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

Підйомно-транспортна техніка

Подъёмно-транспортная техника

Hebezeuge und Fördermittel

DOI: 10.15276/pidtt.1.60.2019

1(60)
2019

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

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка **1(60)**

Подъемно-транспортная техника **2019**

Hebezeuge und Fördermittel виходить чотири рази на рік

ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ

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

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України 13 вересня 2001 р.

Реєстраційний номер КВ-5475 і входить у перелік наукових видань України, в яких публікуються результати дисертаційних робіт на присудження наукових ступенів доктора і кандидата технічних наук (постанова президії ВАК - липень 2010 року, поновлено наказом МОН України №996 від 11.07.2017).

Друкується за рішенням вченої ради Одеського національного політехнічного університету.

Адреса редакції: 65044, м. Одеса,
пр. Шевченка 1, ОНПУ
Тел.. (048) 705-85-50, 705-85-49.
E-mail: uni06450@gmail.com
Електронна версія журналу – https://ptt-journals.net
Здано у набір 05.05.2019.
Підписано до друку 19.05.2019.
Формат 17х26. Тираж 100.

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

ЗМІСТ

УДК 621.86.
DOI: 10.15276/pidtt.1.60.2019.01

Григоров О. В., Турчин О. В., Аніщенко Г. О., Петренко Н. О., Стрижак В. В., Радченко В. С.
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
ТОВ «Харківський завод підйомно-транспортного устаткування»

БІЧНІ СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА КОЛЕСА МОСТОВИХ КРАНІВ, І ДЕЯКІ МЕТОДИ ЇХ ЗНИЖЕННЯ

Анотація. *Значне число мостових кранів мають пошкодження конструкції, що виникають в результаті дії бічних навантажень на ходові колеса, однією з причин виникнення яких є неточності установки коліс і непрямолінійність рейкового шляху. У статті розглядається процес виникнення бічних сил і питання оптимізації цих параметрів, а також переваги використання коліс з чавуну з кулястим графітом на підставі емпіричних даних і окремих конструктивних рішень.*

Ключові слова: *мостові крани, металоконструкція, бічні навантаження на колеса, контактно-фрикційна взаємодія, чавун з кулястим графітом.*

Вступ

За результатами статистичного аналізу, виконаного Е.М. Кінцевим і Б.М. Розенштейном для мостових кранів [1], найбільше число пошкоджень мають кінцеві балки (див. рис. 1). Звертає на себе увагу підвищена інтенсивність виникнення дефектів в початковий період експлуатації.

Як правило, цим пошкодженням передує поява зносу реборд [2], що побічно свідчить про істотний негативний вплив горизонтальних навантажень, які для мостових кранів мають переважно поперечний напрям. Місця найбільш характерних ушкоджень показані на рис. 2 (за даними [2]). Досить небезпечним є вузол з'єднання головних і кінцевих балок. Особливо, якщо це з'єднання виконано на чистих болтах з порушеннями конструктивних вимог, наприклад, зі збільшеними зазорами [3]. Паспортна група режиму роботи крана визначається з урахуванням спектру вантажів, що піднімаються, що не завжди має пряме відношення до рівня навантаженості горизонтальними силами.

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

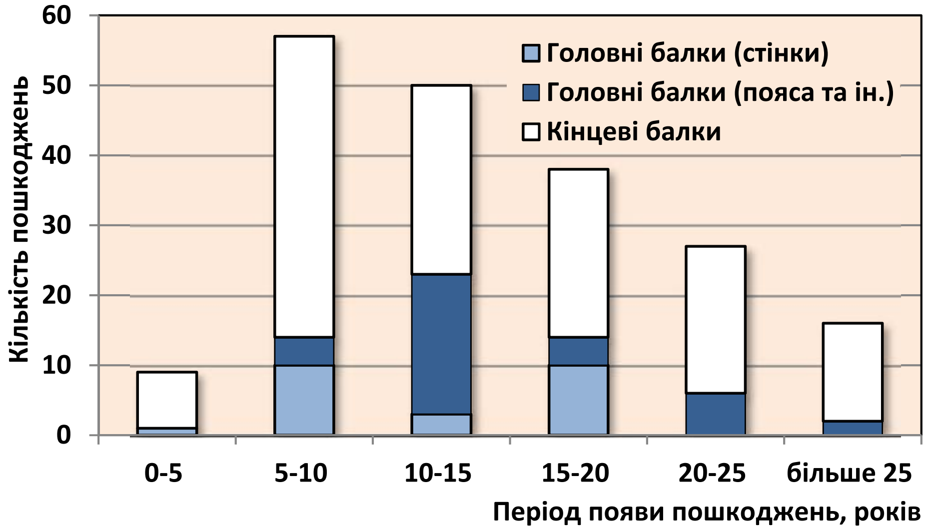


Рисунок 1 – Виникнення дефектів на кранах, що знаходяться в експлуатації

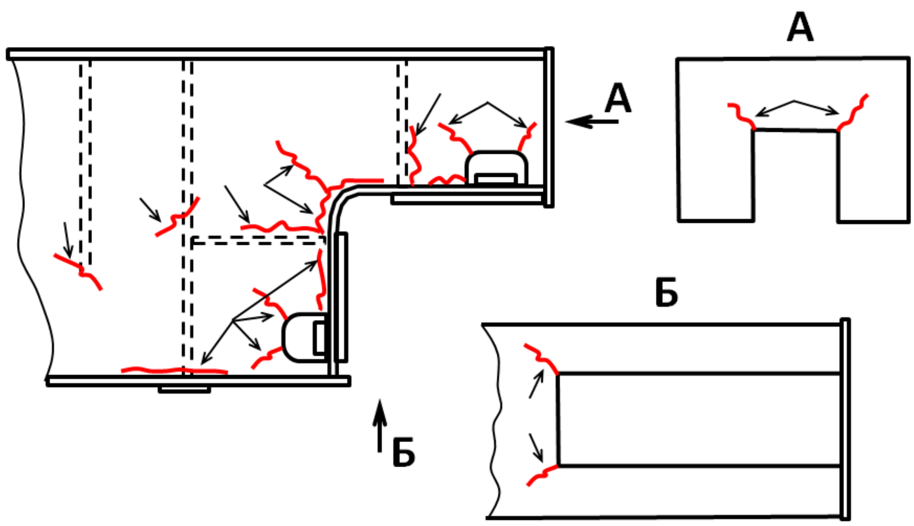


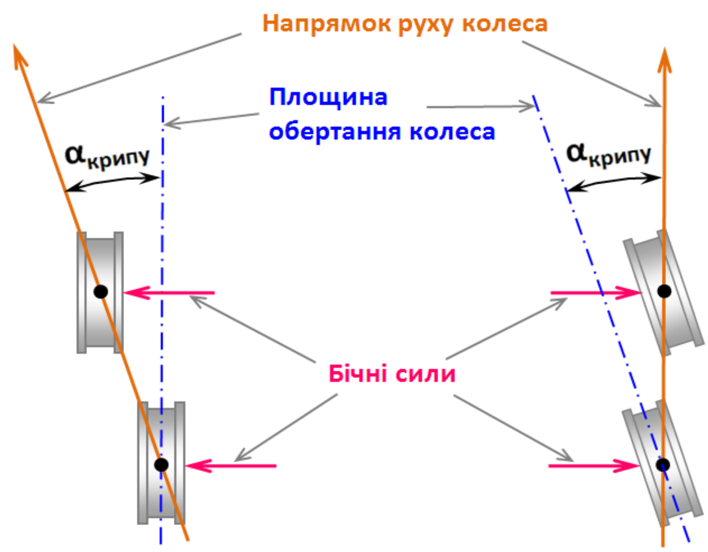
Рисунок 2 – Характерні місця появи тріщин на кінцевих балках (за даними [2])

Поява тріщин вказує на змінний характер навантаження вузлів, що пов'язано з торканнями рейок реборд різних коліс, поворотами крана в цілому, деформаціями його несучої конструкції, непостійністю швидкості, змінами положення вантажу та ін.

Викладення основної частини

Для оцінки рівня навантаженості елементів кінцевих балок потрібний розгляд кількох взаємовпливаючих процесів. Найбільш важливим і одночасно найменш дослідженим явищем є виникнення бічних сил при коченні колеса, повернутого на невеликий кут до площини його обертання (див. рис. 3). Ці сили можуть бути значними, особливо для кранів з жорсткою конструкцією.

Ефект проявляється як поступове зміщення колеса з площини кочення під дією бічної сили (а), або ж як наявність бічних реакцій в підшипниках колеса при його коченні з перекосом в плані (б). При русі крана мають місце обидва випадки. У відомих експериментальних дослідженнях вимірювалася сила реакції при коченні повернутого колеса.



а) Поступове зміщення колеса під дією бічної сили

б) При коченні колеса з перекосом виникає поперечна реакція в буксах

Рисунок 3 – Поперечне пружне ковзання колеса

На жаль, для кранових умов явище вивчено недостатньо, що вносить невизначеність в існуючі розрахункові методики.

Експериментальні дослідження стримуються через об'єктивні причини, пов'язані з необхідністю точних геометричних вимірювань при дії великих сил. Ці питання вирішуються в залізничній галузі з застосуванням досить складного і дорогого обладнання. Кранові колеса працюють при значно більш високих навантаженнях. Відповідно, конструкція стенда повинна бути досить жорсткою і міцною. У разі ж експериментів на діючих кранах є принципові обмеження точності вимірювань як бічних сил, так і поточних кутів перекосу коліс. Не дивно, що наявні на сьогоднішній день дані отримані зі значним розкидом.

Це видно на рис. 4, де наведені експериментальні значення бічної сили зчеплення обода колеса з рейкою, віднесеної до

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

вертикального навантаження в функції від кута повороту колеса (в проміле), які виміряні в приміщенні для випадку очищених рейок при різних рівнях контактних напруг за Герцем. Відзначимо, що наявність іржі, забруднень або плівки води призводить до зниження сил, тому далі ці випадки не розглядаються.

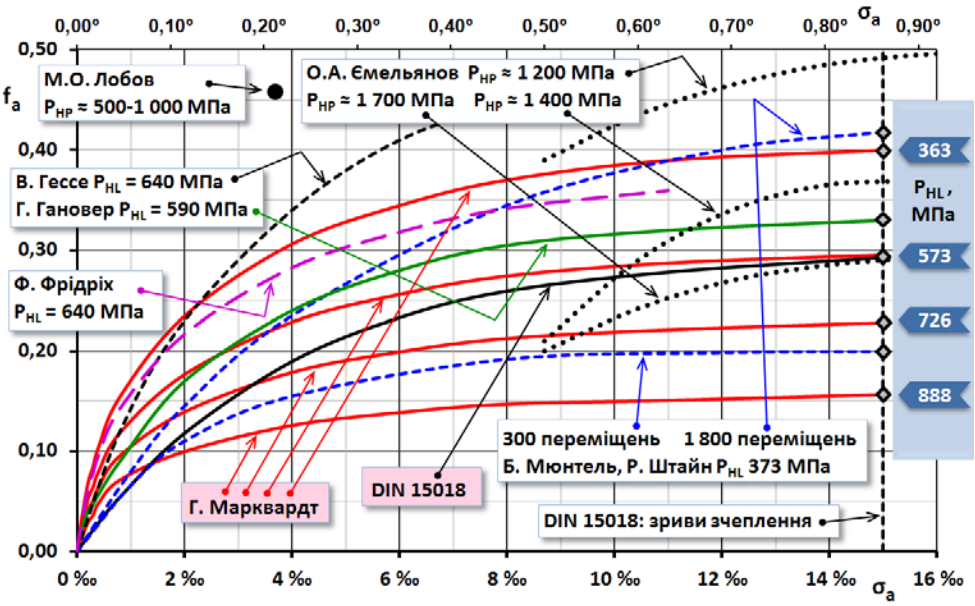


Рисунок 4 – Коефіцієнт поперечного пружного ковзання f_a в залежності від відносного поперечного зсуву колеса σ_a, експериментальні дані

На рисунку також є крива, яка використовується в стандартній розрахунковій методиці, наведеній в DIN 15018, що поширена сьогодні на загальноєвропейські стандарти.

Значний інтерес представляють дані, отримані Г. Марквардтом на стенді з кільцевою рейкою. Можна також відзначити результати О.А. Ємельянова, В.Ф. Задираки, В.П. Шепотько та ін. дослідників з Краматорського Індустріального Інституту – єдині в своєму роді, виміряні при контактних тисках, характерних для кранових коліс. На жаль, в останньому випадку присутні систематичні похибки, що розпізнаються за некоректним нахилом двох графіків в їх лівій частині. Це зайвий раз свідчить про об'єктивні складнощі, пов'язані з точністю вимірювань. Відзначимо також, що дані мають значний розкид, крім того у всьому діапазоні параметрів спостерігаються зриви зчеплення [2], що викликає запитання. На рис. 4 для цих серій експериментів графіки наведені з осередненням, без урахування зривів зчеплення.

Контактно-фрикційні явища є не єдиною причиною бокових навантажень. Для кранів з великими прогонами істотним є вплив поздовжніх зусиль, що діють на протилежні сторони – активних, дисипативних і інерційних. У разі податливої конструкції в плані відповідні навантаження можуть бути превалюючими.

Вплив окремих негативних ефектів може бути знижено за допомогою практичних заходів. Зокрема, ефективним є змащування бокових поверхонь рейок і/або реборд. Останнім часом набувають поширення системи управління рухом крана, що включають датчики зазорів між ребордами і боковими поверхнями рейок. Інформація, що надходить від датчиків, аналізується мікропроцесором і кран вирівнюється з примусовим запізнюванням тієї чи іншої сторони. Відзначимо також можливість використання конічних приводних коліс при синхронізації їх обертання, що забезпечується системою управління.

Зважаючи на складність проблеми в цілому, зупинимося на важливому окремому аспекті – забезпеченні точності геометрії крана, для чого потрібно рішення ряду конструктивно-технологічних задач.

У зв'язку з цим, зупинимося на характерних заходах, що застосовує фірма Demag, в основі яких лежить серійність і модульність. Так, колеса випускаються в складі блоків або готових кінцевих балок, що виготовляються з необхідним рівнем точності, які мають оброблені установлювальні поверхні (див. рис. 5).

а) DRS 112 - DRS 500 (навантаження на колесо 2,7-37 т)

б) DWS 400 - DWS 630 (навантаження на колесо 28-60 т)

в) установка блоку DWS на кінцевій балці

Рисунок 5 – Колісні блоки DRS [4] та DWS [5]

Блоки DWS (б) базуються по стінках кінцевих балок (в). Вузли з кутовими буксами не застосовуються. Далі розглядаються особливості використання тільки блоків DRS (а).

