varphi - (\beta + \theta)\cos\varphi - \cos\alpha \cos\varphi) + Y_e(\alpha \cos\varphi + \varphi \cos\alpha)] \cos(q_4 + \Delta q_4) + \\ & - Y_e\alpha(\beta + \theta) + X_e(1 - (\beta + \theta)\cos\alpha) \cos(q_4 + \Delta q_4) - \\ & + Z_e\gamma(\varphi \cos\alpha + \alpha \cos\varphi) + (q_1 + \Delta q_1) \\ & + Z_e \cos\varphi(\gamma \cos\alpha - \beta - \theta) - [(H + q_3 + \Delta q_3)(\beta + \theta) + (q_2 + \Delta q_2)] \cos\varphi, \\ & - Z_e(1 - \gamma(\beta + \theta)\cos\alpha - H - (q_3 + \Delta q_3)) \end{aligned} \right. \quad (1)$$

де  $\Delta q_1, \Delta q_2, \Delta q_3, \Delta q_4$  - помилки відпрацювання узагальнених координат, м, рад;

$H$  - максимальна висота підйому зливка, м;

$X_e, Y_e, Z_e$  - координати ексцентриситету центра ваги зливка щодо т.М, м;

$\varphi, \alpha, k$  - перекося крана, візка, колони, м, рад;

$\beta + \theta$  - помилки (нормативні відхилення) установки підкранових і підвізкових рейок, в тому числі статичні, м, рад.

Шляхом розкладання функції положення (1) в ряд Тейлора і подальшого частинного диференціювання по узагальненим координатам  $q_i$  і по помилкам  $\Delta q_i$  отриманий вектор-стовпчик помилок позиціонування т. М для кліщового металургійного крана-робота в загальному вигляді. Після підстановки у вектор-стовпчик фактичних і розрахункових параметрів кліщового крана  $Q = 20$ т заводу «Запоріжсталь» отримано такі максимальні значення помилок позиціонування точки захоплення М:  $\Delta X = 175$  мм;  $\Delta Y = 75$  мм;  $\Delta Z = 61$  мм.

Досліджені значення помилок цілком задовольняють допустимій точності позиціонування металургійних злиwkів на всіх фазах роботи з ними в пічному відділенні заводів «Запоріжсталь» і «Дніпрспецсталь» та ін.

## 2 Функціонально-вартісний аналіз

Так як найбільші помилки позиціонування мають місце по осям поздовжніх переміщень крана і візка, більш глибокому мультидисциплінарному аналізу слід піддати приводи механізмів пересування кранів мостового типу.

Трансформація мостового крана в ПР супроводжується розширенням його функціональних можливостей. ПР повинен забезпечувати кероване позиціонування, виконання керуючої програми, задану точність позиціонування і т.д. Однак, вказані функції характерні, в основному, для стаціонарних ПР, тоді як кран-робот - це об'єкт, який переміщається в горизонтальній площині. Мостовий кран-робот повинен володіти такою важливою споживчою характеристикою, як точність позиціонування, особливо необхідною на операціях навантаження матеріалів в транспортний засіб зі стабільними розмірами, а також при складанні будівельних об'єктів, машин, суден та ін.

Попередньо проведений порівняльний функціонально-структурний аналіз ПР і мостового крана показав, що поряд із загальними функціями, характерними для цих машин, є і суттєві відмінності, зумовлені призначенням головної функції ПР і крана.

Тому формальна перекласифікація мостового крана в кран-робот неможлива, так як зміна функцій при незмінній структурі в технічних системах, як правило, є нереальною. Розвиток мостового крана в кран-робот супроводжується збільшенням числа функцій виправлення керуючої програми. Але такі функції, як: точність позиціонування, рух в потрібному програмному напрямку і швидкість реакції на керуючі команди процесора складають притаманну тільки крану-роботу властивість - керованість. Одночасно механізми крана-робота повинні мати високий рівень надійності і безвідмовності, що забезпечує його функціонування як автоматичного маніпулятора. Отже, споживчі характеристики крана-робота припускають високу конструктивну досконалість всіх його вузлів, які працюють в режимі ПР, і рівень керованості, що відповідає сучасним технологіям.

Найбільш проблемним з точки зору забезпечення прецизійної точності позиціонування кран-робота, як видно з дослідження, є поздовжнє переміщення крана.

Для обґрунтування можливості трансформації мостового крана в кран-робот проведено мультидисциплінарний аналіз декількох конструктивних схем механізмів пересування крана (рис. 2). Повнота представництва функції має місце в механізмі пересування з центральним приводом для мостового крана вантажопідйомністю  $Q = 20$  т, прольотом  $L = 28,5$  м (рис. 2 схема 1). Зазначена схема прийнята в якості базової для функціонального аналізу. Вибір об'єкта аналізу обумовлений його значимістю з точки зору забезпечення керованості крана-робота, так як конструкція механізму пересування визначає його динамічні характеристики, від яких залежить виконання керуючої програми і точність позиціонування. Керованість крана-робота, в свою чергу, виступає одним з основних факторів, що впливають на добову продуктивність крана в автоматичному режимі. Інші технічні властивості розглянутих схем механізму пересування адекватні.

Складність завдання трансформації мостового крана в кран-робот потребує доповнення функціонально-структурного аналізу механізму пересування розрахунком його функціональної організованості та кількісних оцінок його динамічних характеристик, а також визначенням точності позиціонування.

На інформаційному етапі дослідження механізму пересування розроблено структурно-вартісну схему (табл. 1) і функціонально-структурну матрицю механізму (табл. 2).

Характеристики структурно-вартісної схеми вказують на значне розходження в кількісних оцінках за первісною вартістю і поточними витратами на ремонт. Розглянута модель механізму пересування виступає відправним моментом для встановлення і формулювання функції механізму пересування з центральним приводом і вузлів що входять в нього (табл. 2).

Визначені і систематизовані функції спільно з конструктивними елементами оцінюються за значимістю в забезпеченні працездатності механізму пересування крана. Крім того, функціональну матрицю необхідно доповнити новими функціями, властивими крану-роботу: виконання керуючої програми, позиціонування із заданою точністю, швидкодія.

Зіставлення структурно-вартісної моделі (табл. 1) з функціонально-структурною матрицею (табл. 2) механізму пересування дозволило встановити витрати на здійснення функцій і виявити джерела витрат. Згідно табл. 2 функції F7, F8 і F12 можуть бути повністю виключені, а разом з ними і такі конструктивні вузли, як трансмісійний вал і муфти.

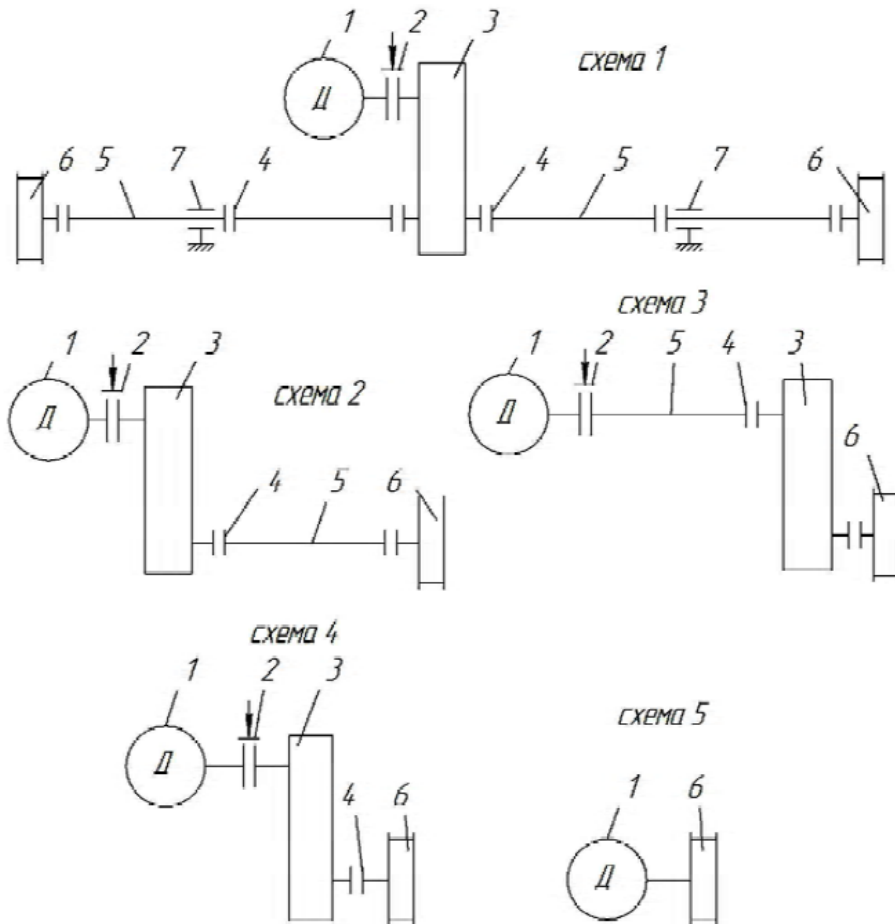


Рисунок 2 – Конструктивні схеми приводів мостових кранів:  
1 - двигун; 2 - гальмо; 3 - редуктор; 4 - муфта; 5 - трансмісійний вал;  
6 - ходове колесо; 7 - проміжна опора

Таблиця 1 - Структурно-вартісна схема механізму пересування з центральним приводом

Питома вага вузла, %	Електродрвигун	Редуктор	Гальмо	Трансмiсiйний вал	Муфти	Ходові колеса
У вартості механізму	17	26	8	9	15	25
В експлуатаційних витратах	10	15	12	13	23	27

Економію витрат в умовних одиницях можна розрахувати за формулою

$$C = \mathcal{E}_{TB} + \mathcal{E}_M + \mathcal{E}_p - \mathcal{E}_y, \quad (2)$$

де  $C$  - економія витрат на виробництво, експлуатацію та модернізацію механізму пересування (вартість функцій  $F_7, F_8, F_{12}$  і  $F_6, F_9, F_{10}$ );

$\mathcal{E}_{TB}$  - вартість трансмісійного вала;

$\mathcal{E}_M$  - вартість муфти;

$\mathcal{E}_p$  - витрати на ремонт валів і муфт;

$\mathcal{E}_y$  - вартість пристрою мікропроцесорного керування приводом.

Остаточна вартісна оцінка механізму пересування може бути виконана обиранням кращого варіанта конструкції механізму пересування крана-робота.

Технічне здійснення функцій крана-робота в морфологічній матриці розглянуто в чотирьох можливих варіантах конструктивних рішень приводу механізму пересування (рис. 2) в сукупності з базовим.

Передача крутного моменту з редуктора 3 на колесо 6 здійснюється через трансмісійний вал 5 і муфти 4 (рис. 2, схема 1 і 2). Крім того, на схемі 1 для підтримки трансмісійних валів використовуються проміжні опори 7. Ця схема з центральним приводом. У схемі 2 редуктор передає обертання на одне приводне колесо 6 через муфту 4 і вал 5.

На схемах 3 і 4 обертання від редуктора 3 передається через муфту 4 на колесо 6 без трансмісійних валів. Варіанти 2, 3, 4 і 5 є схемами з розподільними приводами.

Таблиця 2 - Склад функцій механізму пересування та їх носії

Види функцій		Індекс	Найменування функції	Носій функцій	
Головна		$F_0$	Переміщення крана	Механізм пересування крана	
Основні (робочі)		$F_1$	Рух крана	Ходове колесо Електродвигун	
		$F_2$	Створення крутного моменту		
		$F_3$	Гальмування крана	Гальмо Ходове колесо	
		$F_4$	Опорна		
Допоміжні	Забезпечуючі	$F_5$	Передача крутного моменту	Трансмісійний вал Редуктор	
		$F_6$	Зниження частоти обертання		
	Сполучні	$F_7$	З'єднання двигуна і редуктора	Муфта Муфти та трансмісійний вал	
		$F_8$	З'єднання редуктора і ходового колеса		
	Фіксуючі		$F_9$	Фіксація співвісності вихідного вала і редуктора	Муфта Муфти та трансмісійний вал
			$F_{10}$	Фіксація співвісності валів редуктора і ходового колеса	
			$F_{11}$	Співвісність вала двигуна і трансмісійного вала	Редуктор Майданчик (ліжко)
			$F_{12}$	Закріплення механізму пересування на головній балці	

Схема 5 має двигун 1 з вбудованим гальмом 2. Крутний момент передається відразу на приводне колесо 6 без передавальних елементів. Дана схема є безтрансмісійним приводом і може мати модульне виконання.