На рис. 6 представлений спосіб кріплення колісного блоку до бічних стінок кінцевої балки на двох горизонтальних осях (1), з набором фігурних пластин (2) для регулювання прогону. В цьому випадку точність положення коліс забезпечується обробкою отворів під осі.

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

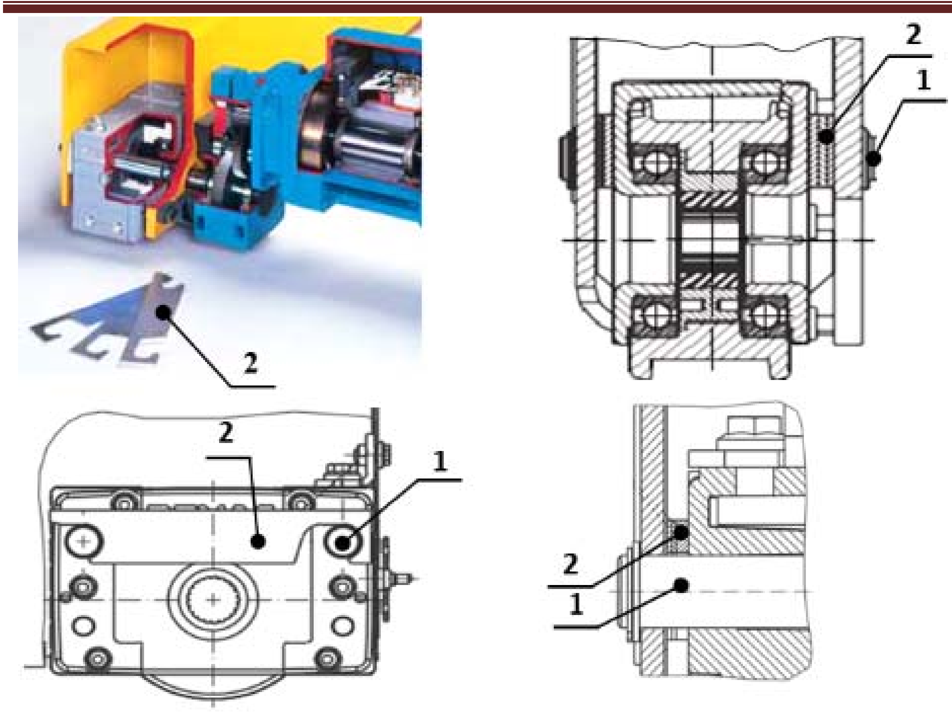


Рисунок 6 – Установка блока DRS на осях: 1 – кріпильні осі; 2 - дистанційні установчі фігурні пластини

Можливі й інші варіанти установлення (див. рис. 7). У разі базування по горизонтальній поверхні для перевірки стану коліс використовується лазерне візування (див. рис. 8), при цьому регулювання положення здійснюється ексцентриковими гвинтами на кінцевій балці.

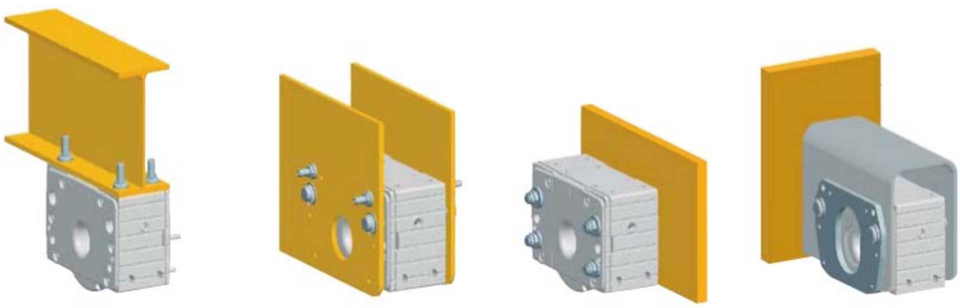


Рисунок 7 – Різні способи установлення колісних блоків DRS

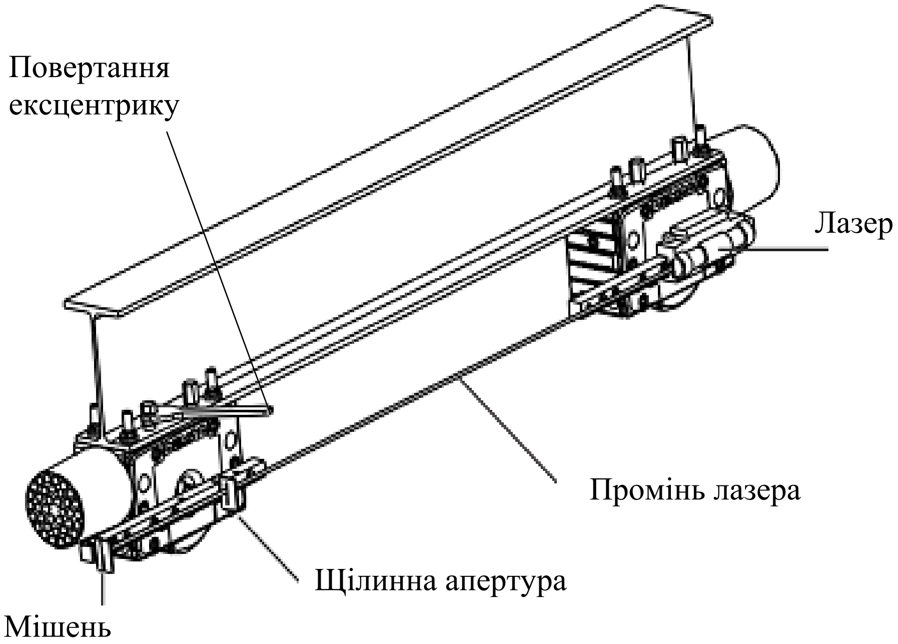


Рисунок 8 – Точне регулювання положення коліс блоку DRS із застосуванням лазера [6]

Кінцеві балки, що випускаються цією фірмою, комплектуються відповідною плитою фланцевого болтового з'єднання, яка приєднується до головної балки заводським зварюванням, а також вкладишами (див. рис. 9), що забезпечує базування при монтажній збірці за механічно обробленими поверхнями.

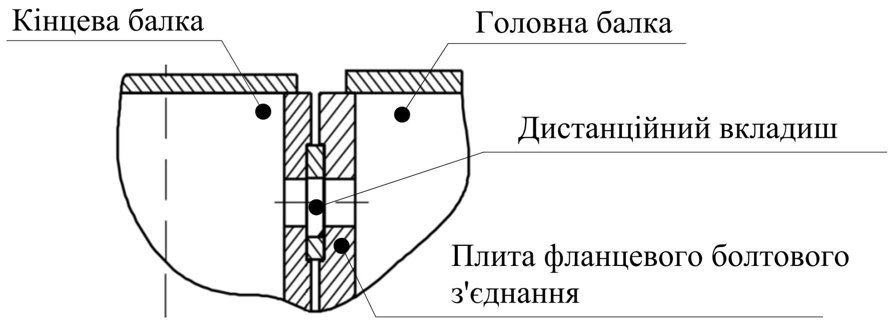


Рисунок 9 – Елементи фланцевого з'єднання кінцевий і головної балки

Для отримання схеми рейкового шляху використовується лазерний випромінювач в комбінації з рухомою кареткою-мішенню, що автоматично переміщується по рейках (див. рис 10).

Рисунок 10 – Перевірка геометрії рейкової колії [7]

Підхід в цілому відрізняється зваженістю. Так, рівень точності обмежений розумними межами, щоб уникнути непропорційного зростання вартості виробу. Зокрема, лазерний візир, що використовується для вистановки коліс, має точність вимірювань 1,6‰ (ймовірно, мається на увазі сумарний діапазон відхилень, відповідний ±0,8‰), що відповідає найбільш грубому, 4 класу точності згідно з ISO 12488. Рейки ж рекомендується вирівнювати по 2 класу точності (див. рис. 11 а).

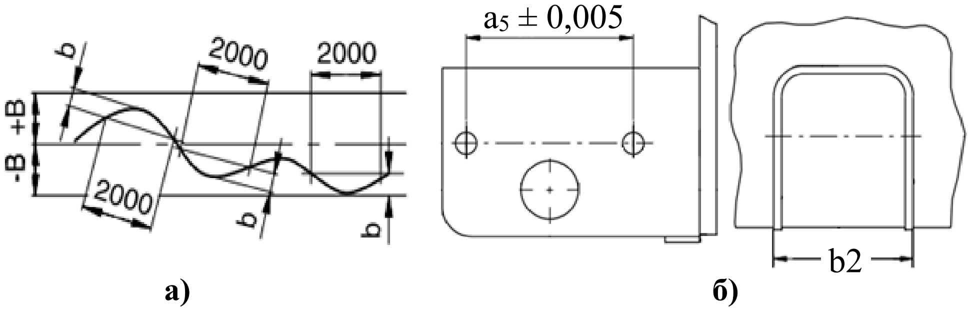


Рисунок 11 – Точність розташування базових поверхонь під установлювальні осі колісного блоку. Допустимі відхилення від прямолінійності осі рейки [6]

У табл. 1 наведені кутові відхилення коліс, розраховані на основі даних каталогу (див. рис. 11). Обчислення проводилися з урахуванням мінімальних баз серійних кінцевих балок. Як видно, найбільший кут між площиною кочення колеса і віссю рейки становить близько 6-7‰ і визначається, переважно, зазорами між ребордами і бічними поверхнями рейок. Установлювальні кути коліс впливають в меншій мірі.

Таблиця 1 – Розрахункові кути повороту коліс в плані щодо осей рейок за складовими (обробка даних каталогу)

				Найбільші кути повороту коліс				
Позначення колісного блоку	**Відстань між стінками**	**Мінімальна база серійної кінцевий балки**	**Найбільший зазор між ребордами і рейкою**	**Через відхилення положень отворів під пальці**	**Через неточності лазерного візування**	**Через непрямолінійності рейок**	**Через зазор між ребордами і рейками**	**Сумарне**
DRS	b_2	L_{min}	S_{max}	$2\cdot0{,}05/b_2$	$2\cdot0{,}05/b_2$	**2B/6000/2**	S_{max}/L_{min}	σ_Σ
112	111			±0,89‰		±1,67‰		**±2,56‰**
125	111	1 500	5	±0,80‰		±1,67‰	±3,33‰	**±5,80‰**
160	129	1 500	5	±0,63‰		±1,67‰	±3,33‰	**±5,63‰**
200	154	2 000	5	±0,50‰		±1,67‰	±2,50‰	**±4,67‰**
112	111				±1,60‰	±1,67‰		**±3,27‰**
125	111	1 500	5		±1,60‰	±1,67‰	±3,33‰	**±6,60‰**
160	129	1 500	5		±1,60‰	±1,67‰	±3,33‰	**±6,60‰**
200	154	2 000	5		±1,60‰	±1,67‰	±2,50‰	**±5,77‰**

При дотриманні необхідної точності геометрії крана і шляху декларується рівень бічного навантаження на колесо не вище 0,2 від вертикальної сили, з посиланням на методику DIN 15018. Ця величина приблизно відповідає точкам графіка на рис. 4 для цього стандарту, що побічно підтверджує коректність обчислень наведених в таблиці 1.

Колеса Demag виготовляються з литого чавуну з кулястим графітом марки GJS-700-2 за класифікацією EN (GGG70 за класифікацією DIN), які мають феритні оболонки навколо включень графіту в базову перлітну структуру. Відзначається підвищена стійкість цього матеріалу до зносу, однак при визначенні навантажень основний інтерес представляє поперечне зчеплення обода колеса з рейкою.

Коефіцієнт поперечного зчеплення для чавуну з кулястим графітом було виміряно Б. Мюнтелем на крані [8]. У цій же серії експериментів вимірювалися також коефіцієнти для сталевих коліс (див. рис. 12). Як видно, для діапазону кутів перекосу коліс 5-15‰ кочення чавунних коліс супроводжується меншими навантаженнями. Ефект особливо виражений при природнім очищенні контактуючих поверхонь від плівок окислів, якщо кран виконує багаторазові переміщення через відносно короткий проміжок часу. Таким чином, є певне обґрунтування невисоких вимог до точності геометрії крана і шляху.

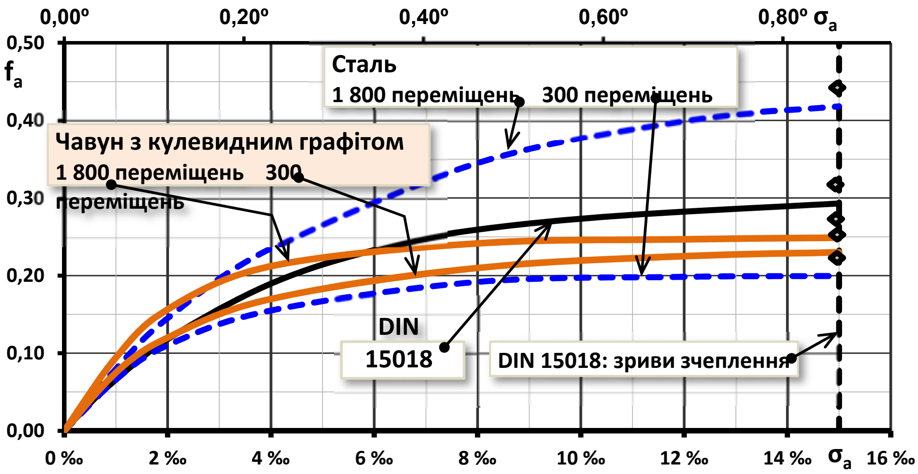


Рисунок 12 – Результати порівняльних випробувань коліс зі сталі і чавуну з кулястим графітом

Як видно, лінії графіків в навколонульовій зоні збігаються, що відповідає відомим уявленням про те, що при малих кутах повороту коліс поперечне зчеплення в основному визначається пружними властивостями матеріалу, оскільки модулі зсуву високоміцних чавунів з кулястим графітом і сталей близькі. Звертає на себе увагу також те, що при перекосі до 4‰ колеса з чавуну не мають переваги перед сталевими.

Ми не маємо відомості про марку чавуну в випробуваннях Б. Мюнтеля, тому зроблені висновки повинні розглядатися як попередні.

Повертаючись до рис. 4, відзначимо, що частина експериментальних результатів не підтверджує величини бічних навантажень на колеса, розрахованих за методикою, що спочатку була наведена в DIN 15018, а потім поширена на ряд інших стандартів (EN 13001-2, EN 15011, EN 1991-3 та ISO 8686-1) – практично, без змін. Питання вимагає додаткового вивчення.

Висновки

Наявні статистичні дані свідчать про значну пошкоджуваність елементів металоконструкції мостових кранів під дією бічних навантажень, що виникають при коченні коліс по рейках з перекосом. Ці сили можуть бути знижені при виконанні ряду конструктивних вимог, перш за все, до точності геометрії крана і рейкового шляху, а також до матеріалу коліс.

Як приклад розглядаються підходи фірми Demag, які є не тільки ефективними, але і помірно витратними. Для серійних мостових кранів середньої вантажопідйомності забезпечується знижений рівень точності установки коліс (4 клас за VDI 3576 або ISO 12488-1) і середня точність вирівнювання рейкового шляху (2 клас за VDI 3576 або ISO 12488-1).

Для гарантованого забезпечення цих вимог використовуються різні інструменти, заходи і конструктивні рішення. Досить ефективним є застосування коліс з чавуну з кулястим графітом, який має не тільки протизносні властивості, але і знижену силу поперечного зчеплення обода з рейкою при кутах перекосу коліс в діапазоні 5-15‰.

Методика визначення бічних навантажень на сьогоднішній день забезпечує недостатньо достовірні результати, тому для їх уточнення потрібні додаткові дослідження.

Список використаної літератури

1. Концевой Е.М. Ремонт крановых металлоконструкций / Е.М. Концевой, Б.М. Розенштейн – М.: Машиностроение, 1979. 205с.

2. Емельянов О.А. Мосты сварные, крановые. Конструкция. Нагруженность. Диагностика. Обеспечение ресурса: Монография / О.А. Ємельянов. – Краматорск: ДГМА, 2002. – 334с.

3. Попов В.А. На тернистом пути экспертизы промышленной безопасности / В.А. Попов, В.А. Гудошник. – Днепропетровск: АРТ-ПРЕСС, 2016. – 544 с.

4. Каталог Demag Cranes & Components. The Demag wheel range. German : Demag Cranes & Components GmbH, 2010. 20p.

5. Demag Cranes & Components. Demag DWS wheel set. Germany: Demag Cranes & Components GmbH, 2011. 40p.

6. Каталог Demag Cranes & Components. Demag DRS wheel block system. Germany: Demag Cranes & Components GmbH, 2010. 204p.

7. Каталог Demag Cranes & Components. Safety all along the line. Germany: Terex MHPS GmbH, 2016. 8p.

8. Muntel B.C. Querkraft-Schlupf-Funktionen einer realen Brückenkrananlage unter Variation der Parameter. Braunschweig, Techn. Univ., Diss., v. 1987.

LATERAL FORCES ACTING ON WHEELS OF BRIDGE CRANES AND SOME METHODS FOR THEIR DECREASE

Gryhorov O. V.[1], Turchyn O. V.[1], Anishchenko G. O.[1], Petrenko N. O.[1], Strizhak V. V.[1], Radchenko V. S.[2]
[1] *National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"*
[2] *LLC "Kharkov Lifting & Transportation Equipment Plant*"

Abstract. Elements of the steel structures of bridge cranes are exposed to the side loads that arise during the movement. As a result, multiple fatigue damage occurs, the nature of which allows you to judge the complexity of power influences. The determination of the corresponding loads is possible only with significant errors, which is connected, first of all, with the lack of knowledge of the contact-frictional phenomena taking place when rolling the wheels on the rails with the bias of the plane of rotation relative to the direction of motion. The numerical results of experimental measurements of the coefficient of transverse coupling in the function of skew of crane wheels and pressure on contact pads are given. The data has a significant spread, in addition, they are sensitive to various additional factors that are practically not evaluable, such as surface condition and rolling frequency.

The solution to the problem today is hampered by the objective complexity and high cost of the necessary experiments. In this regard, the most important practical measures that reduce the level of side loads are considered. First of all, it is the applying of known solutions aimed at providing the necessary precision of wheel alignment and straightness of the rail path, as well as the use of laser sights for control measurements. In addition, the question of optimization of the level of accuracy is raised, referring to the practice of the company "Demag", which is important to prevent the disproportionate increase in the value of the product. The advantages of using nodular cast iron wheels are considered. It is assumed that the main benefit from the use of these wheels can be explained by lower values of transverse coupling forces in contact with the rail.

Keywords: bridge cranes, steel structures, lateral loading on wheels, contact-friction interaction, nodular cast iron.

УДК 621.87:62-59
DOI: 10.15276/pidtt.1.60.2019.02
Семенюк В. Ф., Вудвуд О. М.
Одеський національний політехнічний університет

ВПЛИВ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖИНИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРУЖИННО-ГІДРАВЛІЧНОГО ГАЛЬМА

Анотація. *У статті розглянуто конструкцію нового гальма кранів – пружинно-гідравлічного. Досліджено вплив пружин різних жорсткостей з лінійною характеристикою, що встановлюються в гальмо на величину динамічних навантажень в металоконструкції та приводі мостового крану. Визначено вплив складеної пружини, що має три жорсткості на ефективність гальмування крану. Надано рекомендаціїї, щодо вибору жорсткостей пружин для пружинно-гідравлічного гальма.*
Ключові слова: *мостовий кран, пружинно-гідравлічне гальмо, пружина, жорсткість пружини, динамічні навантаження.*

Вступ

На даний час парк вантажопідйомних кранів постійно збільшується не тільки завдяки новим, але й і завдяки кранам, що вже були в експлуатації й налічує близько 70100 одиниць (з них 27300 – крани мостового типу); разом з тим за статистикою близько 84% машин відпрацювали свій нормативний термін експлуатації, а для кранів мостового типу ця цифра становить 92% [1]. Втім машини які відпрацювали свій нормативний термін продовжують експлуатуватися. Важливою для подовження терміну служби крана і його металоконструкції є якість перехідних процесів, бо за рахунок динамічних навантажень особливо при гальмуванні накопичуються залишкові деформації і втомні тріщини. Кранові гальмівні пристрої повинні забезпечувати гарантовану зупинку машини з прийнятним уповільненням, а також надійно утримувати кран в нерухомому стані під час зупинки і технологічних пауз.

Постановка проблеми

У підйомно-транспортних машинах, зокрема в кранах, в якості гальмівних пристроїв активно застосовуються нормально замкнуті фрикційні гальма – колодкові, дисково-колодкові, дискові [2]. На жаль, більшість конструкцій фрикційних нормально замкнутих гальм мають ряд недоліків. А саме: «ударне» наростання гальмівної сили, нестабільність гальмівного моменту в наслідок температурних змін, знос фрикційних елементів і відповідно елементів на які вони

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

впливають, складність регулювання деяких пристроїв через складну кінематику системи важелів.

Огляд останніх публікацій

Для підвищення ефективності процесу гальмування мостових кранів ведуться активні дослідження в різних напрямках.

Так в роботах [3, 4, 5, 6] пропонуються нові конструкції та способи гальмування, що дозволяють проводити гальмування крану змінним гальмівним моментом. На відміну від класичних конструкцій нормально замкнутих гальм, гальмівний момент наростає не миттєво до значення на яке регульовано гальмо, а поступово, що дає можливість уникнути росту динамічних сил особливо на початку гальмування.

Іншим напрямком в підвищенні якості перехідних процесів є вдосконалення системи керування краном. Так в роботі [7] авторами встановлені загальні положення, що дозволяють підвищити ефективність роботи мостового крана із гнучким підвісом вантажу за рахунок реалізації оптимальних режимів його руху.

Очевидно, що наявність механічного гальма є обов’язковим, а розробка й дослідження нових типів гальм, що дозволяють зупиняти крани з мінімальними динамічними навантаженнями на думку авторів є актуаьним.

Мета роботи показати доцільність пружинно-гідравлічного гальма, яка дозволяє мінімізувати динамічні зусилля в приводі і металоконструкції мостового крану та оцінити вплив пружин різних жорсткостей на ефективність гальмування. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: виконати дослідження роботи пружинно-гідравлічного гальма з пружинами постійної жорсткості та змінної жорсткості.

Виклад основного матеріалу

Для реалізації плавного, безфрикційного гальмування механізмів пересування кранів і вантажних візків пропонується конструкція пружинно-гідравлічного гальма [8, 9].

Пружинно-гідравлічне гальмо (рис.1.) при гальмуванні крана гасить кінетичну енергію крана перетворюючи її в потенційну енергію стиснутої пружини (пакета пружин). Пружина застосовується в якості пружного елементу, що створює гальмівну силу, яка виникає при зупинці крана. Простіше і дешевше виготовляти кручені пружини з дроту круглого перетину, в результаті чого виходить пружний елемент з малими габаритними розмірами і при цьому з великою енергоємністю. Вита пружина представляє собою просторовий брус, в поперечних перетинах якого виникають всі внутрішні силові фактори. Крім сили, що створює пружина, частина гальмівної сили створюється опором перетікання рідини з однієї порожнини циліндра в іншу. Крім того, керуючи величиною гідравлічного опору можна управляти законом зміни гальмівної сили.

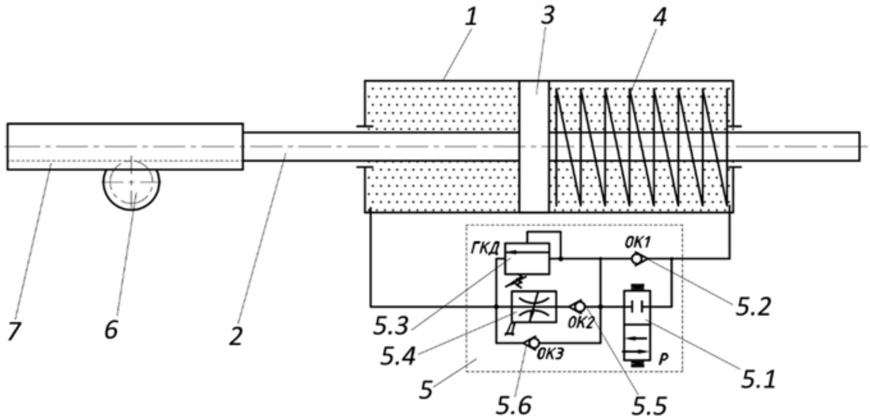


Рисунок 1. – Принципова схема пружинно-гідравлічного гальма.

Запропоноване гальмо дозволяє при гальмуванні забезпечити плавне наростання гальмівної сили від мінімального значення F_{tmin} до номінального F_t при якій здійснюється повна зупинка крана або вантажного візка. Пружинно-гідравлічне гальмо складається з циліндра 1 в корпусі якого знаходиться поршень 3 зі штоком 2. Поршень має ущільнення і герметично розділяє праву і ліву порожнини циліндра. В циліндричній порожнині розміщена силова пружина 4, яка створює гальмівну силу на штоку 2 поршня. Залежно від величини гальмівної сили і довжини гальмівного шляху, пружина може бути циліндричною, конічною, пакетом тарілчастих пружин з різною жорсткістю, можлива комбінація декількох циліндричних пружин різного типорозміру встановлених послідовно або паралельно. Крім того, в пружинно-гідравлічному гальмі є гідравлічна апаратура 5 і рідина, які виконують керуючу роль. Керуюча гідравлічна апаратура 5 складається з: розподільника 5.1, який керує роботою гальма; зворотного клапана 5.2; регульованого гідравлічного клапана тиску 5.3, який дозволяє створювати додатковий опір перетіканню рідини з однієї порожнини в іншу, тим самим збільшуючи значення і закон зміни гальмівної сили; зворотних клапанів 5.5 і 5.6 з регульованим дроселем 5.4 дозволяє плавно повертати шток гальма в початкове положення.

Пружинно-гідравлічне гальмо (рис.1) працює наступним чином: при гальмуванні крана починає обертатися шестерня 6 яка з'єднується з віссю колеса крана та переміщує зубчасту рейку 7. Рейка закріплена на штоку 2, шток з поршнем 3 переміщується, стискаючи пружину 4 і виштовхує гідравлічну рідину в штокову порожнину без пружини. Гідравлічна рідина при спрацьовуванні гальма проходить через зворотний клапан 5.2 і регульований гідравлічний клапан тиску 5.3, який дозволяє створювати додатковий гідравлічний опір, при цьому

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

розподільник 5.1 і зворотні клапана 5.5 і 5.6 закриті. Зворотний клапан 5.2. пропускає рідину в одному напрямку (весь потік рідини при стисненні пружини проходить через нього) і надійно фіксує гальмо в загальмованому стані. Якщо необхідно розгальмувати гальмо відкривається розподільник 5.1, пружина розтискається і переміщує поршень у зворотний бік, в результаті чого гідравлічна рідина проходить через регульований дросель 5.4 і зворотний клапан 5.5. При підвищенні тиску в магістралі відкривається зворотний клапан 5.6, який оберігає систему від надмірного тиску.