Мультидисциплінарну оцінку раціонального варіанту привода механізму пересування крана-робота виконано в два етапи: дослідження конструктивної (організаційної) досконалості, а потім були розраховані динамічні характеристики всіх п'яти варіантів морфологічної матриці.

В результаті системного дослідження функціонально-структурної моделі механізму пересування отримано кількісні оцінки конструкцій, які дозволяють більш достовірно оцінити їх технічні характеристики на відповідність новим функціям, що складають властивість крана-робота - керованість.

Рівень функціональної організованості конструкції механізму пересування для крана-робота визначається за допомогою сукупності коефіцієнтів рівня функціональної організації  $I$ ; коефіцієнта організованості системи  $K_{орг}$ ; коефіцієнта функціонального втілення  $K_{фв}$  і коефіцієнта функціонального розмаїття  $K_{фр}$ . Числові величини коефіцієнтів (табл. 3) відображають ступінь технічної досконалості досліджуваних конструкцій морфологічної матриці по відношенню до базової.

Параметр  $I$  характеризує ступінь інформаційної доцільності технічної системи, коефіцієнт  $K_{орг}$  показує рівень функціонального навантаження,  $K_{фр}$  відображає актуалізацію функцій (питома вага основних функцій),  $K_{фв}$  вимірює ступінь зосередження основних функцій.

Динаміка параметрів функціональної організації структурних схем приводів зменшується, тим самим, характеризуючи зростаючий рівень впорядкованості системи. Вона супроводжується підвищенням конструктивної досконалості механізму пересування, так як виконання необхідних функцій забезпечується меншою кількістю деталей.

Чисельні параметри конструкції були доповнені парним кореляційним аналізом їх динаміки від числа допоміжних функцій у вузлі.

Отримані характеристики організованості розглянутих схем доводять, що найбільш досконалою конструкцією механізму пересування для крана-робота є схема 5 (рис. 2).

Таблиця 3 - Оцінка організованості конструкцій механізму пересування для крана-робота

Показник	Номер схеми (рис. 2)				
	1	2	3	4	5
Число елементів в системі	17	16	16	10	4
$I$	4,08	4,0	4,0	3,32	2,0
$K_{орг}$	0,24	0,25	0,25	0,33	0,5
$K_{фр}$	0,051	0,052	0,052	0,09	0,33
$K_{фв}$	0,065	0,055	0,055	0,1	0,5



### 3 Динамічний аналіз

Для найбільш повного задоволення споживчих функцій керуваності і точності позиціонування система кран-робот повинна мати виконавчі органи, особливо виконавчі приводи, з хорошими динамічними властивостями.

Динамічні властивості без урахування демпфування різних схем приводів кранів можуть бути оцінені по динамічним похибкам і коефіцієнтам динамічності в елементах приводів під час перехідних і сталих режимів роботи [3]. Динамічний аналіз зручно проводити на ланцюгових багатомасних моделях приводів (рис. 3).

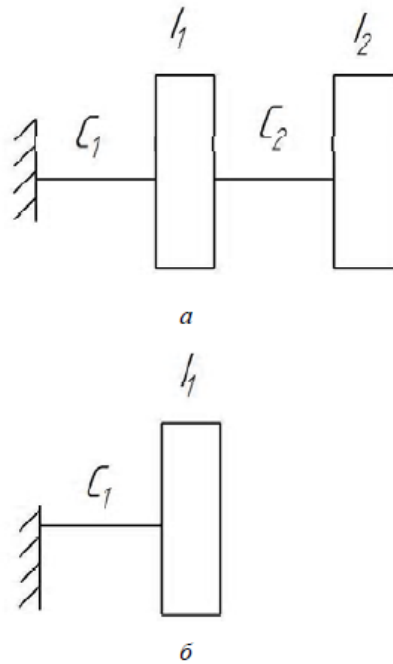


Рисунок 3 – Ланцюгові моделі приводів:  
а - двомасна модель; б - одномасна модель

Перші три схеми приводів (рис. 2) механізмів пересування мостових кранів представлені у вигляді двомасної (рис. 3, а), а інші дві - у вигляді одномасної ланцюгової системи з защемленим кінцем. На моделях через  $C_1, C_2$  позначені наведені до валу двигуна жорсткості елементів приводу, а через  $I_1, I_2$  - наведені до цього ж валу моменти інерції мас приводу і крана.

Власні частоти і форми мас ланцюгових систем визначаються шляхом вирішення диференційного рівняння вільних коливань

$$I\ddot{\varphi} + C\bar{\varphi} = 0, \quad (3)$$

де  $I$  - діагональна матриця моментів інерції мас;

$C$  - стрічкова матриця жорсткостей ланцюгової системи.

Після підстановки рішення в рівняння (3) і спрощення отримано вираз

$$(C - Ik_m^2)\bar{h}_m = 0, \quad (4)$$

де  $k_m$  - власні частоти коливань мас;

$\bar{h}_m$  - амплітуди коливань мас (власні форми).

Власні частоти  $k_m$  визначаються з частотного визначника

$$C - Ik_m^2 = 0. \quad (5)$$

Підставляючи частоти  $k_m$  в рівняння (4), можна визначити власні форми  $\bar{h}_m$ .

Власні частоти і форми коливань мас ланцюгових систем необхідні для визначення динамічних похибок, тобто відхилень від програмних рухів, що визначаються за рівнянням

$$\psi_s = -\sum_{m=1}^n k_m \rho_s^m A_m, \quad (6)$$

де  $\rho_s^m$  - коефіцієнт посилення;

$A_m$  - амплітуди коливань мас.

Коефіцієнт посилення дорівнює

$$\rho_s^m = \frac{h_{ms} c}{k_m^4 \sum_{l=1}^n I_l h_{ml}^2}. \quad (7)$$

Амплітуду коливань можна визначити за допомогою інтеграла Д'амеля

$$A_m = \int_0^t \sin k_m (t - \tau) \varepsilon(\tau) d\tau, \quad (8)$$

де  $\varepsilon(\tau)$  - програмне прискорення ротора двигуна виконавчого приводу;

$\tau$  - період коливальної системи.

Таблиця 4 - Результати динамічного аналізу приводів

Схема приво- ду	Наведені				Влас- ні часто- ти $k_m$ , $c^{-1}$	Помилки $\varphi$ , $1 \times 10$		Коефіцієнт динамічності $k_o$	
	Жорсткіст- ь, рад $\times 10^4$		Момент інерції, кгм			Мас а $I_1$	Мас а $I_2$	з зазорам и	без зазори в
	01	02	$I_1$	$I_2$					
1	1,04	0,14	0,03	22,89	31	0,017	0,141	2,4	1,8
2	0,69	0,25	0,014	11,49	14	2,83	9,62	2,4	1,66
3	5,46	0,6	0,024	11,49	22	0,48	4,8	2,2	1,6
4	0,6	-	11,49	-	23	-	4,46	2,56	1,65
5	512,3	-	11,49	-	103	-	0,023	2,8	1,63

В якості ілюстрації для всіх п'яти схем прийнятий прямокутний закон розгону ротора двигуна. Динамічний аналіз (табл. 4) показує, що найбільші похибки мають приводи з проміжними трансмісійними елементами, тобто схеми 1, 2, 3 (рис. 2). Схеми безтрансмісійні 4 і 5 (рис. 2) дають малі відхилення від програмного руху виконавчого двигуна. Приводне колесо (рис. 2, схема 5) відпрацьовує програмні рухи найбільш точно і з високою власною частотою, що сприяє якнайшвидшому загасанню збурень. У зв'язку з цим слід вважати мотор-колесо найбільш підходящим приводом для програмного автоматичного керування пересуванням мостових кранів, як найбільш точно виконуючим програмний закон руху.

Елементи таких приводів мають дещо більшу динамічну напруженість під час перехідних режимів роботи, що визначалося за допомогою коефіцієнтів динамічності після чисельного рішення диференціальних рівнянь коливань двомасних моделей. Наявність зазорів в елементах приводу збільшує динамічну напруженість і неточність виконання руху. Скорочення числа проміжних елементів в передачі приводу послаблює вплив неточності виготовлення і збирання приводу на точність позиціонування крана-робота.

Для досягнення найбільшої динамічної точності та мінімальної динамічної напруженості безтрансмісійний привід вимагає високої точності виготовлення і збирання, а також вибору найбільш прийняттого закону прискорення і гальмування високомоментних двигунів.

Параметри такого приводу механізму пересування, отримані в динамічному аналізі, дозволяють встановити наявність у нього найважливішої якості - керованості, що відповідає умовам поставленого завдання.

З огляду на нагальну потребу в кранах-роботах великої вантажопідйомності з підвищеною точністю позиціонування вантажів, що особливо важко досягти в горизонтальній площині, наприклад, при

монтажі турбін, великоблочне збирання суден, завантаження паливними елементами атомних реакторів та інших відповідальних машин, пропонується поєднати транспортні взаємоперпендикулярні пласко-горизонтальні переміщення з не найвищою точністю позиціонування з прецизійним високоточним позиціонуванням точки захоплення вантажу, тобто використати збиткові, керовані з високою точністю, ступені рухомості.

Пропонується реконструювати, наприклад, вище рекомендований кран з безтрансмісійним модульним приводом переміщень з частотним керуванням за рахунок дооснащення візком з ексцентричними сполученими поворотними платформами, на яких укріплено захватний пристрій, захоплювач або кліщі (рис.4).

При надходженні сигналів на обробку ексцентрикові платформи 2, 3, 4 отримують обертальні рухи від приводів 8-9; 10-11; 12-13. Платформи обертаються відносно основи та один щодо одного. Так як платформи 2 і 3 мають ексцентриситети  $e_1$  і  $e_2$ , а захоплювач прикріплений до платформи 4 з ексцентриситетом  $e_3$ , то взаємне обертання платформ призводить до переміщення захоплювача по площині, тобто відбувається його позиціонування в площині.

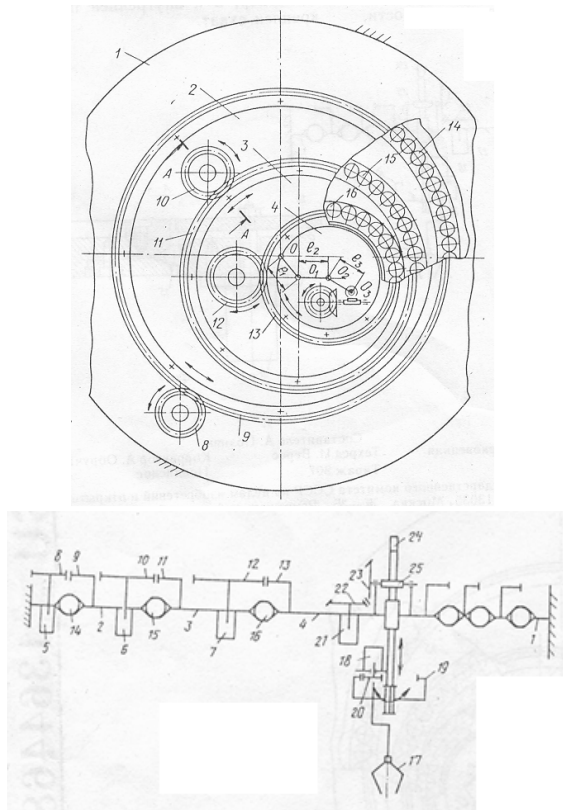


Рисунок 4 – Обертальні збиткові ступені рухомості захоплювача крана-робота

При цьому кран переходить з ПТПР, що працює в декартовій системі, в клас ПТПР з циліндричною системою координат. Точність позиціонування ексцентричних платформ істотно вище і для платформ з однаковим ексцентриситетом  $e$  визначається за формулою

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &= e[-2 \sin \delta_1 (2n_1 + 1) \cdot \sin \delta_1 - 2 \sin \delta_2 (2n_2 + 1) \cdot \sin \delta_2] \\ \Delta y &= e[2 \sin \delta_1 \cdot \cos \delta_1 (2n_1 + 1) + 2 \sin \delta_2 \cdot \cos \delta_2 (2n_2 + 1)] \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де  $\Delta x, \Delta y$  - покоординатні похибки пласко-лінійних переміщень, м;  
 $e$  - ексцентриситет обертальних платформ, м;  
 $\delta_1, \delta_2$  - кутові дискрети обертання платформ, рад;  
 $n_1, n_2$  - кількість відпрацьованих дискрет обертання платформ.