При дослідженні впливу жорсткості пружини приймаємо допущення, що гідравлічна рідина вільно перетікає з поршневої порожнини в штокову порожнину гальма, не впливаючи на величину гальмівної сили і характер її зміни. Тому сила гальмування P_t пружинно-гідравлічного гальма залежить від жорсткості пружини й може бути визначена залежністю:

$$P_t = c_{пруж} \cdot x_i \tag{1}$$

де, $c_{пруж}$ – жорсткість пружини в *Н/м;*

x_i – поточне значення осідання пружини, *м.*

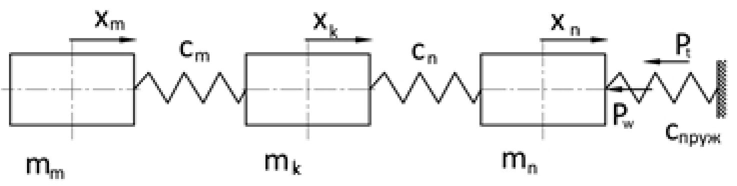


Рисунок 2. – Трьохмасова розрахункова динамічна модель при гальмуванні крана пружинно-гідравлічним гальмом

З урахуванням (1) система диференціальних рівнянь, що описує динамічну модель представлену на рис. 2. приймає вид:

$$\begin{cases} m_n \cdot \ddot{x}_{пр} + c_n \cdot (x_{пр} - x_к) = -c_{пруж} \cdot x_{пруж} \\ m_к \cdot \ddot{x}_к - c_n \cdot (x_{пр} - x_к) + c_m \cdot (x_к - x_m) = -P_w \\ m_m \cdot \ddot{x}_m - c_m \cdot (x_к - x_m) = 0 \end{cases}, \tag{2}$$

де m_n – наведена до ходових коліс маса обертових частин привода, *кг*;

$m_к$ – маса моста, наведена до переміщення кінцевих балок, *кг*;

m_m – наведена до середини прольоту маса середніх частин моста й порожнього візка, *кг*;

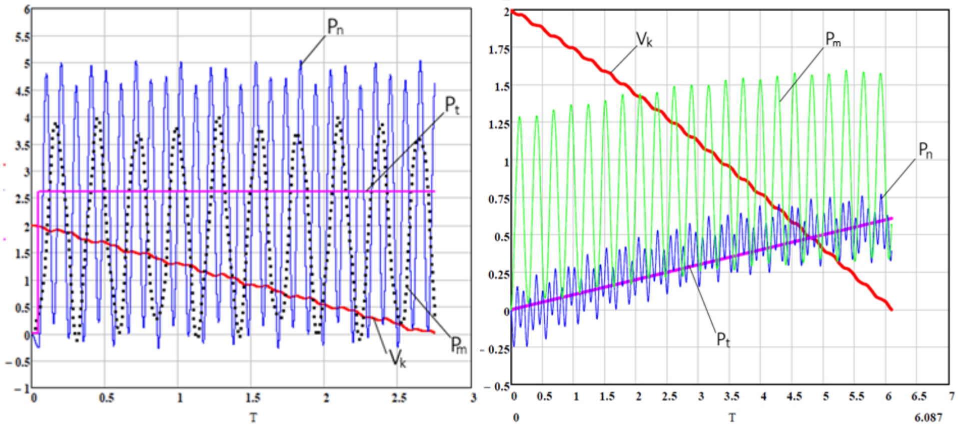
P_w – сила статичного опору пересуванню крана, *Н*;

$c_{пр}$ –жорсткість привода механізму пересування, наведена до ходових коліс, *Н/м*;

c_m – коефіцієнт жорсткості металоконструкції крана в горизонтальній площині, *Н/м*;

$c_{пруж}$ – жорсткість пружини, пружинно-гідравлічного гальма, *Н/м*;

Розрахунки проводилися для мостового крана вантажопідйомністю 20/5 тон, який у заводській комплектації обладнаний колодковими гальмами (рис. 3а).



а) б)

Рисунок 3. – Процес гальмування крана: а) колодковим гальмом з гальмівним моментом М=424 *Нм* (Pt=26000 *Н*); б) пружинно-гідравлічним гальмом із пружиною постійної жорсткості $c_{пруж}$ = 1000 Н/м.

Із графіків рис. 3а видно, що при гальмуванні крана штатним колодковим гальмом повна зупинка з номінальної швидкості 2 *м/с* відбувається за 2,75 *с*, максимальні динамічні навантаження в приводі рівні P_n = 50420 *Н*, а в металоконструкції - P_m = 40100 *Н*. При гальмуванні крана пружинно-гідравлічним гальмом (рис. 3б) із пружиною жорсткістю $c_{пруж}$ = 1000 *Н/м* повна зупинка з номінальної швидкості відбувається за 6,09 *с*, максимальні динамічні навантаження в приводі рівні P_n = 7703 *Н*, а в металоконструкції – P_m = 15960 *Н*. Використання пружинно-гідравлічного гальма дозволяє суттєво зменшити максимальні динамічні навантаження, але при використанні пружини із жорсткістю $c_{пруж}$ = 1000 *Н/м* спостерігається дворазове збільшення часу гальмування й гальмівного шляху до 6,5 *м*. Таке

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

збільшення часу гальмування негативно відіб'ється на продуктивності крана, а збільшення гальмівного шляху прямо пропорційне ходу штока пружинно-гідравлічного гальма, що негативно позначиться на його габаритних розмірах. Для отримання більш прийнятного часу гальмування крана проведемо дослідження процесу гальмування пружинно-гідравлічним гальмом з різними пружинами:

1. Вплив пружини з постійною жорсткістю на величину динамічних навантажень

Враховуючи результати отримані при попередніх розрахунках – рис. 3б будемо збільшувати жорсткість пружини з величини 1000 *Н/м* із кроком в 1000 *Н/м*, контролюючи в процесі розрахунків значення максимальних динамічних навантажень у приводі й металоконструкції крана, і намагаючись одержати мінімально припустимий час гальмування крана.

Результати розрахунків системи диференціальних рівнянь 2 із пружинами різної жорсткості від 2000 *Н/м* до 18000 *Н/м* представлено на зведеному графіку рис. 4.

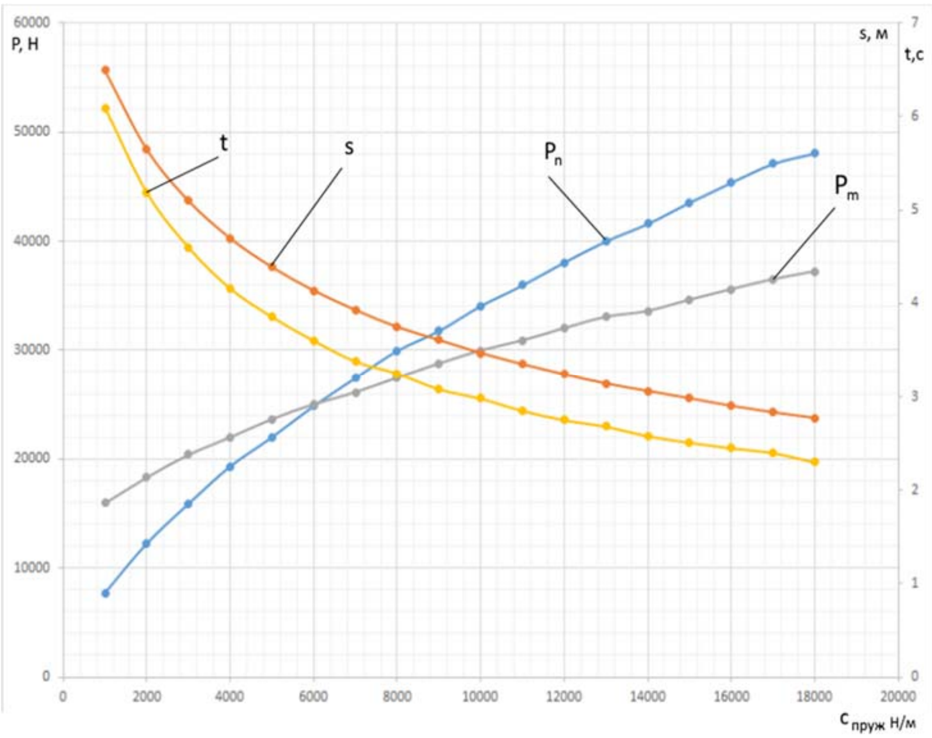


Рисунок 4. – Зведений графік динамічних навантажень у приводі P_n (*Н*), металоконструкції P_m (*Н*), шляхи s (*м*) і часу гальмування t (*с*) залежно від жорсткості пружини $c_{пруж.}$, *Н/м* установленої в пружинно-гідравлічному гальмі.

Як видно із графіків, при збільшенні жорсткості пружини з лінійною характеристикою від 2000 *Н/м* до 9000 *Н/м* спостерігається значний ріст динамічних сил у приводі крана P_n з 12000 до 31000 Н, що все-таки менше величин при гальмуванні нормально замкненими колодковими гальмами. Горизонтальні сили, що діють на металоконструкцію крана P_m зі збільшенням жорсткості пружини, демонструють невелике збільшення з 18000 до 29000 Н, у той же час збільшення жорсткості позитивно позначається на скороченні часу гальмування з 6 до 3 секунд.

Наступне збільшення жорсткості пружини з 9000 Н/м до жорсткості в 18000 Н/м дозволяє скоротити час гальмування з 3 секунд до 2,4 секунди. При такому незначному скороченні часу гальмування спостерігається значний ріст динамічних сил у приводі й металоконструкції крана, у результаті чого одержуємо більш «жорстку» динамічну характеристику, яка при максимальних жорсткостях (близько 17000-18000 Н/м) порівнянна з гальмуванням колодковим гальмом.

Аналіз даних (рис. 4.), показує, що з ростом жорсткості пружини від 1000 до 7000 *Н/м* відбувається значне зменшення гальмівного шляху *s* з 6,5 до 3,9 метра; часу гальмування *t* з 6 до 3,4 секунди, причому динамічні навантаження в металоконструкції зростають менш інтенсивно з 15960 до 26110 *Н*.

При жорсткості пружини рівної 6000 *Н/м* спостерігається чисельна рівність внутрішніх сил у приводі й металоконструкції крана – близько 25000 *Н*. Збільшення жорсткості пружини приблизно з 7000 до 9000 *Н/м* дозволяє ще на невелику величину зменшити час гальмування (з 3,4 – до 3 секунд), при цьому динамічні навантаження збільшуються незначно. При жорсткості пружини рівної 8000 *Н/м* максимальна гальмівна сила в момент зупинки крану рівна P_{tmax}= 26000 *Н*, що дорівнює середній гальмівній силі, на яку відрегульовано колодкове гальмо, при цьому динамічні навантаження в приводі при гальмуванні пружинно-гідравлічним гальмом – 29940 *Н*, а при гальмуванні колодковим – 50420 *Н*. Із жорсткості пружини рівної 10000 *Н/м* аж до самої жорсткої – 18000 *Н/м* спостерігається незначне зниження часу й шляху гальмування, але в той же час ріст динамічних сил у приводі й металоконструкції триває практично лінійно. Аналізуючи графіки сил, шляху й часу гальмування (рис. 4.) із пружинами різної жорсткості без врахування гідравлічного опору можна зробити висновок, що для прийнятого мостового крана для одержання «м'якої» динамічної характеристики оптимальним буде пружинно-гідравлічне гальмо із жорсткістю пружини 7000 – 9000 *Н/м*.

2. Вплив пружини зі змінною жорсткістю на величину динамічних навантажень

Крім дослідження динамічних навантажень у крані при гальмуванні пружино-гідравлічним гальмом із пружиною постійної жорсткості (лінійною характеристикою), проводилось дослідження з складовою пружиною, що має три «рівні» різної жорсткості ($c_{пруж1}$ = 5000 *Н/м*, $c_{пруж2}$ = 10000 *Н/м*, $c_{пруж3}$ = 15000 *Н/м*). Так як пружини встановлені послідовно, то при гальмуванні пружини стискаються від більш «м'якої» до більш жорсткої. Зміна динамічних сил показана на рисунку 5, із графіка видно, що з переходом на кожну наступну більш жорстку пружину відбувається ріст динамічних сил у приводі й металоконструкції. Процес гальмування триває 3,45 секунди, гальмівний шлях крана 3,52 м, максимальні динамічні навантаження в приводі P_n= 49320 *Н*, а в металоконструкції P_m = 42500 *Н*.

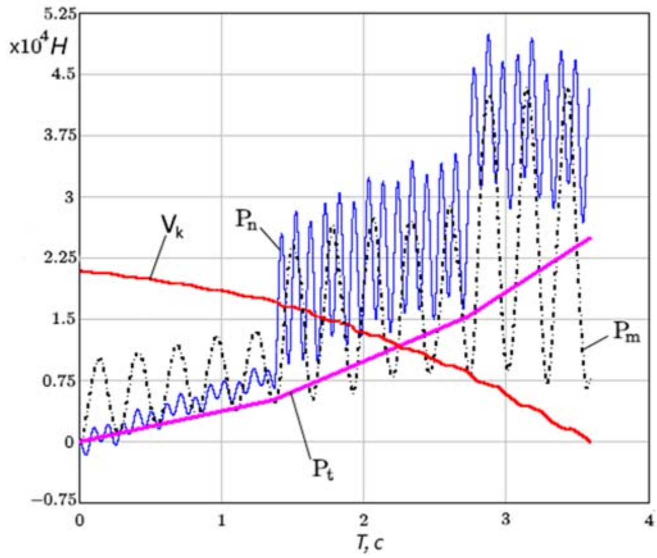


Рисунок 5. – Процес гальмування крана пружинно-гідравлічним гальмом із пружиною змінної жорсткості $c_{пруж1}$ = 5000 *Н/м*, $c_{пруж2}$ = 10000 *Н/м*, $c_{пруж3}$ = 15000 *Н/м*.

Варіант установки складової пружини зі зміною жорсткістною характеристикою, при якій відбувається постійне збільшення жорсткості, приводить до сплеску динамічних сил на завершальному етапі гальмування крана, хоча й чисельно їх величина менше ніж при гальмуванні колодковим гальмом. Очевидно, що приблизно з половини шляху гальмування крана більш раціональним рішенням є незначне плавне зниження жорсткості пружини, тобто оптимальним було б плавне збільшення жорсткості до певного межі, а потім її зниження по мірі зупинки крана, що без ускладнення конструкції гальма з використанням стандартних пружин одержати важко.

Висновки:

1. Дослідження показали, що запропонована нова конструкція пружинно-гідравлічного гальма дозволяє:

- здійснювати безфрикційне гальмування крана за рахунок енергії стиснутої пружини, усуває знос фрикційних елементів за їх відсутності і спрощує регулювання гальма;

- здійснювати плавне наростання гальмівної сили і тим самим знижувати величину динамічних навантажень;

2. Гальмівна сила пружинно-гідравлічного гальма залежить від жорсткості пружини й величини гідравлічного опору. При використанні пружин постійної жорсткості спостерігається границя (7000-9000 Н/м) після якої збільшення жорсткості не приводить до зменшення гальмівного шляху, але разом з тим спостерігається ріст динамічних навантажень у металоконструкції й особливо в приводі крана.

3. Для суттєвого зменшення габаритних розмірів пружинно-гідравлічного гальма доцільно використовувати пружини змінної жорсткості.

Список використаної літератури

1. Андрієнко М. М. Про кількість підйомних споруд в Україні/ М. М. Андрієнко. // Подъемные сооружения. Специальная техника. м. Одеса. – №6 (201) 2019. – С. 5.

2. Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев и др.; под общ. ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1985.– 312 с.

3. Гайдамака В. Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении. – Харьков: Вища школа, 1988. – 141 с.

4. Шевченко С. И. Снижение динамических нагрузок кранов мостового типа путем применения тормозных устройств с самоусилением / С. И. Шевченко. // Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка». – 2008. – С. 38–46.

5. Будиков Л. Я. Устройство ступенчатого торможения грузоподъёмных кранов / Л. Я. Будиков, Г. А. Бойко, А. Е. Кузнецов. // Информ. Листок Укр-НИИНТИ. – 1990. – С. 4.

6. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики торможения мостовых кранов тормозами с нарастающим тормозным моментом / Л. Я. Будиков, Р. В. Шишкин. // Вісник СНУ ім В.Даля. – 2011.

7. Ловейкін В. С. Динамічна оптимізація режиму руху кранового механізму переміщення / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич // Підйомно-транспортна техніка. - 2013. - № 3. - С. 5-21.

8. Vudvud Aleksandr N. Spring-Hydraulic Brake Effectiveness When Overhead Crane Braking. // Eastern European Scientific Journal (Gesellschaftswissenschaften): Düsseldorf (Germany): Auris Verlag, 2019, 2 - pp. 81-86.

9. Экспериментальные исследования пружинно-гидравлического тормоза / А. Н. Вудвуд // Підйомно-транспортна техніка. - 2018. - № 3. - С. 20-33.

SPRING RIGIDITY INFLUENCE ON THE SPRING-HYDRAULIC SHOCK ABSORBER EFFICIENCY

Semenyuk V. F., Vudvud O. M.
Odessa National Polytechnic University

Abstract. This article exposes the design of a new crane brake structure the spring-hydraulic one. Basic fmndamental idea of a spring-hydraulic brake development: here the brake torque is created not due to the braking device friction forces, but at the expense of the spring compression force, as in the braking device just the spring receives the crane movement kinetic energy.

Proposed is the spring-hydraulic brake structural scheme with the description of its operation principle. The designed brake structure has been subjected to a thorough study of the brake operation with different springs types. This research was conducted using a three-mass dynamic model that takes into account the spring-hydraulic brake used in the crane travelling mechanism design. Solving by a numerical method the differential equations system describing the crane braking process dynamic model, authors investigated the influence of different stiffnesses springs set in brakes specific with a linear characteristic on the magnitude of bridge crane metalwork and actuator dynamic loads. In the study, accepeted was the springs stiffening range from 1000 N/m up to 18000 N/m. At each calculation, the nature of change in forces influencing the bridge crane's actuator and metal structurehas been determined as well as the maximum value of dynamic loads while time parameter and braking path registering. A separate studies cycle was carried out for a composite spring, which has three rigidity indexes; evaluated is its operability installed in the brakes. Transition to a greater rigidity resulted in abrupt raise dynamic efforts stil such a design allows a significant reduction in the overall spring-hydraulic brake dimensions.

In view of the developed design and research carried out, recommendations have been elaborated for the spring-hydraulic brake springs choice by stiffness index.

Keywords. bridge crane, spring-hydraulic brake, spring, spring stiffness, dynamic load.

УДК 621.825
DOI: 10.15276/pidtt.1.60.2019.03
Проценко В. О.

ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ ПАЛЬЦІВ ЗАТИСКНИХ МЕХНІЗМІВ ДЛЯ ЗАКРІПЛЕННЯ КАНАТІВ

Анотація. *Наведено результати теоретичних досліджень напруженого стану деталей затискних механізмів для закріплення сталевих канатів. Розроблено основи розрахунку на міцність пальців затискних механізмів. Представлені розрахункові моделі побудовані з позицій забезпечення рівноміцності пальців на згин, кручення та розтяг і закріплюваного каната на зріз. Виходячи зі співвідношення механічних властивостей матеріалів закріплюваного каната та пальця отримано графіки для вибору розмірів пальців затискних механізмів в залежності від діаметра закріплюваного каната. Отримані компактні рекомендації дозволяють суттєво спростити конструювання затискних механізмів для закріплення сталевих канатів.*

Ключові слова: *муфта, канат, напруження, розрахунок, конструювання.*

Вступ. Вибір оптимальних з точки зору ресурсозбереження параметрів деталей машин може бути джерелом значного резерву зниження витрат на їх виготовлення та експлуатацію, а відтак є важливим завданням для сучасного машинознавства. Тому розроблення основ раціонального конструювання деталей машин є ключем до зниження собівартості і може бути виконане зокрема за рахунок забезпечення їх рівноміцності.

Постановка задачі. Для пальців затискних механізмів, що реалізують закріплення каната за рахунок пере тискання його в отворах чи пазах рухомих та нерухомих деталей затискних механізмів на попередніх етапах розроблення цих конструкцій були використані достатньо грубі припущення, що вносили в конструкцію пальців завищені запаси і відповідно не сприяли економічності. Вивчення механізму закріплення канатів [1] дає резерв для уточнення оцінки напруженого стану пальців та отримати основні співвідношення для їх раціонального конструювання, що і становить мету даної роботи.

Виклад основного матеріалу. Рівноміцність пальців і канатів вважатимемо забезпеченою, якщо при досягненні, за рахунок затиску, в канаті напружень рівня границі міцності на зріз $\tau_{взрк}$, напруження у деталях затискних механізмів не повинні перевищувати границі теку часті σ_{mn} їх матеріалу для забезпечення можливості їх повторного використання навіть за перевищення границі міцності і зрізання каната під час його закріплення.

Для цього на попередньому етапі визначимо силу, яка повинна бути прикладена до каната для його зрізання (з урахуванням раніше отриманого співвідношення $\tau_{взрк}/\sigma_{вк} \approx 0,4$)

$$F_{зр} = 2A_{\Sigma}\tau_{взрк} = 0,8A_{\Sigma}\sigma_{вк}, \quad (1)$$

де $\sigma_{вк}$ - границя міцності канатного дроту.

Сумарна площа дротин може бути визначена через діаметр каната $d_к$

$$A_{\Sigma} = \frac{\pi d_к^2}{4}\psi_з, \quad (2)$$

де $\psi_з$ - коефіцієнт заповнення дротом перерізу каната.

Для більшості канатів, що використовуються для піднімально танспортних машин $\psi_з$ = 0,40...0,48. Приймаючи в запас міцності $\psi_з$ = 0,5, з урахуванням (2), перетворимо вираз (1)

$$F_{зрк} = 0,3d_к^2\sigma_{вк}. \quad (3)$$

На першому етапі визначимо основні розміри пальців затискних механізмів в залежності від діаметра каната, який ними закріплюється. Одразу введемо новий параметр - коефіцієнт діаметра пальця відносно діаметра каната $\psi_{пк} = d_п/d_к$. Звідки діаметр пальця, виражений в діаметрах каната становитиме $d_п = \psi_{пк}d_к$.

Умовою рівноміцності каната на зріз та пальця на відсутність пластичних деформацій буде рівність зусиль зрізу каната $F_{зрк}$ та пружної деформації пальця $F_{дп}$

$$F_{зат} = F_{зрк} = F_{дп}. \quad (4)$$

Визначимо раціональну величину коефіцієнта $\psi_{пк}$ в залежності від співвідношення механічних властивостей матеріалу канатного дроту та пальця.

Для цього розглянемо напружений стан пальця із пазом під установку каната. У небезпечному перерізі *I-I* (рис. 1) палець сприйматиме сумісну дію розтягу силою $F_{зат}$, згину моментом $M_{зг} = 0,5d_кF_{зат}$ та кручення моментом тертя $T_н$ в нарізі, що викликатимуть в небезпечній зоні *AB* еквівалентні напруження $\sigma_{Eп}$ (5), які у рівноміцній конструкції не повинні перевищувати границю текучості матеріалу пальця $\sigma_{тп}$. Еквівалентні напруження обчислюватимемо за четвертою теорією міцності [2], де з урахуванням викладеного, матимемо систему (5).

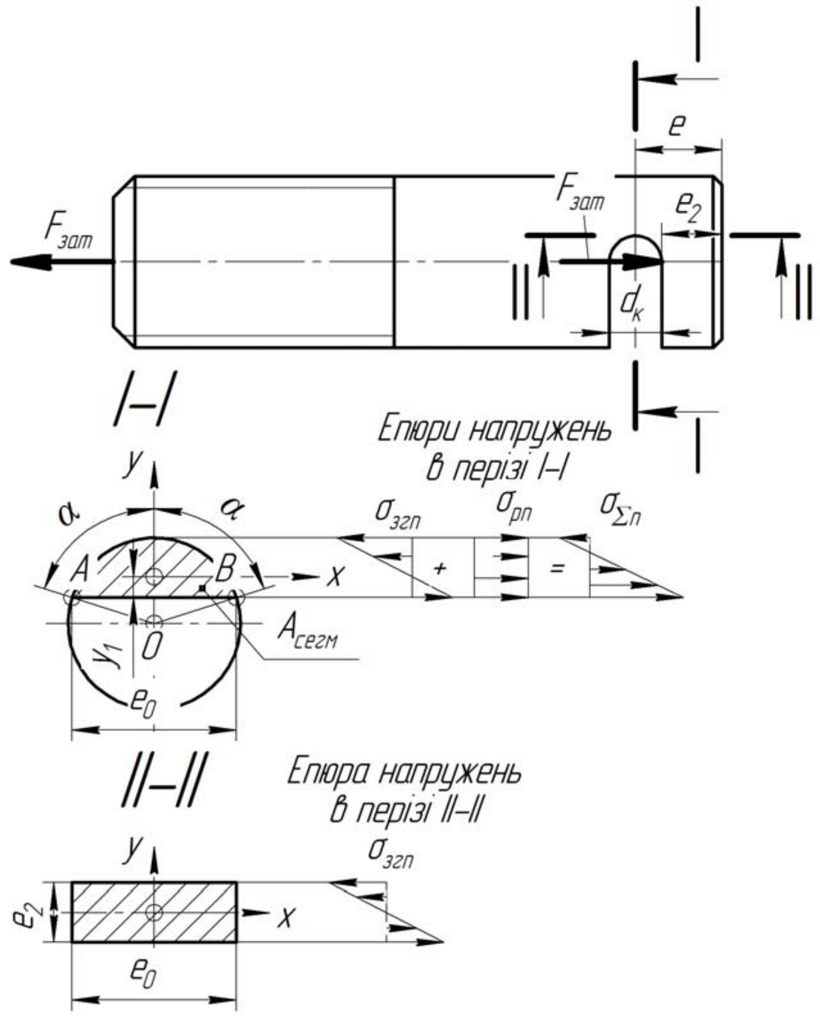


Рисунок 1 – Розрахункова схема пальця з поперечним пазом під установку каната

$$\begin{cases} \sigma_{рп} = \dfrac{F_{зат}}{A_{сегм}}; \\ \sigma_{згп} = \dfrac{0,5 d_к F_{зат} y_1}{I_x} = \dfrac{0,5 d_к F_{зат}}{W_x}; \\ \tau_{крп} = \dfrac{T_н}{W_{кр}}; \\ \sigma_{Eп} = \sqrt{\sigma_{\Sigma п}^2 + 3\tau_{крп}{}^2} = \sqrt{\left(\sigma_{рп} + \sigma_{згп}\right)^2 + 3\tau_{крп}{}^2}. \end{cases} \tag{5}$$

Площа сегменту становить (рис. 1) [3]

$$A_{сегм} = \frac{d_п^2}{8}(2\alpha - \sin 2\alpha). \tag{6}$$

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

$$\sin\alpha = \frac{\sqrt{d_n^2 - d_к^2}}{d_n} = \frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}}; \tag{7}$$

$$\cos\alpha = \frac{0,5d_к}{0,5d_n} = \frac{1}{\psi_{пк}}; \tag{8}$$

$$\sin 2\alpha = \sin\alpha\cos\alpha = 2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}^2}; \tag{9}$$

$$2\alpha = \arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}^2}\right]. \tag{10}$$

Тоді

$$A_{сегм} = \frac{\psi_{пк}^2 d_к^2}{8}\cdot\left[\arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}^2}\right] - 2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}^2}\right]. \tag{11}$$

А напруження розтягу (з урахуванням (3))

$$\sigma_{pn} = \frac{8F_{зат}}{\psi_{пк}^2 d_к^2\left[\arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}^2}\right] - 2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}^2}\right]} = \frac{2,4\sigma_{вк}}{\psi_{пк}^2\left[\arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}^2}\right] - 2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}^2}\right]}. \tag{12}$$

У системі (5) момент інерції перерізу I_x та відстань y_1 від нейтральної осі до небезпечної зони AB, де будуть діяти максимальні сумарні напруження, обчислюватимуться за виразами (13), (14) [3]

$$I_x = \frac{d_n^4}{128}\left[2\alpha - \sin 2\alpha + 4\cos\alpha\sin^3\alpha\right] = \frac{\psi_{пк}^4 d_к^4}{128}\left[\arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}^2}\right] - 2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}^2} + \frac{4}{\psi_{пк}}\left(\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}}\right)^3\right] = \frac{\psi_{пк}^4 d_к^4}{128}\cdot Y; \tag{13}$$

$$y_x = \frac{d_n}{2}\left[\frac{4}{3}\cdot\frac{\sin^3\alpha}{2\alpha-\sin 2\alpha}-\cos\alpha\right]=$$

$$= 0,5\psi_{пк}d_к\left[\frac{4}{3}\cdot\frac{\left(\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}}\right)^3}{\arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}^2}\right]-2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}^2}}-\frac{1}{\psi_{пк}}\right]= \tag{14}$$

$$= 0,5\psi_{пк}d_к Z.$$

Із застосуванням (13) та (14) отримаємо вираз для моменту опору згину сегментного перерізу пальця відносно осі x у наступному вигляді

$$W_x = \frac{I_x}{y_1} = \frac{Y}{128}\psi_{пк}^4 d_к^4\cdot\frac{1}{0,5\psi_{пк}d_к Z} = \frac{\psi_{пк}^3 d_к^3}{64}\cdot\frac{Y}{Z} =$$

$$= \frac{\psi_{пк}^3 d_к^3}{64}\cdot\frac{\left[\arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}^2}\right]-2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}^2}+\frac{4}{\psi_{пк}}\left(\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}}\right)^3\right]}{\left[\frac{4}{3}\cdot\frac{\left(\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}}\right)^3}{\arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}^2}\right]-2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}^2}}-\frac{1}{\psi_{пк}}\right]}. \tag{15}$$

Використовуючи вирази (3) та (15), отримаємо (16).

$$\sigma_{згп} = \frac{0,15d_к^3\sigma_{вк}}{W_x} =$$

$$= \frac{9,6\sigma_{вк}\left[\frac{4}{3}\cdot\frac{\left(\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}}\right)^3}{\arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}^2}\right]-2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}^2}}-\frac{1}{\psi_{пк}}\right]}{\psi_{пк}^3\left[\arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}^2}\right]-2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}^2}+\frac{4}{\psi_{пк}}\left(\frac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{\psi_{пк}}\right)^3\right]}. \tag{16}$$

Момент тертя в нарізі обчислюватимемо за відомою [4] формулою

$$T_н = 0,5d_2 tg(\psi+\rho)F_{зат}, \tag{17}$$

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

де $d_2 \approx 0{,}9d_п$ - середній діаметр нарізі хвостовика пальця із урахуванням того, що зовнішній діаметр метричної нарізі нормального кроку вибраний рівним зовнішньому діаметру пальця ($d = d_п$);

$(\psi + \rho)$ - сума кутів підйому гвинтової лінії нарізі та тертя (при сталевих пальці та гайці коефіцієнті тертя в нарізі $f = 0{,}15$ $(\psi + \rho) \approx 9°$ при $f = 0{,}05$ $(\psi + \rho) \approx 6°$).