Так як довжина функціональних ланок кожної платформи (ексцентриситет) істотно менше радіуса платформи, така комбінація дозволяє поєднати в кранах досить відпрацьовану, хоча і сучасну, механіку декартових переміщень з ангулярним обертанням ексцентричних платформ, яке завжди істотно точніше і не має "мертвих зон" обслуговування, які мають місце у всіх МС з циліндричною системою координат.

Точність позиціонування ПТПР залежить від дискретності і точності виконання керуючих сигналів при відпрацьованні приводами узагальнених переміщень. У вантажопідйомних кранів проблемним є забезпечення точності горизонтальних переміщень захоплюючих пристроїв з вантажем.

Застосування функціональних ланок у вигляді ексцентричних повноповоротних платформ дозволяє підвищити технологічні можливості і точність маніпулятора за рахунок отримання повної робочої зони і за рахунок зменшення дискрет і помилок позиціонування захоплювача. Крім того, поєднання ланок з круговими рухомими опорами забезпечує більшу статичну і динамічну жорсткість на захоплювачі, що додатково збільшує точність його позиціонування.

**Висновки** Розрахункові величини характеристик механізму пересування мостових кранів показують, що найбільша конструктивна досконалість притаманна безтрансмійному модульному приводу. Він дозволяє забезпечити переклад мостового крана в керований автоматичний режим роботи крана-робота. Крім того, підвищується ремонтпридатність механізму пересування і одночасно зменшується його металоємність. Актуальність отриманих висновків посилюється прагненням провідних світових кранових фірм застосовувати безредукторні приводи з частотним і іншим регулюванням.

Трансформацію вантажопідйомних кранів мостового типу з жорстким підвісом вантажу в підйомно-транспортні промислові роботи (ПТПР) можливо здійснити шляхом використання модульних

приводів з частотним керуванням. Для досягнення високої точності позиціювання захоплювача з вантажем в горизонтально-площинному напрямку доцільно додати збиткові ангулярні узагальнені переміщення захоплювача, наприклад, у вигляді ексцентричних взаємоспряжених рухомих платформ.

### Список використаної літератури

1. Моисеева Н. К. Выбор технических решений при создании новых моделей / Моисеева Н. К. – М. : Машиностроение, 1980. – 181 с.
2. Моисеева Н. К. Основы теории и практики функционально-стоимостного анализа / Моисеева Н. К., Карпунин М. Г. – М. : Высш. шк., 1988. – С. 10–15.
3. Вейц В. Л. Динамика управляемых машинных агрегатов / Вейц В. Л., Коловский М. З., Кочура А. В. – М. : Наука, 1984. – 352 с.
4. Козлов В. В. Динамика управления роботами / [Козлов В. В., Макарычев В. П., Тимофеев А. З., Юревич Е. И.]. – М. : Наука, 1984. – 336 с.
5. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / Казак С. А. – М. : Машиностроение, 1968. – 332 с.
6. А.с. 1364468 СССР, В 25 J 11/00. Манипулятор / Л.М. Мартовицкий, Аль Зейр Фарид Махмуд (СССР). - №4106383/31-08; заявл. 09.06.86; опубл. 07.01.88, Бюл. № 1.

### TRANSFORMATION OF LIFTING AND CRANE CRANES IN WORK

Martovytskyi L. M., Sochava A. I., Glushko V. I., Shanina Z. M.,  
**Federyakin I. O.**

The constructive and operational preconditions of transformation of special load-lifting cranes with a rigid suspension of cargo into hoisting-and-transport cranes-works are comprehensively investigated. Position-accuracy, structural, functional-cost and dynamic analyzes of the main drives of special bridge-type cranes are carried out. The results of the study allowed us to consider justified the creation of cranes-robots, as well as the retraining of a number of existing special cranes in cranes-robots, provided that they are equipped with automatic control systems.

The rather modern concept of combination in the crane-work of the generalized movements from the used controlled drives, as transport, and movements with high accuracy of positioning at the expense of introduction of unprofitable degrees of mobility is offered.

**Key words:** crane-robot, multidisciplinary analysis, positioning accuracy, functional-cost analysis, dynamic researches, positioning accuracy, unprofitable degrees of mobility.

УДК 621.87

DOI: 10.15276/pidtt.3.64.2020.08

Іваненко О. І.<sup>1</sup>, Крупко І. В.<sup>2</sup>, Єрмакова С. О.<sup>2</sup><sup>1</sup> Харківський національний автомобільно-дорожній університет<sup>2</sup> Донбаська державна машинобудівна академія

## ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ БАШТОВОГО КРАНУ З УРАХУВАННЯМ РОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРИ.

*Анотація.* У статті приведена методика розрахунку навантажень на опорні елементи баштового крана з урахуванням лінійних розмірів машини та просторового характеру дії навантажень. Розроблений алгоритм розрахунку, на основі математичної моделі, дозволяє провести теоретичні дослідження по впливу різних факторів на завантаженість опорних елементів за різними умовами роботи. Для дослідження була розроблена програма в пакеті Maple.

*Ключові слова:* дослідження, кран, вплив, розподіл, навантаження, опори, стійкість, алгоритм, програма, результати.

**Вступ.** Розвиток і подальше удосконалення вітчизняних баштових кранів в наш час неможливий без ретельного дослідження навантажень, діючих на кран, обґрунтування конструкцій опор баштових кранів за різних умов роботи, без вивчення фактичних режимів використання кранів у будівництві, без розробки прогресивних методів розрахунку стійкості, розрахунку навантажень на опори, які виникають у основі крана при довільних положеннях стріли, вильоті й вантажу на гаку.

**Постановка проблеми.** Аналіз конструкцій, способів установки і умов експлуатації баштових кранів та методики розрахунку їх стійкості показує, що останнім часом виникає необхідність в установці таких вантажопідйомних кранів, які б забезпечували навантажувально-розвантажувальні роботи в умовах обмежених майданчиків. При цьому виникає питання, у якому важливим чинником становиться стійкість кранів при різних умовах роботи та різних вітрових навантаженнях. У цьому випадку на перший план виходить правильний вибір опорного

контур, для чого дуже важливим є визначення навантажень на опорні елементи.

**Огляд останніх публікацій.** Дослідженням в області міцності, стійкості і впливу на стійкість зовнішнього навантаження присвячені роботи А.А. Вайнсона, В.О. Подобєда, М.Ф. Барштейна, Л.О. Невзорова, В.Г. Крупка, О.В. Синельщикова, В.О. Обидєнова і ін. Аналіз наукових робіт за останні роки показав, що зусилля дослідників зосереджені на вдосконаленні моделей зовнішнього нестационарного навантаження; пошуку найбільш навантажених елементів металоконструкції; баштових кранів певної конструкції, прийнятті інженерних і конструктивних рішень щодо зниження напружень які виникають, а також на розробці адаптивних систем керування баштовими кранами для зниження впливу зовнішніх навантажень. Більшість авторів вказують на недосконалість методів проектування баштових кранів, що не дозволяє враховувати піддатливість металоконструкції крана і наявність додаткових навантажень.

Так в [1] на основі теоретичних досліджень і проведеного математичного моделювання розроблено метод стабілізації стійкості стационарного баштового крана в умовах високих вітрових навантажень з використанням системи керування положенням стріли, що дозволяє забезпечити його стійкість в умовах вітрових навантажень. Аналіз роботи баштового крана при максимально допустимій швидкості вітру - 24 м/с в робочому стані крана і 30 м/с - в неробочому, показав, що виходячи зі значень коефіцієнтів запасу стійкості баштового крана відхилення стріли крана від паралельного положення щодо вітрового потоку в неробочому стані не повинно перевищувати  $30^0$ . З використанням апарату нечіткої логіки, розроблені алгоритми прогнозування збільшення швидкості вітрового потоку в робочому стані крана, регулювання стійкості при перевищенні гранично допустимої швидкості вітру для стационарних баштових кранів в робочому стані, а також алгоритми керування для підтримки паралельного положення для стрілового пристрою щодо становища вітру в неробочому стані. Запропоновано пристрій безпеки, здатний підвищити експлуатаційну продуктивність і рівень безпеки виробництва вантажних робіт, які виконують баштові крани в умовах високих вітрових навантажень, шляхом стабілізації становища стрілового пристрою щодо вітрового потоку в робочому та неробочому станах.

У розвиток [1] в [2] пропонується система керування і підтримки заданого положення стрілового пристрою щодо вітрового напору для забезпечення стійкості баштового крана в умовах дії поривів вітру. У зазначених роботах наводиться обґрунтування застосування попереджувального примусового впливу на баштовий кран для



забезпечення його стійкості при зміні динаміки вітрових потоків. Керування стріловим пристроєм проводиться додатковими пристроями - гідродинамічними муфтами і допоміжним приводом, що забезпечують стійкість шляхом введеної в кінематичну схему повороту вежі додаткової жорсткості і випереджувальним примусовим поворотом стріли крана допоміжним приводом.

В [3] додаткові інерційні навантаження, що виникають від розгойдування вантажу, розглядаються в контексті забезпечення стійкості баштового крана. Стійкість крана пропонується забезпечувати застосуванням пристрою безпеки, виконаного на основі мікроконтролера, в якому на основі збору експлуатаційних параметрів - відхилення вантажу від вертикалі, фактичних швидкостей і прискорень обладнання при запуску та відключення, а також ряду інших параметрів - в реальному режимі часу обчислюється коефіцієнт стійкості крана. На підставі цього коефіцієнта оператору крана пропонуються оптимальні значення вильоту, висоти підвісу і швидкості підйому вантажу. Такий підхід вимагає розробки досить точної математичної моделі руху баштового крана, а також отримання своєчасної і точної інформації про поточний стан баштового крана від датчиків. Для цього необхідні досить потужні засоби обчислювальної техніки і оснащення крана великою кількістю контрольно-вимірювальних приладів.

**Мета роботи.** Метою даної роботи є підвищення безпеки експлуатації баштових кранів на основі визначення розподілу навантажень на опорні елементи з урахуванням умов роботи. В цілому ця задача досить складна і повинна містити теоретичні, експериментальні дослідження та комп'ютерне моделювання моделі крана для порівняння результатів із математичною моделлю.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити методику розрахунку навантаження опорних елементів баштових кранів з урахуванням лінійних розмірів машини і просторового характеру дії навантажень;
- розробити алгоритм розрахунку навантажень на основі математичної моделі;
- визначити величину і характер зміни навантажень на опори крану за різних умов роботи;
- провести теоретичні дослідження по визначенню навантажень на кожному із опор крана при різних положеннях стріли і вантажу.

**Виклад основного матеріалу.** Розроблений алгоритм розрахунку навантажень на опори крану на основі математичної моделі дозволяє провести розрахунковий експеримент, визначити величину і

характер зміни навантажень на опори крану за різних умов роботи: при різних вантажах та змінних вильотах, вітрових навантаженнях. Розроблена програма розрахунку дозволяє простежити вплив різних факторів на завантаженість опорних точок з обліком просторового характеру навантаження машини і застосування розробленої математичної моделі [4, 5]. Для визначення навантажень на опорні елементи крану за розробленою методикою при різних режимах роботи була розроблена програма у пакеті Maple, де в якості моделі для досліджень було взято баштовий кран КБ-100. Подальші теоретичні дослідження виконувались на цій моделі крану.

Методика дослідження навантажень на опори баштового крану із застосуванням розробленої математичної моделі за допомогою програми у середовищі Maple включає:

- 1) Підготовка даних, які визначають лінійні розміри досліджуваної машини, характеристики ґрунту.
- 2) Підготовка даних про діючі навантаження від мас елементів крану і їхнього розташування та вітрових навантажень.
- 3) Підстановка даних щодо діючого режиму навантаження.
- 4) Створення опорної площини. Пошук базових точок опорної площини.
- 5) Створення матриці вихідних даних.
- 6) Дослідження зміни навантажень на опори, що виникають у основі крану в процесі роботи при різних положеннях стріли, вильоті.
- 7) Створення матриці навантаження.
- 8) Розрахунок навантажень на опорні елементи крану для вказаного режиму навантаження.
- 9) Побудова графіків розподілу навантажень між опорами будівельного баштового крану у процесі роботи.

### **1. Визначення навантажень які діють на опори**

Вихідними даними для програми є параметри крану, а саме: розміри та розташування елементів крану, маси елементів (рис. 1). Для крану, який розглядається, вихідні дані в якості мас окремих елементів та їх центрів мас приведені в табл. 1. Навантаження від сил ваги елементів і їх розташування беруться з паспорту крану КБ-100.

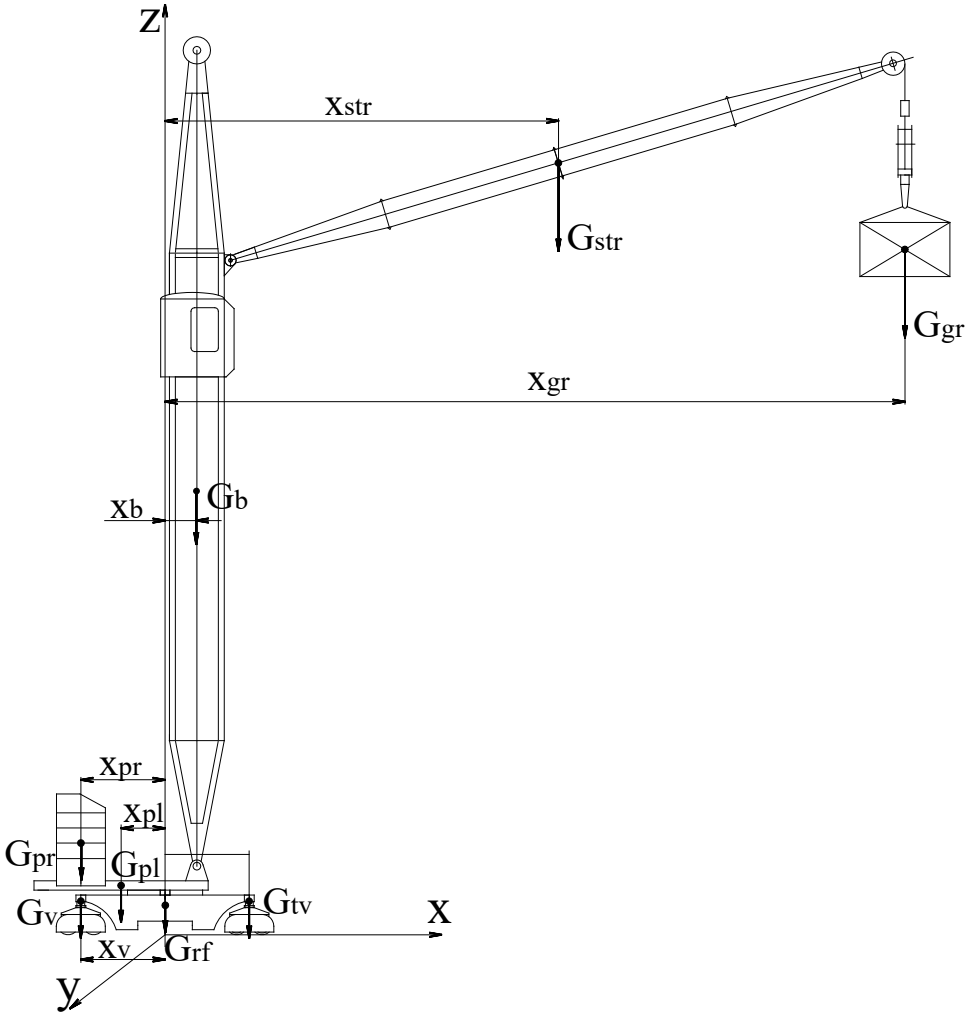


Рисунок 1 – Схема завантаження крану

Таблиця 1 – Вихідні дані навантажень від мас поворотних і неповоротних елементів

№	Елементи поворотні	G, Н	X, м	Y, м	Z, м
1	Вантаж	49050	18,5	0	0
2	Стріла	18295,65	9,25	0	0
3	Башта	53415,45	0,9	0	12
4	Платформа	66119,4	-1,2	0	1,3
5	Противага	258984	-2,25	0	2,6
	Елементи неповоротні				
6	Візок ведучий №1	10594,8	2,25	2,25	0,54
7	Візок ведучий №2	10594,8	2,25	-2,25	0,54
8	Візок ведений №1	6474,8	-2,25	2,25	0,54
9	Візок ведений №2	6474,8	-2,25	-2,25	0,54
10	Рама флюгерна	43458,3	0	0	0,55

Вітрові навантаження при розрахунку стійкості баштових кранів, а також при визначенні параметрів фундаментів стаціонарних баштових кранів визначаються відповідно до вимог ГОСТ 1451-77. При цьому повинні бути розглянуті найнесприятливіші комбінації навантажень і положень крана як у робочому, так і в неробочому стані. За вітрове навантаження на кран у неробочому стані приймається граничне вітрове навантаження, на яке повинні бути розраховані елементи крана. За вітрове навантаження на кран у робочому стані приймається граничне вітрове навантаження, при якому забезпечується експлуатація крана з номінальним вантажем.

З рисунку 1 видно, що навантаження опор під час роботи носить просторовий характер. Урахувати всі фактори роботи машини (підйом стріли, поворот башти, поздовжній і поперечний нахил кута стояння крану) можливо лише за умови застосування ЕОМ.

## 2. Урахування просторового характеру навантаження

Розглянемо процес розкладення просторових навантажень на три складові по координатним осям. Для даного баштового крану КБ-100 площина  $XOY$  є опорною площиною крану, а вісь  $Z$  є віссю обертання поворотної частини крану. Після знаходження точки перетину сили  $P$  з опорною площиною розкладаємо силу  $P$  в ній на три складові:  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$  (рисунок 2). Далі програма визначає плечі сил  $x$  та  $y$ .

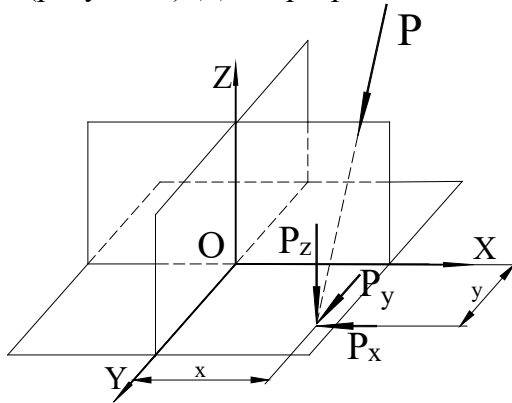


Рисунок 2 – Схема розкладення сил на три складові

Моменти сил відносно координатних осей

$$M_X = \sum Pz_i \cdot y_i;$$

$$M_Y = \sum Pz_i \cdot x_i;$$

$$M_Z = \sum Px_i \cdot y_i + Py_i \cdot x_i,$$

де  $M_X, M_Y$  – моменти всіх сил відповідно відносно осей  $X$  та  $Y$ .  
Величина рівнодіючої сили

$$Q_\Sigma = \sum Pz_i,$$

де  $Q_\Sigma$  – проекція всіх сил, діючих на систему, на вісь  $Z$ .

### 3. Дослідження розподілу навантажень між опорними елементами крану в процесі роботи

Створюємо глобальну систему координат, вісь  $u$  проходить через вісь обертання крану,  $x$  та  $z$  знаходяться у площині контакту коліс з ґрунтом. Кран встановлюємо у нульове положення: стріла розташована уздовж шляху, виліт вантажу максимальний. Навантаження від мас елементів задаємо у вигляді вектора, координати початку якого відповідають точці прикладення сили (сила прикладена у центрі мас елемента). Заносимо до програми величину навантаження таким чином: вказуємо координати початку вектора  $\{x_1; y_1; z_1\}$  і координати кінця  $\{x_1; y_1; z_1 - G_i\}$ , а довжина цього вектора  $i$  буде величина навантаження  $G_i$ .

$$\sqrt{(x_1 - x_1)^2 + (y_1 - y_1)^2 + (z_1 - (z_1 - G_i))^2}.$$

Складаємо окремо масив координат поворотних сил (змінюють свої значення при повороті стріли крану та при зміні вильоту вантажу) і неповоротних (не залежать від вказаних процесів).

На рисунку 3 представлений алгоритм, за яким ведеться розрахунок навантажень.

За допомогою програми був проведений аналіз зміни завантаженості опорних елементів баштового крану за розробленою методикою.

Слід зазначити, що якщо в якості вихідних даних (площі опорної поверхні під кожною опорою, коефіцієнтів жорсткості) прийняти дійсні значення, можна крім навантажень на опори визначити глибину занурення кожної опорної точки. Якщо ж всі вищезгадані значення коефіцієнтів прийняти рівними одиниці у результаті будуть визначені навантаження на опори за умови роботи машини на плоскій поверхні ґрунту

Розглянемо зміну навантаження кожної опорної точки при повороті стріли крану на  $360^0$ . При розрахунках приймемо: – кут підйому стріли  $\alpha=0^0$ ; – кути стоянки крану  $\gamma=0^0$ ,  $\theta=0^0$ .