Після підстановки (3) у (17) та перетворень отримаємо вираз для моменту тертя в нарізі

$$T_н = 0{,}135 d_к^3 \psi_{пк} tg(\psi + \rho)\sigma_{вк} . \quad (18)$$

Напруження кручення обчислюватимемо за відомими співвідношеннями для некруглих стрижнів [2]

$$\tau_{крп} = \frac{T_н}{W_{кр}} , \quad (19)$$

де $W_{кр}$ - момент опору сегментного перерізу пальця крученню.

Для обчислення моменту опору крученню сегментного перерізу виконаємо заміну сегмента кола з центром у точці O на напівеліпс з центром у точці O_1 (рис. 2).

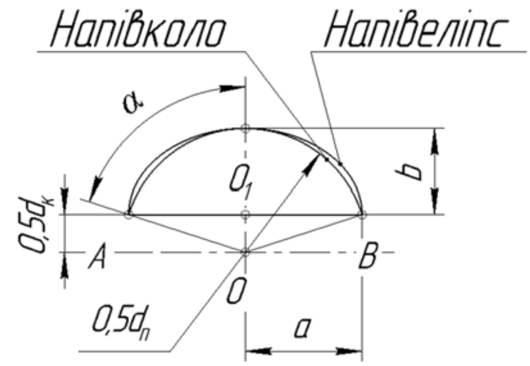


Рисунок 2 – Схема для обчислення моменту опору крученню перезізу пальця

Для такого перерізу момент опору крученню обчислюється за виразом [5]

$$W_{кр} = b^4 \frac{16\left(\frac{a}{b}\right)^3}{18\pi a\left[\left(\frac{a}{b}\right)^2 + 1\right]} . \quad (20)$$

З рис. 2 можна отримати вирази для напівосей еліпса

$$b = 0{,}5(d_п - d_к) = 0{,}5 d_к(\psi_{пк} - 1) . \quad (21)$$

$$a = AO_1 = \sqrt{0{,}25 d_п^2 - 0{,}25 d_к^2} = 0{,}5 d_к \sqrt{\psi_{пк}^2 - 1} . \quad (22)$$

Тоді момент опору перерізу крученню

$$W_{кр} = \left(0,5d_к(\psi_{пк}-1)\right)^4 \frac{16\left(\dfrac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{(\psi_{пк}-1)}\right)^3}{9\pi d_к\sqrt{\psi_{пк}^2-1}\left[\left(\dfrac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{(\psi_{пк}-1)}\right)^2+1\right]} = $$

$$= d_к^3\frac{\left(\psi_{пк}-1\right)^4\left(\dfrac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{(\psi_{пк}-1)}\right)^3}{9\pi\sqrt{\psi_{пк}^2-1}\left[\left(\dfrac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{(\psi_{пк}-1)}\right)^2+1\right]}. \quad (23)$$

Напруження кручення від моменту тертя в нарізі становитимуть

$$\tau_{крп} = \frac{0{,}135\psi_{пк}tg(\psi+\rho)\sigma_{вк}\cdot\left(9\pi\sqrt{\psi_{пк}^2-1}\left[\left(\dfrac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{(\psi_{пк}-1)}\right)^2+1\right]\right)}{2\left(\psi_{пк}-1\right)^4\left(\dfrac{\sqrt{\psi_{пк}^2-1}}{(\psi_{пк}-1)}\right)^3}. \quad (24)$$

Підставляючи отриманий вираз (24) у систему (5) і з урахуванням (12) та (16), після перетворень та прирівняння еквівалентних напружень σ_{En} до напружень текучості матеріалу пальця σ_{mn} отримаємо вираз (25).

Графік залежності (25) наведений на рис. 3 для співвідношень $\sigma_{вк}/\sigma_{mn}$ = 1...5. Таке співвідношення напружень вибрано з наступних міркувань. На сьогодні випускаються канати з маркерувальною групою до $\sigma_{вк}$ = 2160 МПа (в Україні до $\sigma_{вк}$ = 1770 МПа). При затиску таких канатів пальцями, виготовленими, наприклад, із загартованої сталі 45 з границею текучості близько σ_{mn} = 460 МПа отримаємо верхню границю співвідношення $\sigma_{вк}/\sigma_{mn}$ = 2160/460 = 4,69 ≈ 5. Нижня границя $\sigma_{вк}/\sigma_{mn}$ = 1 може бути досягнута при застосуванні для виготовлення пальців високоміцних загартованих сталей та канатів із маркерувальними групами 1370 МПа, 1470 МПа, що також може мати місце на практиці.

$$\frac{\sigma_{вк}}{\sigma_{En}}=\left[\sqrt{\left[\frac{2,4}{\psi_{пк}^{2}\left[\arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^{2}-1}}{\psi_{пк}^{2}}\right]-2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^{2}-1}}{\psi_{пк}^{2}}\right]}+\frac{9,6\left[\frac{4}{3}\cdot\frac{\left(\frac{\sqrt{\psi_{пк}^{2}-1}}{\psi_{пк}}\right)^{3}}{\arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^{2}-1}}{\psi_{пк}^{2}}\right]-2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^{2}-1}}{\psi_{пк}^{2}}}-\frac{1}{\psi_{пк}}\right]}{\psi_{пк}^{3}\left[\arcsin\left[2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^{2}-1}}{\psi_{пк}^{2}}\right]-2\frac{\sqrt{\psi_{пк}^{2}-1}}{\psi_{пк}^{2}}+\frac{4}{\psi_{пк}}\left(\frac{\sqrt{\psi_{пк}^{2}-1}}{\psi_{пк}}\right)^{3}\right]}\right]^{2}+3\left[\frac{0,135\psi_{пк}tg(\psi+\rho)\cdot\left(9\pi\sqrt{\psi_{пк}^{2}-1}\left[\left(\frac{\sqrt{\psi_{пк}^{2}-1}}{(\psi_{пк}-1)}\right)^{2}+1\right]\right)}{\left(\psi_{пк}-1\right)^{4}\left(\frac{\sqrt{\psi_{пк}^{2}-1}}{(\psi_{пк}-1)}\right)^{3}}\right]^{2}}\right]^{-1} \qquad (25)$$

Для зменшення діаметра пальця треба для їх виготовлення використовувати сталі із границею текучості максимально наближеною до маркерувальної групи каната. У випадку застосування розвантажених від кручення пальців та мінімізації тертя у нарізі, діаметр пальців можна суттєво зменшити.

У випадку оснащення пальця діаметром d_n відкритим пазом шириною $d_к$ (рис. 1) необхідно забезпечити рівноміцність каната на зріз та пальця на згин також у небезпечному перерізі *II-II* напруженнями $\sigma_{згп}$, що не повинні досягти границі текучості $\sigma_{тп}$ матеріалу пальця. При цьому умова міцності

$$\sigma_{згп}=\frac{0,5F_{зат}d_{к}}{W_{x}}\leq\left[\sigma_{згп}\right]. \qquad (26)$$

Умовою рівноміцності буде вираз (27) при допущенні $F_{зат}=F_{зрк}$ та $\sigma_{згп}=\sigma_{тп}$

$$\sigma_{тп}=\frac{0,5d_{к}\cdot 0,3d_{к}^{2}\sigma_{вк}\cdot 6}{e_{0}e_{2}^{2}}. \qquad (27)$$

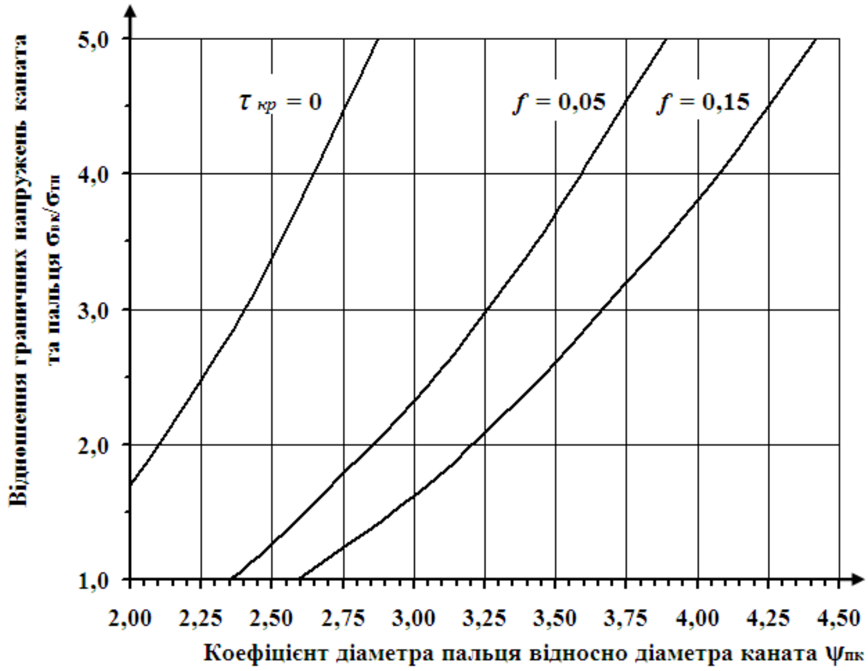


Рисунок 3– Графік залежності коефіцієнта $\psi_{пк}$ від співідношення напружень $\sigma_{вк}/\sigma_{тп}$ для пальців з поперечними пазами

Після перетворень, отримаємо

$$e_2 \geq d_к \sqrt{\frac{0,9}{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}} \cdot \frac{\sigma_{вк}}{\sigma_{тп}}}\,; \tag{28}$$

$$e \geq e_2 + 0,5 d_к = d_к \left[\sqrt{\frac{0,9}{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}} \cdot \frac{\sigma_{вк}}{\sigma_{тп}}} + 0,5 \right]. \tag{29}$$

Для отримання конкретних значень відстані e, підставимо у рівняння (29) $\sigma_{вк}$= 2160 МПа та $\sigma_{тп}$= 500 МПа при $\psi_{пк}$ = 3,5. Для таких умов розрахунок дає значення $e \geq 1,56 d_к$. Таким чином, при конструюванні пальців з пазами можна приймати $e = 2d_к$, забезпечуючи при цьому запас міцності.

Таким чином, отримані результати дозволяють виконувати науково обґрунтоване проектування затискних механізмів для закріплення сталевих канатів, зокрема у муфтах, і мають практичне значення, оскільки за рахунок побудованих графіків та співвідношень розмірів дозволяють суттєво спростити процес конструювання деталей затискних механізмів.

Список використаної літератури

1. Проценко В.О. Дослідження закріплення канатів затискними елементами муфт / В.О. Проценко, М.В. Бабій, О.Ю. Клементьєва // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2016. – № 838: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 84-92.

2. Шваб'юк В.І. Опір матеріалів / В.І. Шваб'юк. – К.: Знання, 2016. - 398 с.

3. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. - К.: Наук. думка, 1988. - 736 с.

4. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

5. Лехницкий С.Г. Кручение анизотропных и неоднородных стержней / С.Г. Лехницкий. - М.: Наука, 1971. - 240 с.

BASES OF FASTENING FITTINGS FOR POSITIVE MECHANISMS FOR CLOSURE OF BATHROOMS

Protsenko V. O.

Annotation. The results of theoretical studies stressed state of clamping elements for fixing steel ropes are presented in the article. The basis for calculating the strength of the clamping elements pins has been developed. The presented calculation models are constructed from the point of providing equal strength of the fingers for bending, twisting and stretching and a rope for cutting. Based on the ratios of the mechanical properties of the fixed rope and pin materials, were obtained graphs for the selection of finger sizes depending on the diameter of the fixed rope. The obtained compact recommendations make it possible to simplify considerably the construction of clamping mechanisms for fixing steel ropes.

Keywords: coupling, rope, tension, calculation, designing.

УДК 621.01
DOI: 10.15276/pidtt.1.60.2019.04
Погребняк Р. П., Погребняк М. Р.
Національна металургійна академія України, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»,

КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ПОВЗУНКОВОГО МЕХАНІЗМУ ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМ ІНДЕКСОМ ПЕРЕДАЧІ РУХУ

Анотація. *Виконаний кінематичний синтез схем кривошипно-повзункового механізму за критерієм енергетичного індексу передачі руху (сталості потужності привода) з обмеженнями припустимими кутами тиску у кінематичних парах. Для забезпечення постійного моменту на кривошипі бажано, щоб потужність приводу була сталою, а енергетичні витрати мінімальними. За критерій оптимізації вибраний введений енергетичний трансмісійний індекс передачі руху - відношення швидкостей ведучої ланки механізму до швидкості точки веденої ланки. Найменші енергетичні витрати мають місто коли індекс близький до одиниці Визначені конкретні значення відносних параметрів довжин ланок і діапазони повороту кривошипа центрального і дезаксиального кривошипно-повзункового механізму, що найкраще відповідають критерію оптимізації і задовольняють обмеженням за кутами тиску. Введений новий критерій передавання руху - енергетичний трансмісійний індекс і проведений за цим критерієм кінематичний синтез кривошипно-повзункового механізму.*

Ключові слова: *передавання руху, енергетичний трансмісійний індекс; швидкісна функція, кут тиску*

Вступ. Виконавчі механізми багатьох машин побудовані на популярній схемі кривошипно-повзункового механізму (рис.1). Цей простий механізм може функціонувати з ведучим чи веденим кривошипом 3, або ведучим чи веденим повзуном 1, відомі механізми де ведуча ланка – шатун 2. Часто в системах гідроприводу використовують поворотні кривошипно-повзункові механізми з ведучим повзуном [1]. У деяких виконавчих механізмах необхідно відтворити постійне відношення швидкості ведучого поршня до швидкості точки кривошипа у межах заданого кута повороту. При цьому важливо забезпечити, щоб швидкість вихідної ланки була сталою та мінімально можливою для уникнення динамічних перенавантажень. З цієї ж причини кутові швидкості та кутові

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

пришвидшення вихідної ланки механізму також повинні бути мінімальні.