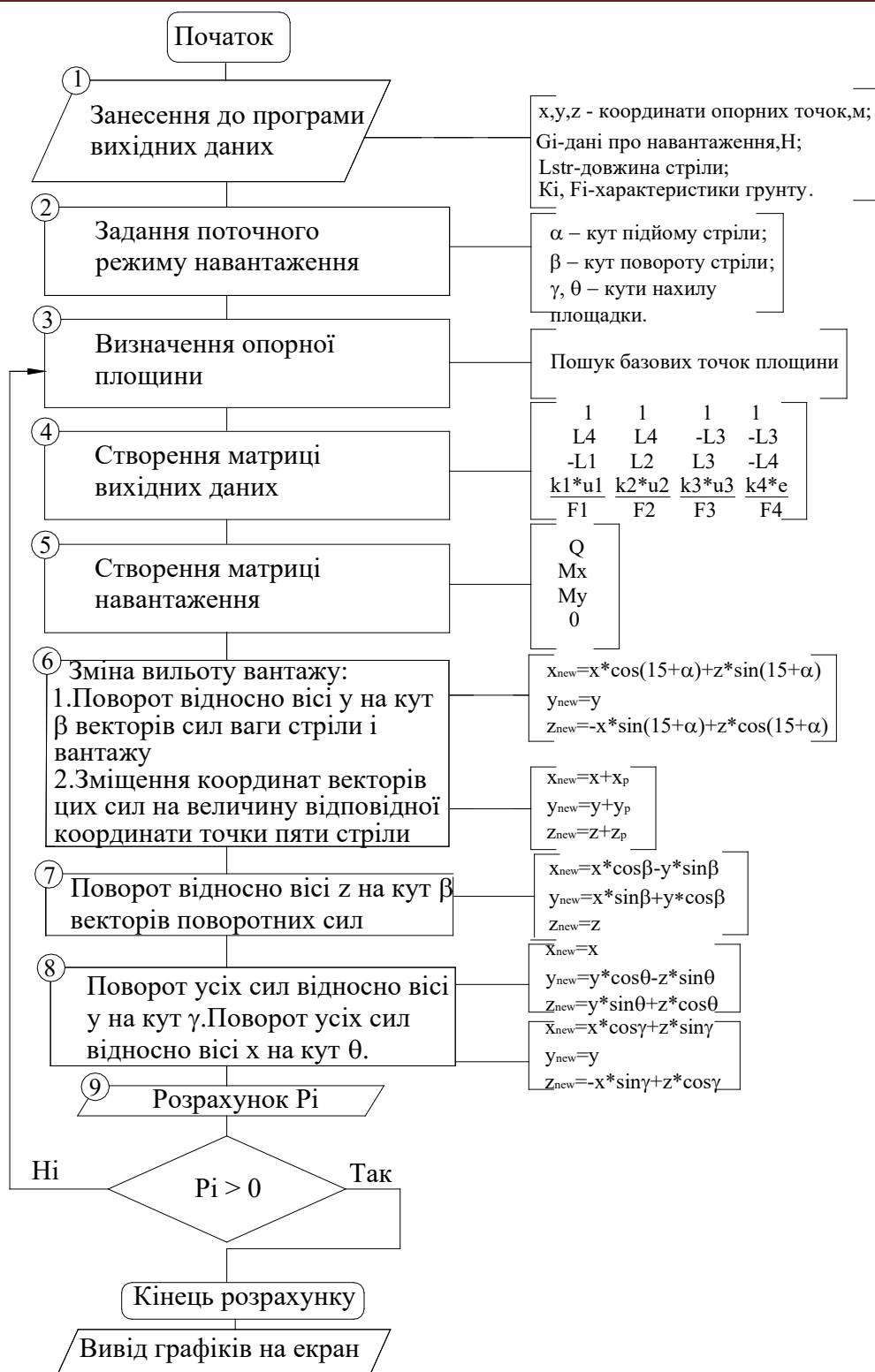


Рисунок 3 – Алгоритм розрахунку

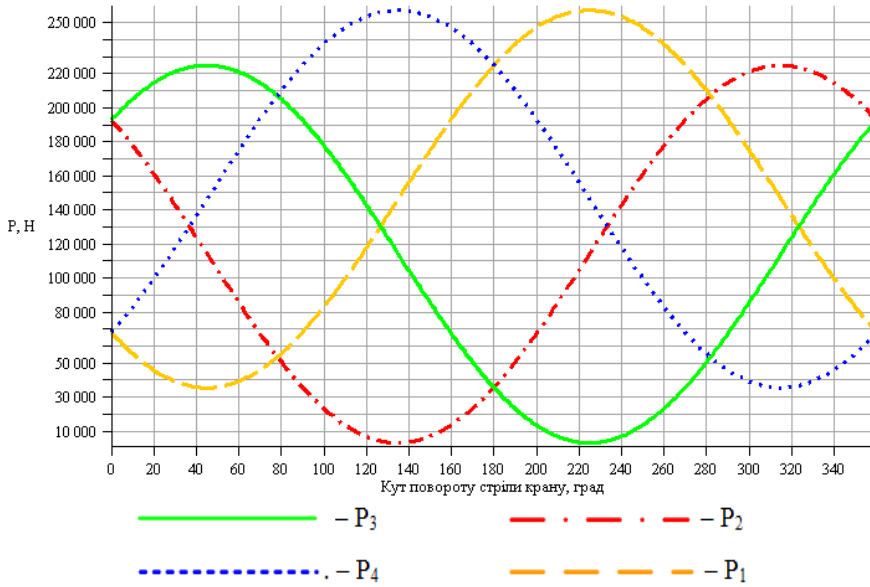


Рисунок 4 – Графік зміни і розподілення навантажень між опорами крану при повороті стріли крану

Розглянемо зміну навантаження кожної опорної точки при зміні вильоту стріли від максимального значення до мінімального. При розрахунках приймемо: – кут повороту стріли  $\beta=0^0$ ; – кути стоянки крану  $\gamma=0^0$ ,  $\theta=0^0$ .

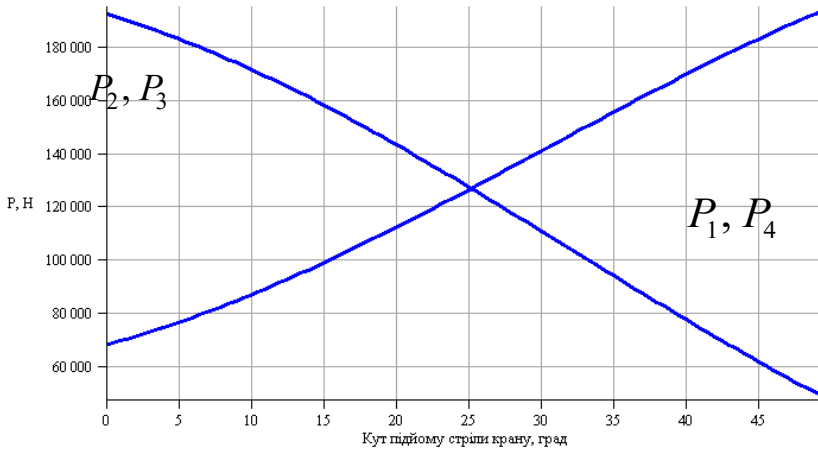


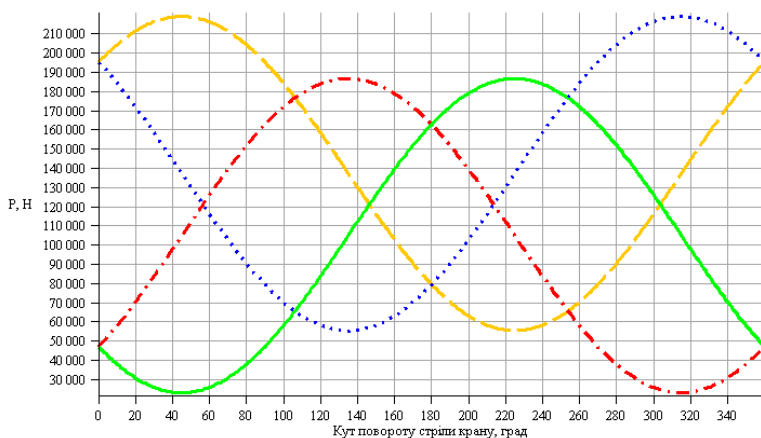
Рисунок 5 – Графік зміни і розподілення навантажень між опорами крану при зміні вильоту стріли

Аналіз графіків, зображених на рисунках 4 і 5, дозволяє зробити такі висновки:

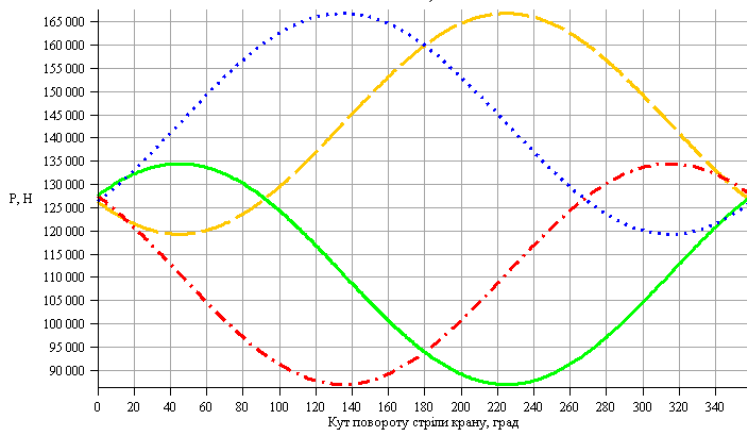
- навантаження опорних елементів у процесі роботи крану носить коливальний характер;
- навантаження, виникаючі в опорах крану, змінюються у широких межах в залежності від положення елементів крану.

- при зміні вильоту 1 та 4 опори витримують однакові навантаження у межах від 68 до 190 кН, а 2 та 3 – від 190 до 50 кН;
- при повороті стріли крану найбільші навантаження спостерігаються під опорами 1 та 4 і складають  $P=250$  кН, а найменші – під опорами 2 та 3 і складають  $P=5$  кН;
- при куті повороту стріли крану  $\beta=135^0$  друга опора є майже розвантаженою, а при куті повороту  $\beta=225^0$  третя опора майже виключається з роботи.

Розглянемо зміну навантаження кожної опорної точки при повороті стріли крану та при різних значеннях вильоту, при розрахунку прийемо кути стоянки крану  $\gamma=0^0$ ,  $\theta=0^0$ .



а)



б)

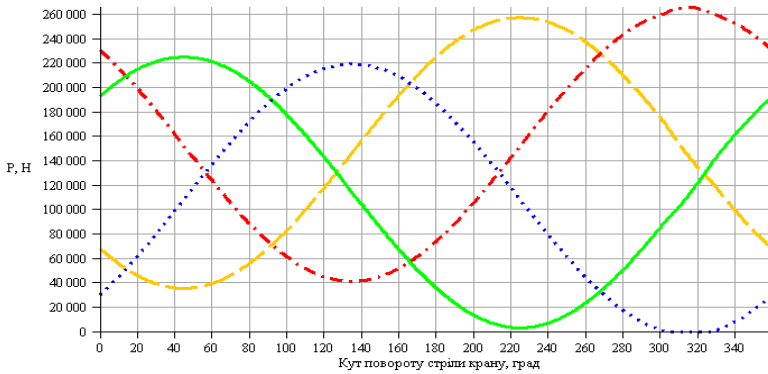


Рисунок 6 – Графік зміни і розподілення навантажень між опорами крану при повороті стріли: а) при максимальному вильоті (кут підйому стріли  $50^0$ ), б) при куті підйому стріли  $25^0$

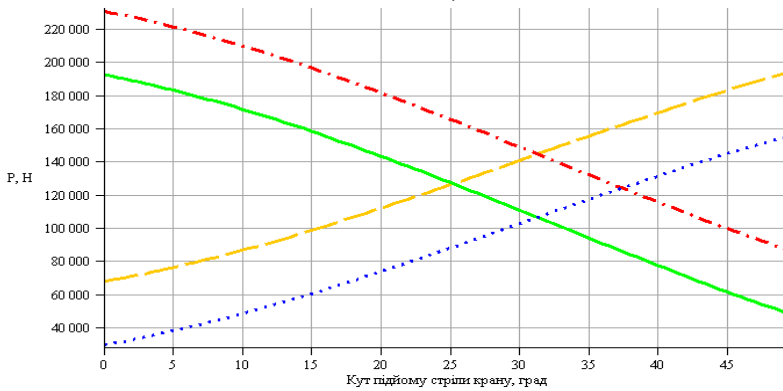


Аналіз графіків, зображених на рисунку 6, дозволяє зробити такі висновки:

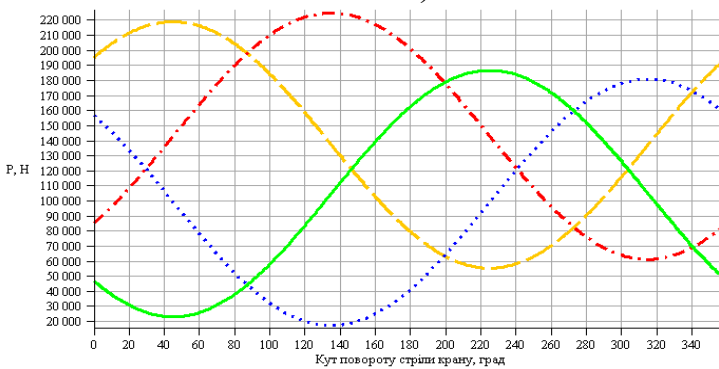
- при максимальному вильоті вантажу критичними положеннями крану є положення, коли  $\beta=45^{\circ}$  та  $\beta=315^{\circ}$ , у цих випадках кран спирається майже на три опори;
  - при куті підйому стріли  $25^{\circ}$  і куті повороту  $0^{\circ}$  навантаження розподіляються рівномірно між всіма опорними точками,  $P \approx 127 \text{ кН}$ ;
- Якщо вітер змінить свій напрямок (наприклад, на  $90^{\circ}$  від прийнятого початкового положення), то характер розподілу навантаження буде наступний (рис. 7).



а)



б)



в)



приведено графік розподілу навантажень при стоянці крану на похилому майданчику.

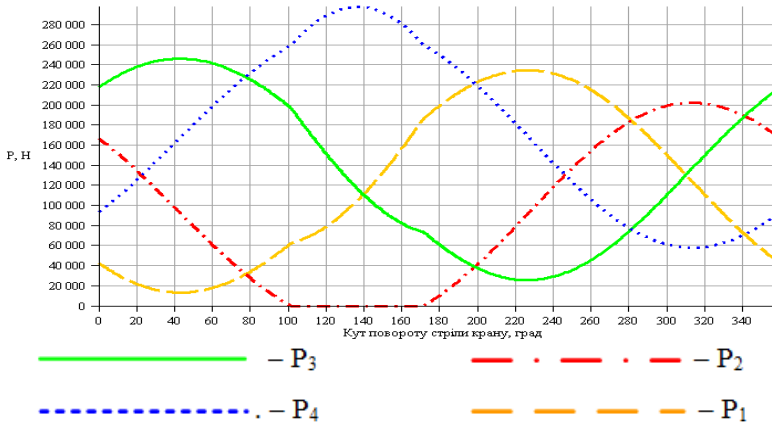


Рисунок 8 – Графік розподілу навантажень при стоянці крану на похилому майданчику (при повороті стріли:  $\alpha=0^0$ ,  $\gamma=0^0$ ,  $\theta=4^0$ )

З рисунку 8 видно, що при повороті стріли крану на кут від  $100^0$  до  $170^0$  спостерігається відрив другою опори і перерозподіл навантажень між трьома залишившимися у роботі опорними елементами, навантаження від цієї опори в основному сприймає 4 опора, бачимо скачок навантаження цієї опорної точки на графіку.

### Висновки:

1. Розроблений алгоритм розрахунку навантажень на опори крану на основі математичної моделі дозволяє провести розрахунковий експеримент, визначити величину і характер зміни навантажень на опори крану за різних умов роботи: при різних вантажах та змінних вильотах, вітрових навантаженнях.

2. Розроблена програма розрахунку дозволяє простежити вплив різних факторів на завантаженість опорних точок з обліком просторового характеру навантаження машини і застосування розробленої математичної моделі.

3. Установлено, що навантаження опорних елементів крану носить коливальний характер. Навантаження, виникаючі в опорах крану, змінюються у широких межах в залежності від положення елементів крану. Деякі опорні точки мають як позитивне, так і негативне навантаження при повороті крану. Коливання навантажень на ці точки мають амплітуду близько 200 кН.

### Список використаної літератури

1. Обыденов В.А. Устойчивость стационарных башенных кранов в условиях ветрового нагружения. Автореф. дис. канд. наук. Тула, 2010. – 20 с.

2. Синельщиков А.В., Булатов Б.Л. Устойчивость башенных кранов при переменных эксплуатационных состояниях. Вест. Астрахан. гос. техн. ун-та, 2012. - № 2 (54). – с. 41-43.

3. Булатов Б.Л., Синельщиков А.В. Расчет устойчивости башенных кранов на основе определения реакций в опорах. Вест. Астрахан. гос. техн. ун-та, 2011. - № 2 (52). – с. 27-30.

4. Єрмакова С.О., Крупко В.Г. Основні шляхи підвищення безпеки і надійності експлуатації стрілових кранів. Вісник ХНАДУ. – 2014. – Вип. 65-66. – с. 189 – 192.

5. Іваненко О.І., Крупко І.В., Єрмакова С.О. Дослідження стійкості баштового крану з урахуванням розподілу навантажень на опори. Вісник ДДМА – 2019. – Вип. 3 (47). – с. 46 – 50.

### THEORETICAL STUDIES OF THE TOWER CRANE SUSTAINABILITY IN VIEW OF LOADS DISTRIBUTION ON ITS SUPPORTS

Ivanenko O. I.<sup>1</sup>, Krupko I. H.<sup>2</sup>, Yermakova S. O.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> *Kharkiv national automobile and highway university*

<sup>2</sup> *Donbass state engineering academy*

**Abstract.** Analysis of the structures, methods of installation and conditions of tower cranes operation and methods of calculating their stability shows that recently there is a need to install the cranes that provide loading and unloading work in conditions of the limited sites. This raises the question in which the stability of cranes under different working conditions and different wind loads becomes an important indicator. In this case, the right choice of support circuit comes to the fore, for which it is very important to determine the loads on the supporting elements and to develop the design of the supporting elements themselves.

The aim of the study is to improve the safety of tower cranes operation on the basis of loads and the construction of the support circuit taking into account the working conditions, and the subject of the study is the process of loading and determining the distribution of loads between the supporting elements of the tower crane construction.

During the research, a method of calculating the load of the tower cranes supporting elements was developed taking into account the linear size of the machine and the spatial nature of the load, as well as theoretical studies were conducted based of the previously developed mathematical model for determining the loads on each of the crane supports at different positions of the arrow and cargo, the possible maximum loads arising during the operation of the crane on each of the supports were established.

The developed algorithm for calculating loads on the support of the crane, based on a mathematical model, allows to conduct a calculation

---

experiment, to determine the size and nature of the change in loads on the support of the crane under different working conditions: at different loads, variable departures and wind loads.

To study the loads on the crane support elements according to the developed methodology under different modes of operation, a program was developed in the Maple software, where the KB-100 tower crane was taken as a model for research. All further theoretical studies were carried out on this model of the crane.

It has been established that the load on the main elements of the crane is vibrational. The loads that occur in the crane supports vary widely depending on the position of the crane elements. Some support points have both positive and negative loads when turning the crane. Fluctuations of loads on these points have an amplitude of about 200 kN.

**Keywords:** research, crane, influence, distribution, load, support, sustainability, algorithm, program, results

УДК 621.8: 621.825

DOI: 10.15276/pidtt.3.64.2020.09

<sup>1</sup> Малащенко В. О., <sup>2</sup>Стрілець В. М., <sup>2</sup>Андрушков В. І., <sup>2</sup>Стрілець О. Р.

<sup>1</sup>Національний університет «Львівська політехніка»

<sup>2</sup>Національний університет водного господарства та природокористування

## БУДОВА, ПРИНЦИП РОБОТИ ТА РОЗРАХУНКИ МУФТИ ФЛАНЦЕВО-ПАЛЬЦЕВОЇ ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНОЇ З ВИБОРОМ ВІЛЬНОГО ХОДУ

**Анотація.** Розглянута будова муфти фланцево-пальцевої пружної запобіжної з вибором вільного ходу, яка містить дві півмуфти. Одна півмуфта виконана у вигляді маточини і фланця з круговим обрисом. На циліндричній поверхні фланця виконана кільцева канавка у якій осесиметрично розміщені пружини і закріпленні штифтами з можливістю видовжуватись по дну канавки при радіальній деформації. Друга півмуфта виконана у вигляді маточини і фланця у якому осесиметрично закріплені пальці на однаковій відстані від осі обертання муфти. Описана технологія з'єднання валів і принцип роботи такої муфти. Розроблена методика розрахунку пружини параболічної форми при передаванні нею граничного обертального моменту. Такі муфти поліпшують експлуатаційні показники механічних приводів машин тим, що згладжують коливання обертального моменту, компенсують неспіввісності валів і запобігають їхніх перевантажень.

**Ключові слова:** муфта фланцева, палець, пружина, граничний обертальний момент, згинальний момент, деформація.

**Постановка проблеми.** Для з'єднання валів приводів різних машин і механічного обладнання широко використовуються різноманітні муфти. Вони є достатньо відповідальними механічними пристроями, що часто визначають надійність і довговічність всієї машини. При передаванні руху та обертальних моментів від одного вала до другого муфти, крім з'єднання валів, виконують ще багато відповідальних функцій, на деякі з них ми звертаємо увагу, а саме: компенсацію шкідливого впливу зміщення осей валів, що виникають унаслідок неточностей виготовлення, монтажу та умов експлуатації; амортизацію вібрацій і динамічних навантажень, перевантаженням деталей та інші. Такі різноманітні вимоги сприяли появі великої кількості муфт [1; 2]. У даній статті ставиться проблема удосконалення некерованих фланцевих муфт з метою виконання ними вказаних вище функцій, тобто компенсацію зміщення осей валів, амортизацію

вібрацій і запобіганню перевантажень. Після виконання запобіжної функції у муфті виникає вільний хід. Тому муфту, що розглядається, ми назвали фланцево-пальцевою пружно-запобіжною з вибором вільного ходу. Кульковим муфтам вільного ходу присвячена робота [3].

Пропонуються нові муфти фланцево-пальцеві пружно-запобіжні, розроблені на рівні патентів України на корисні моделі [4; 5], які поліпшують експлуатаційні показники механічних приводів машин – м'якше передають динамічний обертальний момент, компенсують неспіввісності і запобігають перевантаженню валів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Муфтам механічних приводів машин і пристроїв, які згідно ДСТУ 2278:1993 поділені на чотири класи, присвячена велика кількість робіт, з яких тут розглянуті [6–17].

В [6] описана будова та принцип передавання обертального моменту пружними муфтами з радіальними підковоподібними пружинами, з зацмеленими кінцями та досліджений їх напружений стан.

В [7] наведені нові способи передавання обертального моменту інерційними муфтами. Описані конструкції інерційних муфт для реалізації нових способів передавання обертального моменту.

В [8] описано будову та принцип роботи автоматичних інерційно-фрикційних муфт зчеплення. Запропоновано методикку проектування таких муфт з урахуванням особливостей процесу керування без відповідного механізму.

В [9] наведено конструкції та принцип роботи самокерованих інерційно-фрикційних муфт з проведенням попереднього аналізу умов і необхідних параметрів для надійного їх вмикання та вимикання під час різних режимів роботи.

В [10] описано будову та принцип роботи інерційно-фрикційних муфт без веденої напівмуфти з різноманітними пружними елементами. Обґрунтовано можливості отримання бажаної нелінійності їх пружної характеристики.

В [11] наведені нові способи передавання обертального моменту інерційно-вакуумними муфтами за рахунок інертності мас їх елементів та з'єднання валів способом адгезії півмуфт. Описані конструкції таких муфт для реалізації цих способів та особливості динамічних характеристик в різних формах їх виконання.

В [12] описана конструкція інерційно-вакуумних муфт і передача ними обертальних моментів у механічних приводах машин. Приведені варіанти конструкції ведучої півмуфти, яка виконана у вигляді еластичної присоски. Звернута увага на особливості та властивості присосок від яких залежить нелінійність їх жорсткості.

В [13] приведена будова та принцип передавання обертального моменту пружними муфтами з підковоподібними пружинами з зацмеленими кінцями, розміщеними вздовж осі валів, та досліджений їх напружений стан.

В [14] описана конструкція та принцип передавання обертального моменту інерційно-відцентровою пружною муфтою, визначені маси інертності її елементів для створення поперечних та поздовжніх сил на канати і моменту їх закручування.

В [15] розглянуто будову запобіжної пружної муфти, яка містить внутрішню і зовнішню півмуфти, з'єднані між собою зіркоподібною пружиною з виступами параболічної форми. Описано принцип її роботи, отримано аналітичні вирази, які дозволяють робити висновки про роботу здатність таких муфт.

В [16] описана конструкція та принцип передавання обертального моменту втулковою пружною муфтою де втулка виконана профільною, наприклад, квадратною з підковоподібними вершинами і з такими профільними ділянками виконані вали, що з'єднуються. Приведені аналітичні залежності її розмірів від обертального моменту, що передається.

В [17] розглянуто будову муфти фланцево-пальцевої пружної, принцип передавання обертального моменту та розрахунки її пружних ділянок.

Із аналізу останніх публікацій видно, що науковці та проектувальники і конструктори продовжують шукати шляхи покращення конструкцій і принципу роботи муфт, але фланцевим муфтам приділено недостатньо уваги.

**Метою роботи** є опис будови, принципу роботи та розрахунків нових муфт фланцево-пальцевих пружно-запобіжних з вибором вільного ходу та зробити висновки про можливість і доцільність застосування їх у вантажопідйомній, транспортуючій, транспортній та іншій техніці.

**Виклад основного матеріалу.** Муфта фланцево-пальцева пружно- запобіжна з вибором ходу складається з двох півмуфт 1 і 2 (рис. 1). Півмуфта 1 виконана у вигляді маточини 3 і фланця 4 з круговим обрисом. На циліндричній поверхні фланця 4 виконана кільцева канавка 5, у якій осесиметрично розміщені пружини 6 і закріпленні штифтами 7 з можливістю видовжуватись по дну канавки 5 при радіальній деформації. Півмуфта 2 виконана у вигляді маточини 8 і фланця 9, у якому осесиметрично закріплені пальці 10 на однаковій відстані від осі обертання муфти.