Аналіз виконаних досліджень та постановка задачі. Для механізмів, побудованих на основі стрижньових схем, доцільно оптимальне проектування з використанням критеріїв передавання руху[2] або індексів передачі[3-7]. Існує декілька критеріїв якості передачі руху і в останній час показників пропонується більше: на основі геометричної кінематики, відносних величин реакцій у кінематичних парах, потужностей, кутів тиску та передавання, погрішностей, чутливості до зміни розмірів ланок механізму, коефіцієнта корисної дії, існування збірок механізму, швидкостей, пришвидшень та ривка окремих і вихідних ланок механізму. Між більшістю критеріїв існує безумовний зв'язок. Великі кути передачі (малі кути тиску) практично гарантують невисокі швидкості та пришвидшення і відсутність ривків, нечутливість механізму до відхилення розмірів ланок від номінальних, інших погрішностей. Щодо енергетичних та силових критеріїв якості руху, то між ними також існує певний зв'язок

.

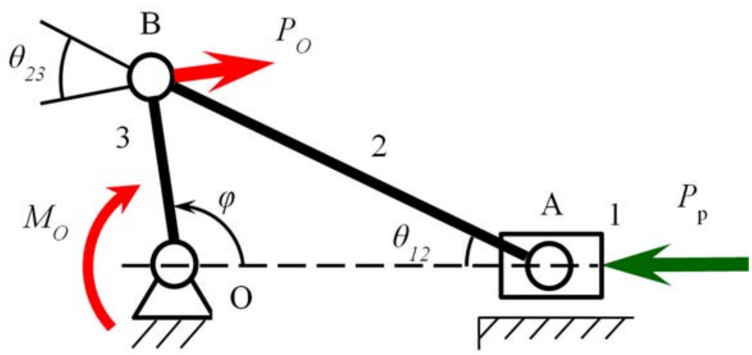


Рисунок 1 - Кінематична схема центрального кривошипно-повзункового механізму

Отримання механізму, параметри якого задовільнять усім критеріям передавання руху, неможливо. Тому конструктор при проектуванні у першу чергу задовольняє вимоги необхідних (більш вагомих) критеріїв і, по можливості, задовольняє вимоги інших.

У виконавчих механізмах бажано, щоб потужність приводу була сталою, а енергетичні витрати мінімальними. Зневажаючи силами інерції рухомих мас механізму за умови рівності потужностей рухомих сил P_p і моменту сил опору M_o, маємо

$$P_p V_{вх} + M_o \omega_{вих} = 0,$$

тобто при M_o=const зусилля P_p на вході механізму повинно змінюватися за законом зміни $\frac{V_{вих}}{V_{вх}}$:

$$P_p = -\frac{M_o}{r}\frac{V_{вих}}{V_{вх}} = -\frac{M_o}{r}U_V$$

а енергетичні витрати тим менші, чим менше це відношення відрізняється від одиниці $U_V \sim 1$ [1]. Тобто бажано, щоби швидкісна передавальна функція механізму була не тільки постійною, але ще й близькою до одиниці, і тому доцільно введення енергетичного критерія якості передавання руху. Відхилення U_V від одиниці назвемо *енергетичним трансмісійним індексом передачі руху*. Як відомо, критерії передавання руху повинні бути суто геометричними [3], швидкісна передавальна функція від швидкостей не залежить, а залежить від розташування та відносних розмірів ланок механізму. Кінематичний синтез кулісного механізму за критерієм швидкісної функції виконаний у роботі [8].

Основна мета роботи – виконати кінематичний синтез схем кривошипно-повзункового механізму за критерієм сталості потужності його привода. Досягнення поставленої мети здійснюється засобами теорії механізмів і машин за допомогою аналітичного методу трикутників Озолса кінематики пласких механізмів та математичним моделюванням руху ланок механізму засобами MathCad.

Основний матеріал та результати досліджень. Аналітичні дослідження кінематики найпростіших механізмів, до яких відноситься кривошипно-повзунковий механізм, добре алгоритмізовані [9, 10] і мають високу точність результатів. В складі такого механізму є тільки одна двоповідкова структурна група і механізм має станину, а в основі діадних механізмів лежить змінна форма діади, яка є змінним трикутником. Тому аналітичні кінематичні залежності отримані на основі метода трикутників нескладні. Аналітична кінематика кривошипно-повзункового механізму добре описана у класичних підручниках з теорії механізмів, однак для визначення параметрів руху залежності містять крім незалежного кута нахилу кривошипа φ ще й кут між напрямом кривошипу і шатуна. Методом трикутників [9] отримана формула визначення швидкості в функції тільки параметра φ ($r=l_{OB}$, $l=l_{AB}$):

$$V_A = -V_B \sin\varphi - \frac{V_B r \cdot \cos\varphi}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin\varphi^2}} \sin\varphi \qquad (1)$$

Швидкість точки В кривошипу $V_B = -r \cdot \omega$, тоді швидкісна функція U_{AB} прийме вигляд:

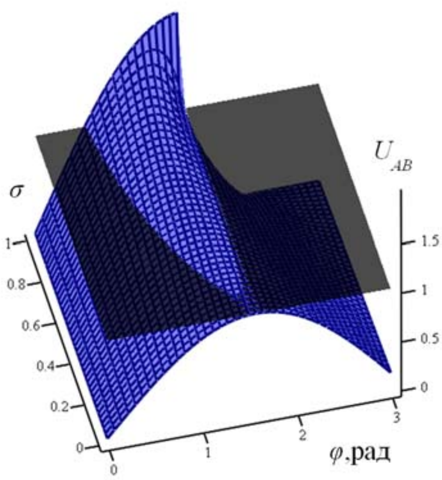
ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

$$U_{AB}(\varphi)=\frac{V_A}{V_B}=(1+\frac{r\cdot cos\,\varphi}{\sqrt{l^2-r^2\,sin\,\varphi^2}})\,sin\,\varphi \tag{2}$$

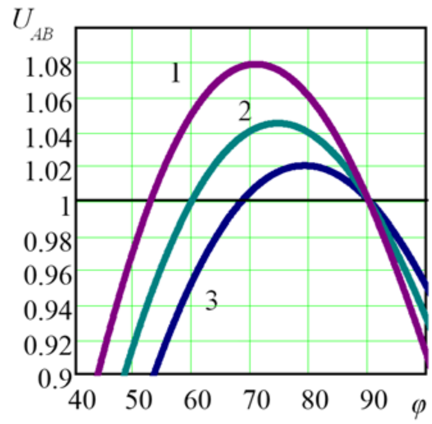
Введемо відносний параметр розмірів ланок - $\sigma=r/l$, тоді залежність (2) прийме форму зручну для синтезу й моделювання:

$$U_{AB}(\varphi,\sigma)=(1+\frac{\sigma\cdot cos\varphi}{\sqrt{1-\sigma^2\,sin\varphi^2}})\,sin\varphi \tag{3}$$

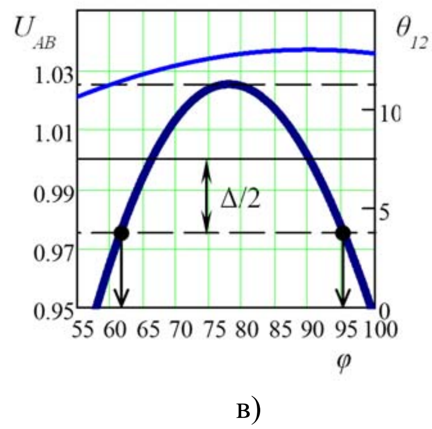
Як видно швидкісна функція залежна від двох параметрів, графік якої для її раціональних і не від'ємних значень представлений на рис. 2, а.



а)



б)



в)

Рисунок 2 - Перетин об'ємної фігури залежності швидкісної функції центрального кривошипно-повзункового механізму площиною критерію оптимізації (а), графіки швидкісної функції у робочому діапазоні φ експлуатації поблизу критерію оптимізації (1 - σ =0,4, 2 - σ =0,3, 3 - σ =0,2) (б), графік швидкісної функції та кут тиску у поступальній парі механізму з параметром σ = 0,225 (в)

На рисунку просторова поверхня залежності (3) перетнута площиною $U_{AB} = 1$, де лінія перетину задовольняє умові оптимізації. Як видно функція перетину не має локальних екстремумів і має лише два рішення для кожного окремого значення σ. Одне значення $U_{AB} = 1$ є загальним для всіх σ при $\varphi = 90°$ (фокальна точка), що відповідає стану миттєвого поступального руху шатуна, де швидкості всіх його точок рівні за напрямком і величиною. Для розповсюджених значень σ на рис. 2, б побудовані залежності швидкісної функції у робочому діапазоні φ експлуатації де усі криві мають локальні максимуми, які можуть слугувати при синтезуванні механізму у якості межі максимального симетричного відхилення від одиниці ($\Delta/2$) швидкісної функції. При припущенні симетричного відхилення $\Delta/2$ від $U_{AB} = 1$ стає можливим визначення діапазону зміни кута повороту кривошипа для прийнятого σ. За цим критерієм механізм може експлуатуватися на межі першого і другого квадрантів у несиметричному(відносно φ=90°) діапазоні кута φ, а значення швидкісної функції у цьому діапазоні будуть симетрично змінюватися від $(1 + \Delta/2)$ до $(1 - \Delta/2)$.

Додаткові обов'язкові обмеження синтезу важільних механізмів накладаються допустимими кутами тиску в парах 0-1 і 2-3. Кут тиску – гострий кут між вектором сили прикладеної до веденої ланки і вектором швидкості точки прикладання рушійної сили. Чим він менший, тим інтегральна якість передачі руху вища [3]. Максимальна величина кута тиску (при $\varphi = 90°$) в поступальній парі повзун-напрямна складе $\theta_{12} = \arcsin(\sigma)$ і його значення не повинно перевищувати допустимого $[\theta_{12}] \leq 30^{\circ}$[10], яке обмежує параметр σ до величини $\sigma \leq 0,5$. Для механізму з меншими значеннями σ кут тиску буде менший.

Кут тиску в обертальній парі 2-3 може бути прийнятий більшим $[\theta_{23}] \leq 45^{\circ}$[10]. Його максимальне неприпустиме значення $\theta_{23} = 90°$ настає в положенні механізму при $\varphi = 0°$.

Якщо прийняти 5% припустиме відхилення від критерія оптимізації $U_{AB} = 1$, тобто $\Delta/2 = \pm 0,025$, то реалізувати таку вимогу зможе механізм з параметром $\sigma = 0,225$ (рис. 2, в), кут експлуатації якого лежить у незначних межах $62° < \varphi < 95°$(33°). До того ж механізм має значні відносні габарити, бо шатун довший за кривошип у $1/\sigma = 1/0,225 = 4,44$ рази. У механізмі з такими параметрами кути тиску не перевищують припустимі.

Суттєво розширює можливості реалізації вимог оптимізації схема дезаксиального кривошипно-повзункового механізму (рис. 3). Методом трикутників [6] отримана аналітична залежність визначення швидкості для такого механізму:

$$V_B = -V_A \sin\varphi - \frac{V_A(e + r \cdot \sin\varphi)\cos\varphi}{\sqrt{l^2 - (e + r \cdot \sin\varphi)^2}} \ . \qquad (4)$$

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

$$U_{AB} = -sin\varphi - \frac{(e + r \cdot sin\varphi)cos\varphi}{\sqrt{l^2 - (e + r \cdot sin\varphi)^2}}$$

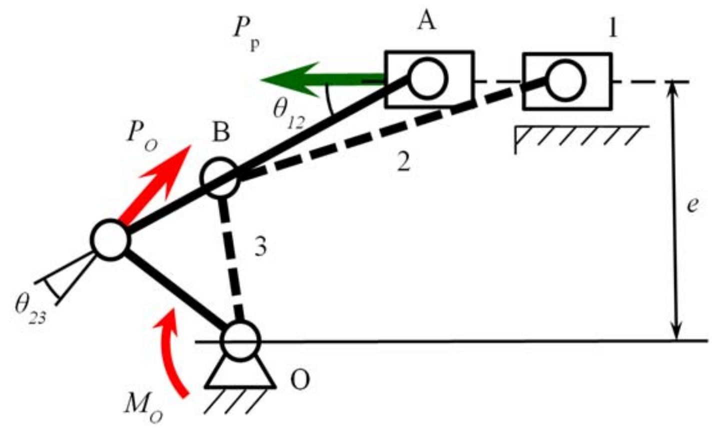


Рисунок 3 - Кінематична схема дезаксиального кривошипно-повзункового механізму

Після введення безрозмірного параметру дезаксиалу $\gamma=e/l$ та алгебраїчних перетворень отримаємо залежність для визначення швидкісної функції:

$$U_{AB}(\varphi,\sigma,\gamma) = \frac{V_A}{V_B} = sin\varphi + \frac{(\gamma - \sigma \cdot sin\varphi)cos\varphi}{\sqrt{1-(\gamma - \sigma \cdot sin\varphi)^2}}. \quad (5)$$

Як видно функція (5) залежить від трьох геометричних параметрів механізму. Для механізму в якому радіус кривошипу дорівнює дезаксиалу $r=e$ або $\sigma = \gamma$ формула (5) спрощується до залежності від двох параметрів:

$$U_{AB}(\varphi,\sigma) = sin\varphi + \frac{\sigma(1 - sin\varphi)cos\varphi}{\sqrt{1-\sigma^2(1 - sin\varphi)^2}} \quad (6)$$

Об’ємний графік цієї залежності представлений на рис. 4,а, а графік функції, що задовольняє умові п’ятивідсоткового відхилення від критерія оптимізації - на рис. 4, б. Останній побудований для єдиного можливого значення $\sigma = 1{,}75$ (шатун менший за кривошип), а діапазон кута експлуатації механізму лежить у межах $53° < \varphi < 101°(48°)$.