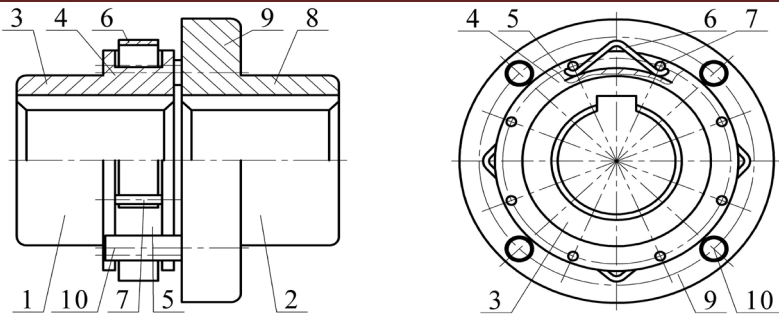


Рисунок 1 – Будова муфти фланцево-пальцевої пружно-запобіжної з вибором вільного ходу

Муфту фланцево-пальцеву пружно-запобіжну з вибором ходу збирають наступним чином. У кільцеву канавку 5 півмуфти 1 на фланці 4 вставляють пружини 6 і закріплюють штифтами 7. Пружини 6 мають можливість видовжуватись від радіальної деформації по дну канавки 5 під штифтами 7. В отвори на торці фланця 9 півмуфти 2, розміщені осесиметрично та на однаковій відстані від осі обертання запресовують пальці 10. Півмуфти 1 і 2 зближують торцями фланців 4 і 9 так, щоб при відносному повороті і виборі ходу пальці 10 контактували з пружинами 6. Муфта готова до роботи.

Муфта фланцево-пальцева пружно-запобіжна з вибором ходу працює так. При передачі обертального моменту від півмуфти 1 до півмуфти 2 вибирається вільний хід і пружини 6 контактують з пальцями 10.

При цьому передається допустимий обертальний момент. Коли обертальний момент перевищує допустимий, то під дією пальців 10, із-за своєї форми пружини 6 радіально деформуються і видовжуються. При цьому пальці 10 проковзують відносно пружин 6, виконуючи запобіжну функцію муфти. При зменшенні обертального моменту до номінального, пружини 6 приймають початкову форму і муфта передає величину цього моменту. Із-за деформації пружин 6 обертальний момент передається м'яко і виконуються нею також запобіжні функції.

У роботі розглянуто напружений стан пружини, як балки у вигляді параболічної арки, показаної на рис.2.

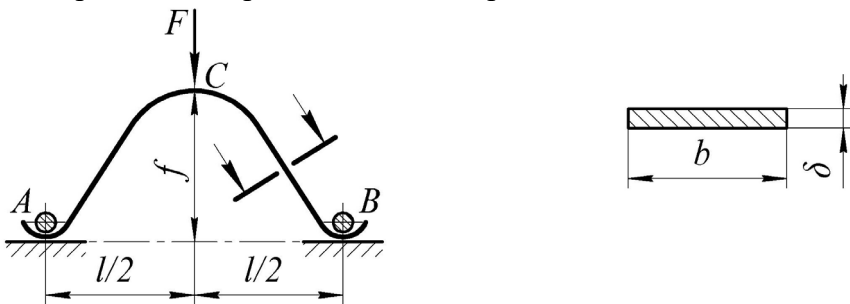


Рисунок 2 – Конструктивна схема пружини

Для спрощення розв'язку поставленої задачі прийняті наступні припущення:

- вісь пружини представляє параболічну арку

$$y = 4f \frac{x(l-x)}{l^2}, \quad (1)$$

де  $l, f, y$  і  $x$  показано на рис. 3;

- реакції  $V$  кріплення в точках  $A$  і  $B$  направлені паралельно дії сили  $F$  і внаслідок симетрії дорівнюють  $F/2$ ;

- сили тертя в місцях контакту з поверхнею канавки, направлені вздовж осі  $x$  і дорівнюють:  $H = \mu V = \mu F / 2$ , де  $\mu$  - коефіцієнт тертя:  $\mu = (0,5...0,8)$  в стані спокою і  $\mu = (0,15...0,18)$  в стані руху – якщо мова іде для контакту сталь-сталь;

- навантаження  $F$  рівномірно розподіляється на всі пружини, прикладене до їх середини і рівне

$$F = \frac{2Tk_p}{zD\mu}, \quad (2)$$

де  $T$  – номінальний обертальний момент, який передається муфтою;  $k_p = 1,0...4,0$  – коефіцієнт режиму роботи машини;  $D$  – діаметр кола точок контакту пальців з пружинами;  $z$  – число пальців контактуючих з пружинами.

Тоді розрахункова схема пружини буде така, як показано на рис. 3.

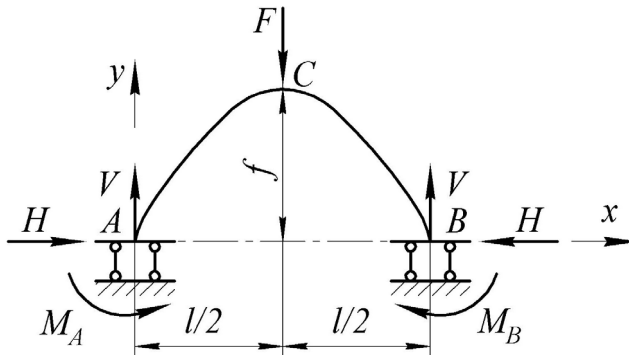


Рисунок 3 – Розрахункова схема повної пружини

Задача буде один раз статично невизначеною. Скористаємось для розв'язку методом сил [18]. Так як розрахункова схема є симетричною то можна розглядати половину арки, у якої в точці  $C$  буде жорстко-податлива опора, яка дозволить лише вертикальне переміщення перерізу  $C$  (рис. 4).

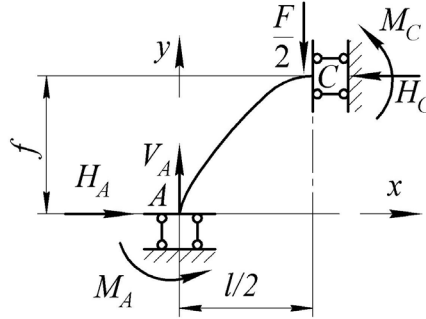


Рисунок 4 – Розрахункова схема половини пружини

Основну систему методу сил обрано у вигляді рис. 5, а, а еквіваленту у вигляді рис. 5, б.

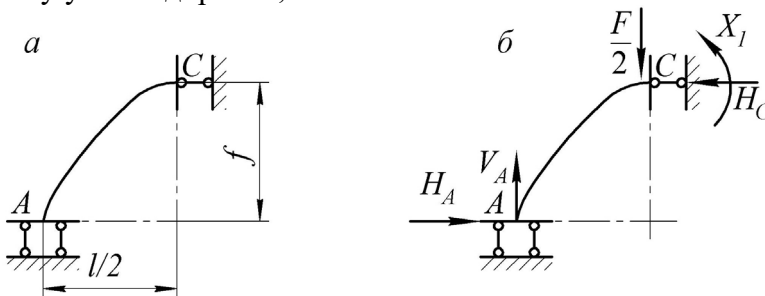


Рисунок 5 – Системи для застосування методу сил: а – основна; б – еквівалентна

Канонічне рівняння методу сил матиме вигляд:

$$\delta_{11} \cdot X_1 + \Delta_{1F} = 0 \tag{3}$$

Розглядаємо основну систему під дією зовнішнього навантаження, визначаємо опорні реакції:

$$\Sigma y_i = 0: V_A - F/2 = 0; \Rightarrow V_A = F/2;$$

$$\Sigma x_i = 0: H_A - H_1 = 0; \Rightarrow H_1 = H_A = \mu F/2; \tag{4}$$

$$\Sigma m_A = 0: Fl/4 - H_1 f - M_A = 0; M_A = Fl/4 - \mu f F/2.$$

Будуємо епюру згинних моментів  $M_F$ . Згинний момент в перерізі арки на відстані  $x$  від початку координат буде дорівнювати:

$$M_{(x)} = V_A x - H_A y - M_A, \tag{5}$$

де сила  $V_A$  викликає розтяг нижніх волокон арки, а сила  $H_A$  і момент  $M_A$  викликають розтяг верхніх волокон арки. Підставляємо значення  $V_A, H_A$  і  $M_A$  в (5) отримаємо:

$$M_{(x)} = \frac{Fx}{2} - \frac{2Fxf\mu}{l} + \frac{2Fx^2 f\mu}{l^2} - \frac{Fl}{4} + \frac{Ff\mu}{2}, \quad (6)$$

або

$$M_{(x)} = F \left[ f\mu \left( -\frac{2x}{l} + \frac{2x^2}{l^2} + \frac{1}{2} \right) + \frac{2x-l}{4} \right]. \quad (7)$$

Визначаємо значення згинних моментів (7) в перерізах 1, 2, 3, 4 пружини і будуємо епюру  $M_F$  (рис. 6, а):

- переріз 1:  $x = 0$ ,  $M_{(x=0)} = \frac{F(2f\mu - l)}{4}$ , якщо  $l/2$  буде

більше ніж

$f\mu$ , то згинний момент в перерізі 1 арки буде від'ємним числом. Це означає, що в цьому місці відбудеться розтяг верхніх волокон.

- переріз 2:  $x_1 = l/6$ ,  $M_{(x=l/6)} = \frac{F(2,64f\mu - l)}{12}$ ;

- переріз 3:  $x_1 = l/3$ ,  $M_{(x=l/3)} = \frac{F(0,66f\mu - l)}{12}$ ;

- переріз 4:  $x_1 = l/2$ ,  $M_{(x=l/2)} = 0$ .

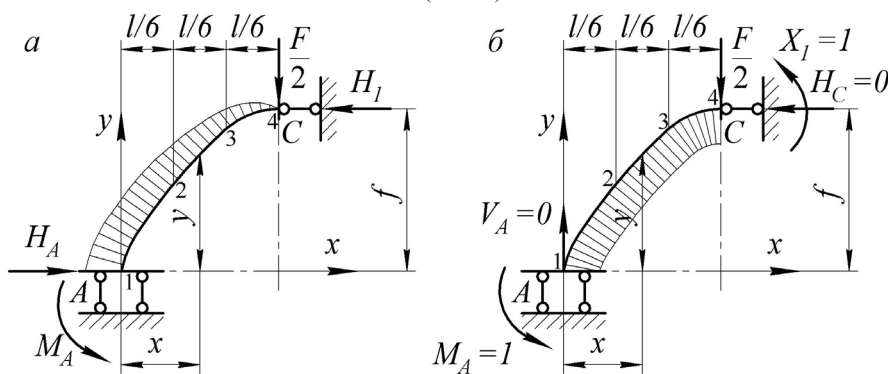


Рисунок 6 – Епюра згинних моментів:

а – від навантаження  $F/2$ ; б – від одиничних навантаження  $X_I=1$

Розглядаємо основну систему від одиничного моменту  $x_1 = 1$ , визначаємо опорні реакції і будуємо одиничну епюру  $M_1$  (рис. 6, б). Вертикальні і горизонтальні реакції рівні нулю. Тому ординати епюри будуть дорівнювати 1.

Визначаємо значення коефіцієнта  $\delta_{11}$  і вільного члена  $\Delta_{1F}$  рівняння (3). В зв'язку з тим, що при дії одиничного моменту  $x_1 = 1$  реакції  $V_A$  і  $H_C$  дорівнюють нулю, то в перерізах основної системи відсутні поперечні і поздовжні сили. Значить при визначенні  $\delta_{11}$  і  $\Delta_{1F}$  потрібно користуватись формулою Мора без врахування поперечних і

ПОЗДОВЖНІХ СИЛ:

$$\delta_{11} = \int \frac{M_1 M_1}{EJ} ds; \quad \Delta_{1F} = \int \frac{M_F M_1}{EJ} ds. \quad (8)$$

Будемо вважати, що  $ds \approx dx$  і жорсткість  $EJ = const$ . Тоді:

$$\delta_{11} = \frac{l}{2EJ}, \text{ а } \Delta_{1F} = \frac{Fl}{EJ} \cdot \frac{3l - 4f\mu}{48}. \quad (9)$$

Підставляємо значення (9) у (3), отримуємо:

$$x_1 = M_C = \frac{F(8f\mu - 6l)}{48}. \quad (10)$$

Завантажуємо арку і визначаємо всі реакції опор

$$\Sigma m_A = 0: \quad M_A + M_C + H_C f - Fl/4 = 0. \quad (11)$$

Звідки 
$$M_A = \frac{3Fl}{8} - \frac{4Ff\mu}{6}. \quad (12)$$

Згинний момент в перерізі на відстані  $x$  від початку координат дорівнює:

$$M_{(x)} = \frac{Fx}{2} - \frac{2Fxf\mu}{l} + \frac{2Fx^2 f\mu}{l^2} - \frac{3Fl}{8} + \frac{4Ff\mu}{6}. \quad (13)$$

Визначаємо значення згинних моментів в перерізах 1, 2, 3, 4:

- переріз 1:  $x = 0, \quad M_{(x=0)} = F(-0,375l + 0,667f\mu);$
- переріз 2:  $x_1 = l/6, \quad M_{(x=l/6)} = F(-0,292l + 0,389f\mu);$
- переріз 3:  $x_1 = l/3, \quad M_{(x=l/3)} = F(-0,208l + 0,222f\mu);$
- переріз 4:  $x_1 = l/2, \quad M_{(x=l/2)} = F(-0,125l + 0,167f\mu).$

За визначеними величинами побудовано остаточну епюру моментів згину, що наведена на рис. 7.

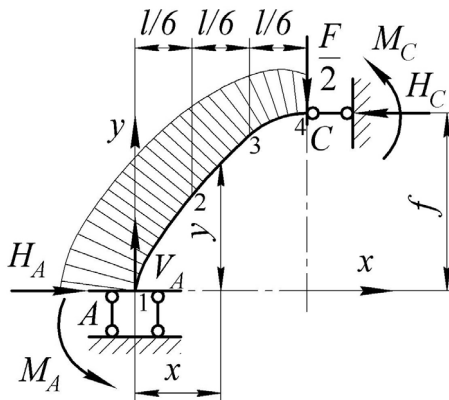


Рисунок 7 – Остаточна епюра моменту згину пружини

Для визначення вертикального переміщення перерізу С потрібно завантажити пружину силою  $x=1$  прикладеною в цьому перерізі, за напрямком можливого переміщення і побудувати одиничну епюру  $\overline{M}_1$ , яка відповідає виразу (13), якщо сила  $F=1$ , тобто

$$\overline{M}_1 = \frac{x}{2} - \frac{2xf\mu}{l} + \frac{2x^2 f\mu}{l^2} - \frac{3l}{8} + \frac{4f\mu}{6}. \quad (14)$$

Вертикальне переміщення перерізу С буде дорівнювати

$$\Delta_C = \frac{2}{EJ} \int_0^{l/2} M_{(x)} \overline{M}_1 dx, \quad (15)$$

де  $E$  - модуль пружності першого роду матеріалу пружини;  $J = b\delta^3 / 12$  - статичний момент інерції перерізу пружини (див. рис. 2).

Підставимо значення (13) і (14) в (15) і після нескладних перетворень отримаємо:

$$\Delta_C = \frac{2F}{EJ} \left( \frac{f^2 \mu^2 l}{15} - \frac{3f\mu l^2}{32} + \frac{13l^3}{384} \right). \quad (16)$$

У нашому випадку максимальне вертикальне переміщення  $\Delta_C$  перерізу пружини залежить від висоти пружини  $f$ , внутрішнього радіуса  $R$  dna канавки фланця півмуфти і відстані  $l$  між штифтами, що кріплять пружину.

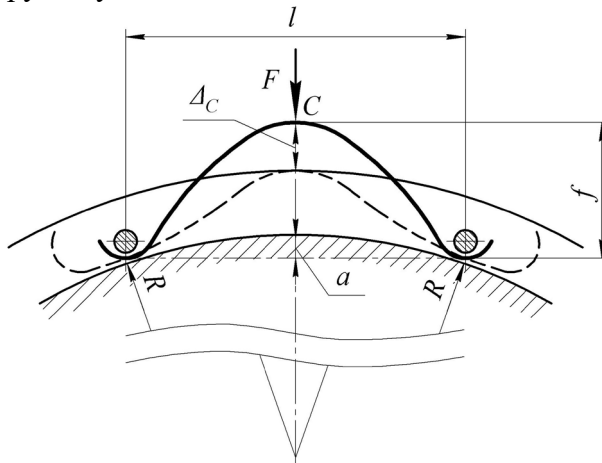


Рисунок 8 – Схема для пояснення залежності між деформацією пружини, її розмірами і розмірами муфти

Із схеми, показаної на рис. 8, видно, що

$$\Delta_C = k(f - a) = k \left[ f - \left( R - \sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4}} \right) \right], \quad (17)$$

де  $k = \Delta_C / f = 0 \dots 1,0$  – коефіцієнт деформації пружини.

Прирівняємо вирази (16) і (17) та визначимо значення сили  $F$ ,

яка викликає вертикальне переміщення  $\Delta_C$  перерізу пружини

$$F = \frac{EJ}{2} \cdot \frac{k[f - (R - \sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4}})]}{\frac{f^2 \mu^2 l}{15} - \frac{3f\mu l^2}{32} + \frac{13l^3}{384}} \cdot \quad (18)$$

За допомогою виразів (13), (16) і (18) можна визначити величину згинаючого моменту при відомій деформації пружини при передаванні граничного обертового моменту та відомими методами оцінити її міцність.

Такі муфти поліпшують експлуатаційні показники механічних приводів машин, що пом'якшують передавання динамічного обертового моменту, компенсують неспіввідносності і покращують технологічність з'єднання валів машин з режимами нерівномірного руху.

### Висновки:

1. У статті обґрунтована конструкція та принцип роботи нової муфти фланцево-пальцевої пружно-запобіжної з вибором вільного ходу.
2. Запропоновані аналітичні вирази для розрахунків пружини нової муфти стосовно її навантажень та деформації при передаванні номінального та максимального обертових моментів.
3. Доведено, що нова муфта має істотні переваги такі, як: простіша за конструкцією, монтажу та умов експлуатації, компенсує шкідливий вплив зміщення осей валів, що виникають унаслідок неточностей виготовлення, амортизує вібрації і динамічні навантаження. Це дає підстави для рекомендування її до використання у механічних приводах різноманітних машин.

### Список використаної літератури

1. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків: навчальний посібник. Львів: НУ «Львівська політехніка», 2006. 196 с.
2. Малащенко В. О., Стрілець В.М., Стрілець О.Р., Федорук В.А. Нові муфти механічних приводів машин. Монографія. Рівне : НУВГП, 2019. 198 с.
3. Малащенко В.О., Гащук П.М., Сороківський О.І., Малащенко В.В. Кулькові механізми вільного ходу. Монографія. Львів: Новий Світ – 2000, 2012. 212 с.

4. Муфта фланцево-пальцева пружна запобіжна з вибором вільного ходу: пат. 137921 Україна: МПК F16D 3/12. u №2019 04343; заявл. 22.04.19; опубл. 11.11.19, Бюл. № 21. 3 с.

5. Муфта фланцево-пальцева пружна запобіжна з вибором вільного ходу: пат. 138341 Україна: МПК F16D 3/12. u №2017 05002; заявл. 30.05.19; опубл. 26.11.19, Бюл. № 22. 3 с.

6. Стрілець В.М., Федорук В.А., Стрілець О.Р., Герасимчук А.Л. Муфти з підковоподібними радіальними пружинами та їх розрахунки. Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. Серія «Технічні науки». Рівне: НУВГП, 2011. Вип. 3 (55). С. 93 – 108.

7. Малащенко В.О., Федорук В.А., Стрілець В.М. Новий напрямок в конструюванні муфт – інерційно-фрикційні муфти. Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. Серія «Технічні науки». Рівне: НУВГП, 2011. Вип. 4 (56). С.106–118

8. Малащенко В.О., Федорук В. А., Стрілець В.М. Автоматичні інерційно-фрикційні муфти зчеплення транспортних засобів та принципи передавання енергії. Науковий вісник Херсонської державної морської академії. Херсон: ХДМА, 2012. №1(6). С.274–284.

9. Малащенко В.О., Федорук В. А., Стрілець В.М. Принцип передавання енергії двигунів інерційно-фрикційними муфтами та їх аналіз Науковий вісник Херсонської державної морської академії. Херсон: ХДМУ, 2012. № 2 (7). С. 176–182.

10. Малащенко В.О., Федорук В. А., Стрілець В.М. Інерційно-фрикційні муфти без веденої напівмуфти, їх принцип роботи та деякі динамічні характеристик. Журнал «Підйомно-транспортна техніка». Одеса,: ОНПУ, 2013. № 1. С.76–85.

11. Малащенко В.О., Федорук В. А., Стрілець В.М. Принцип передачі енергії двигунів автоматичними інерційно-вакуумними муфтами та їх динамічні характеристики. Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. Серія «Технічні науки». Рівне: НУВГП, 2013. Вип. 3 (63). С. 250–263.

12. Малащенко В.О., Федорук В. А., Стрілець В.М. Передавання енергії та динамічні характеристики приводів з автоматичними інерційно-вакуумними муфтами. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». Харків: НТУ «ХПІ», 2013. №41(1014). С.65–73.

13. Стрілець В.М., Федорук В.А., Стрілець О.Р., Ковальчук Р. В. Будова, принцип роботи та розрахунки інерційно-відцентрової пружної муфти Вісник Хмельницького національного університету. Науковий журнал. Технічні науки. Хмельницький: ХНУ, 2013. Вип. 6. С. 22–28.

14. Стрілець В.М., Стрілець О.Р. Завальський В.В. Напружений стан підковоподібних пружин з защемленими кінцями у пружних



муфтах. Вісник Хмельницького національного університету. Науковий журнал. Технічні науки. Хмельницький: ХНУ, 2014. Вип. 6. С. 12–17.

15. Стрілець В.М., Лисанець О.В., Стрілець О.Р. Обґрунтування кінематико-силових параметрів зіркоподібної пружини запобіжної пружної муфти. Збірник наукових праць Полтавського національного технічного університету. Серія: галузеве машинобудування, будівництво. Полтава: ПНТУ, 2015. Вип. 3(45). С. 40–46.

16. Стрілець В.М., Стрілець О.Р., Брошук Ю.М. Розробка конструкцій та обґрунтування параметрів втулкових пружних муфт Вісник Хмельницького національного університету. Науковий журнал. Технічні науки. Хмельницький: ХНУ, 2016. Вип. 5. С. 18–23.

17. Малащенко В.О., Стрілець В.М. Андрушков В.І., Стрілець О.Р., Шаран А.С. Будова, принцип роботи та розрахунки муфти фланцево-пальцевої пружної. Журнал «Підйомно-транспортна техніка». Одеса: ОНПУ, 2019. № 1. С.35–44.

18. Ржаницын А.Р. Строительная механика: Учеб. пособие для вузов. М.: Высшая школа, 1982. 400 с.

## STRUCTURE, PRINCIPLE OF OPERATION AND CALCULATIONS OF THE FLANGE-PIN ELASTIC SAFETY COUPLING WITH A SUPPLY OF FREE MOVEMENT

<sup>1</sup>Malashchenko V. O., <sup>2</sup>Strilets V. M., <sup>2</sup>Andrushkov V. I., <sup>2</sup>Strilets O. R.

<sup>1</sup>Lviv Polytechnic National University

<sup>2</sup>National University of Water And Environmental Engineering

**References.** *The structure of the flange-pin elastic safety coupling with a supply of free movement, which contains two half-muffs, has been considered. First half-muff are made in the form of a hub and a flange with a circular outline. A circular cut are made on the cylindrical surface of the flange in which the springs are axially symmetrically arranged and secured by pins with the possibility of elongation along the bottom of the cut in the case of radial deformation. The second half-muff is made in the form of a hub and a flange in which the fingers are ax symmetrically fixed at the same distance from the axis of rotation of the coupling. Shafts connection technology and the principle of operation of such coupling has been described.*

*A method of calculating a plate spring of a parabolic shape during the transmission of its ultimate torque has been developed. When solving this problem, the following assumptions has been taken - reactions are directed in parallel with the action of an external force and equal to its half; the friction forces at the points of contact with the cut surface, directed along the horizontal line; the load is applied to the middle of the spring. Using the technique of solving statically indefinite problems from resistance of*

*materials or construction mechanics, the expression has been obtained to determine the maximum bending moment with maximum spring deformation. With the help of analytical expressions it is possible to determine the limiting moment of bending of a spring of a coupling and by known methods to estimate its durability and working ability.*

*Such couplings improve the performance of the mechanical drives of the machines by transmitting the dynamic torque softer and compensating for inconsistencies and preventing shaft overload.*

**Key words:** *flange coupling, pin, spring, ultimate torque, bending moment, deformation*