Додаткові обмеження синтезу здійснює дотримання припустимої величини кутів тиску, які у деяких положеннях механізму можуть виходити за межі дозволених. Кут тиску в поступальній парі визначимо за залежністю:

$$\theta_{12}(\varphi) = arcsin(\gamma - \sigma \cdot sin\varphi), \quad (7)$$

а у парі шатун-кривошип - за залежністю:

$$\theta_{23}(\varphi) = \varphi + \theta_{12}(\varphi) - 90^\circ . \tag{8}$$

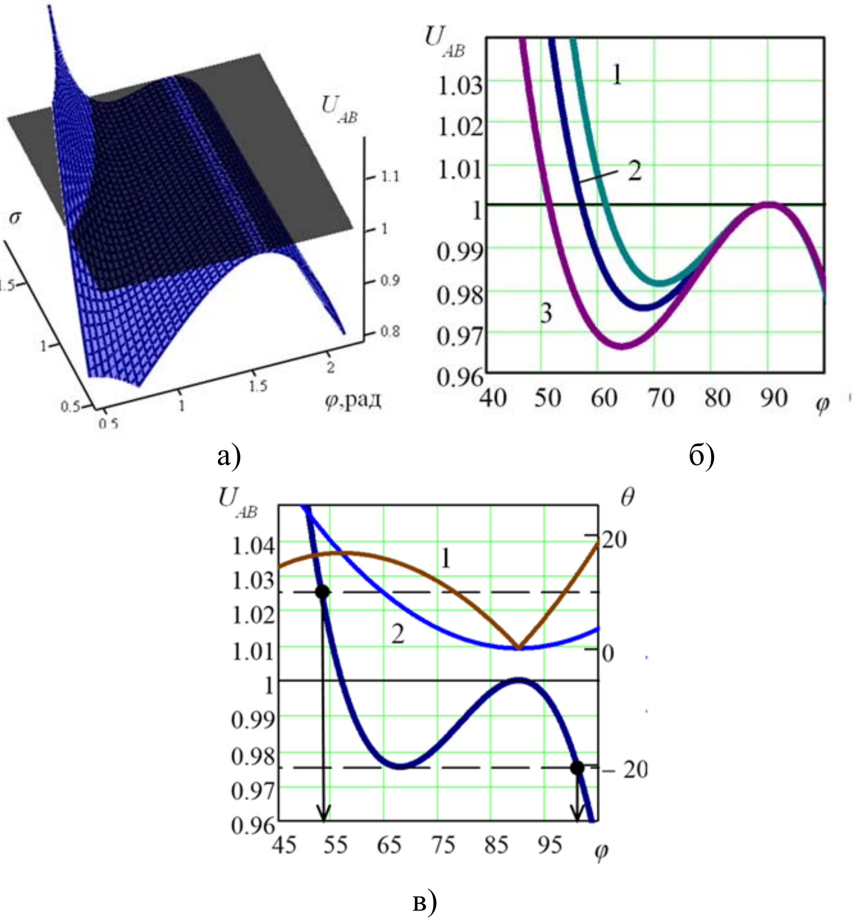


Рисунок 4 - Перетин об'ємної фігури залежності швидкісної функції дезаксиального кривошипно-повзункового механізму (r=e) площиною критерію оптимізації (а), графіки швидкісної функції у робочому діапазоні φ експлуатації поблизу критерію оптимізації (1 - σ =2, 2 - σ =1,75, 3 - σ =1,5) (б), графік швидкісної функції механізму з параметром $\sigma = \gamma$ = 1,75 та кути тиску: 1 - у поступальній парі (θ_{12}), 2 - у обертальній парі (θ_{23}) (в)

Для схеми де $\sigma = \gamma$ формула (7) прийме вигляд:

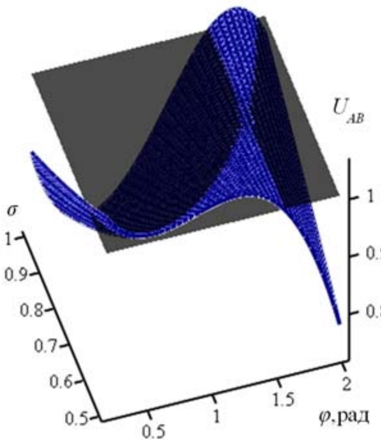
$$\theta_{12}(\varphi) = \arcsin(\sigma(1 - \sin\varphi))$$

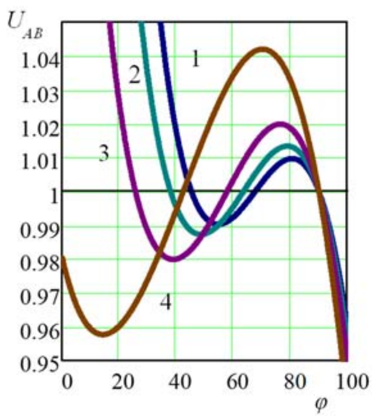
Кути тиску у знайденому діапазоні використання механізму не перевищують 20°(рис.4, в), що значно менше за припустимі.

Найбільш широкі можливості проектування надає розрахунок геометричних параметрів механізму за залежністю (5). Ця залежність є функцією трьох змінних тому об'ємних поверхонь може бути

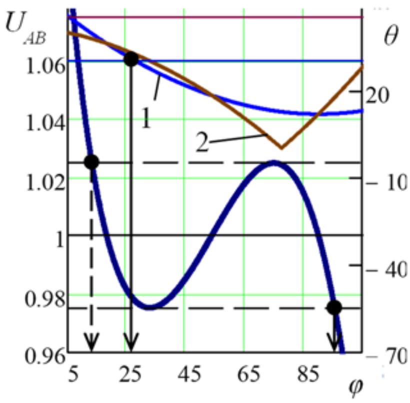
ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

побудовано багато, одна з них представлена на рис.5, а. Однак симетричне відхилення від U_{AB} = 1 може бути підібране тільки комбінацією параметрів σ й γ, і комбінація така для заданого Δ, може бути тільки одна. На рис. 5, б представлені графіки деяких таких комбінацій для практичного діапазону існування механізму. Криві зміни U_{AB} мають два локальних екстремуми (один максимум і один мінімум), що дозволяє знаходити тільки одне симетричне рішення для даного Δ. Як видно збільшення кута експлуатації механізму відбувається за рахунок збільшення межі відхилення Δ від критеріального параметру.





а) б)



в)

Рисунок 5 - Перетин об’ємної фігури залежності швидкісної функції дезаксиального кривошипно-повзункового механізму площиною критерія оптимізації (γ=0,76) (а), графіки швидкісної функції у робочому діапазоні φ експлуатації з симетричним відхиленням від критерія оптимізації для деяких відносних параметрів механізму (1- σ = 0,872 і γ=1, 2 - σ = 0,75 і γ=0,9, 3 - σ = 0,618 і γ=0,8, 4 - σ = 0,44 і γ=0,7) (б), графік швидкісної функції з параметрами σ = 0,557 і γ=0,76 і кути тиску 1 - у поступальній парі (θ_{12}), 2 - у обертальній парі (θ_{23}) (в)

5% симетричне відхилення задовольняє тільки функція з параметрами σ = 0,557 і γ=0,76, графік якої зображений на рис. 5, в. Діапазон кута експлуатації такого механізму лежить у широких межах 13° < φ < 95,5°(82,5°), однак обмеження за кутом тиску у поступальній парі (7) звужують цей діапазон до величини 27,8° < φ < 95,5°(67,7°) (рис. 5, в). Як видно з графіків це обмеження зменшує нижню межу і діапазон φ роботи механізму.

Таким чином механізм, побудований за схемою дезаксиального кривошипно-повзункового механізму і забезпечуючий відхилення у діапазоні U_{AB} = 0,975…1,025, повинен мати наступні геометричні параметри: $l = r/\sigma$ = 1,795r, $e = (\gamma \cdot r)/\sigma$ = 1,364 r. У такому механізмі кут використання $\Delta\varphi$ =67,7° найбільший, а момент на кривошипі буде сталим у всьому діапазоні кута повороту.

Характер кривих (рис.5, б) дозволяє знайти рішення симетричного відхилення від U_{AB} = 1 для широкого діапазону Δ, а п'ятивідсоткове обмеження відхилення може бути змінене до заданого.

Висновки. Виконаний кінематичний синтез кривошипно-повзункового механізму пристрою за критерієм найменшого відхилення від одиниці швидкісної функції (енергетичний трансмісійний індекс). Визначені конкретні значення відносних параметрів довжин ланок і діапазони повороту кривошипа центрального і дезаксиального кривошипно-повзункового механізму, що найкраще відповідають критерію оптимізації і задовольняють обмеженням за кутом тиску. Проведений енергетичний синтез пристрою побудованого на основі кривошипно-повзункового механізму за критерієм рівності одиниці швидкісної функції. Вперше введене поняття енергетичний трансмісійний індекс передачі руху.

Запропоновані практичні рекомендації щодо розмірів і розташування ланок механізму для центрального та дезакиального кривошипно-повзункового механізму.

Список використаної літератури

1. Кожевников С.Н. Аппаратура и устройства гидро-пневмо автоматики. Часть I. Гидроавтоматика. / С.Н.Кожевников. - Днепропетровск, 1954, 178 с.
2. Пейсах Э. Е., Нестеров В. А. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Э. Е. Пейсах, В. А. Нестеров. Под ред. К. В. Фролова. - М: Машиностроение, 1988. - 232с.
3. Sutherland G. H. Quality of Motion and Force Transmission / G. H. Sutherland // Mech. and Mach. Theory. - 1981. - Vol.16. - P. 221-225.
4. Balli S., Chand S. Transmission angle in mechanisms (Triangle in mech) // Mechanism and Machine Theory. -2002.- Vol.37. – P. 175–195.

5. Chen C., Angeles J. Generalized transmission index and transmission quality for spatial linkages // Mechanism and Machine Theory. -2007.- Vol.42. – P. 1225–1237.

6. Gosselin C. Optimization of Planar and Spherical Function Generators as Minimum-Defect Linkages./ C. Gosselin, C. Angeles. - Mech. and Mach. Theory.Vol.24, No.4, 1986, pp.293-307.

7. Lin C. C., Chang W. T. The force transmissivity index of planar linkage mechanisms // Mechanism and Machine Theory. -2002.- Vol.37. – P. 1465–1485.

8. Погребняк Р. П. Структурний аналіз і кінематичний синтез спареного стрижньового кулісного механізму захвата робота / Р. П. Погребняк // Підйомно-транспортна техніка. –2017. – № 4 (56). – С. 57–66.

9. Озол О. Г. Основы конструирования и расчета механизмов / О. Г. Озол. – Рига: Звайгзне, 1979. – 360 с.

10. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: підручник / Я.Т. Кіницький. – К: Наукова думка, 2002. – 659 с.

CINEMATIC SYNTHESIS OF CRYSTAL-SUMMARY MECHANISM FOR THE POWER INDUSTRY OF TRANSMISSION OF MOVEMENT

Pogrebnyak R. P., Pogrebnyak M. R.
National Metallurgical Academy of Ukraine,
National Technical University "Dniprovska Polytechnic"

Abstrakt. To carry out a kinematic synthesis of a crank-slider mechanism in the accordance the criterion of the constancy of the drive power of the mechanism with restrictions on permissible pressure angles in kinematic pairs. Analytical dependences are obtained for determining the velocity function of the central and deaxial crank-slider mechanism, which are convenient for analysis and modeling. On their basis, an energy synthesis of the geometrical parameters of the mechanism in accordance with the criterion of the smallest deviation from the optimization criterion is performed. The possibilities of the mechanism are enhanced by using a deaxial crank-slider mechanism, and the best results can be obtained in a scheme where the deaxial value is larger than the crank length. It is determined the specific values of the relative parameters of the lengths of the links and the ranges of rotation of the crank of the central and deaxial crank-slider mechanism, which best meet the optimization criterion and satisfy the pressure angle constraints.

Keywords: motion transmission; power transmission index; speed function; pressure angle

УДК 621.01
DOI: 10.15276/pidtt.1.60.2019.05
Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Крушельницький В. В.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

СИСТЕМА ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ МОСТОВОГО КРАНА

Анотація. *У статті розроблено підхід щодо оптимізації керування рухом мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі. Оптимізація виконана із врахуванням інтегрального критерію, який відображає небажані показники руху системи. У оптимізаційній задачі враховані також крайові умови руху зведених мас крана та вантажу, які забезпечують усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі. Реалізація оптимального керування виконана сучасними засобами мікроелектроніки та керованого електроприводу. Для роботи системи розроблено спеціалізоване програмне забезпечення.*
Ключові слова: *мостовий кран, система керування, оптимізація, динамічні зусилля.*

Вступ

Мостові крани знайшли широке застосування у багатьох галузях народного господарства. На даний час значна кількість кранів є технічно застарілими і тому для недопущення їх виходу з ладу необхідно зменшувати навантаження у їхніх елементах. Можливими варіантами подовження їх експлуатації є: використання пристроїв та засобів для зниження динамічних навантажень [1] та модернізація системи керування рухом кранових механізмів, яка полягає у використанні систем частотно-керованого приводу для механізмів підйому вантажу та переміщення крана і кранового візка. При цьому динамічні навантаження у крановому мості, кінцевих балках та елементах привода зменшуються.

Найбільш навантаженим елементом крана є мостові балки. Оптимальний вибір діаграм розгону та гальмування крана дозволяє мінімізувати небажані динамічні навантаження у цьому елементі. У свою чергу це вимагає синтезу оптимальних законів переміщення крана за певним критерієм.

Зазначимо, що підходи щодо оптимізації режимів руху технічних систем довели свою ефективність, оскільки із їх допомогою вдається знизити динамічні навантаження, збільшити продуктивність та покращити енергоефективність роботи машин і механізмів [2, 3].

Огляд останніх публікацій. Важливим питанням у синтезі законів руху вантажопідйомних машин є вибір критерію оптимізації.

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

Одним із найпоширеніших критеріїв є швидкодія (тривалість виконання перевантажувального циклу). Розв'язок цієї задачі (оптимальне керування) має вигляд релейної функції [4], що спричиняє додаткові навантаження кранового моста.

Очевидно, що для мінімізації небажаних динамічних зусиль необхідно використати критерій, який дає змогу чисельно їх оцінити. Саме такі критерії (у вигляді інтегральних фунціоналів) розроблені у роботі [5]. Вони будуть використані у даній статті.

Для зниження динамічних навантажень у крановому мості автори роботи [6] запропонували систему керування краном з використанням нечіткої логіки. Подібні підходи також використані у публікації [7]. Ці результати вимагають застосування систем керування із зворотнім зв'язком.

У науковій публікації [8] для цілей зменшення динамічних навантажень запропоновано використовувати розділений частотно-регульований привід механізму переміщення крана. При цьому необхідно застосовувати зворотний зв'язок за пройденим шляхом для формування керуючого сигналу електроприводам переміщення мостового крана.

Для гасіння пружних коливань у елементах крана автори роботи [9] запропонували модальний регулятор. Для досліджень використана спрощена двомасова динамічна модель, яка дала змогу синтезувати регулятор стану для ефективного гасіння коливань конструкції моста в напрямку його руху.

Автори роботи [10] запропонували оптимізувати перехідний процес пуску двигуна механізму горизонтального переміщення крана шляхом керування приводним моментом двигуна таким чином, щоб забезпечити мінімальний час розгону з усуненням коливання вантажу на гнучкому підвісі.

У вказаних роботах не в повній мірі обґрунтована розробка систем керування рухом крана. На думку авторів даної роботи, вона повинна спиратись на теоретичні положення методів оптимального керування із врахуванням особливостей практичної реалізації керувань сучасними приводними системами.

Мета роботи полягає у розробці системи оптимального керування рухом мостового вантажопідйомного крана, яка дозволяє мінімізувати динамічні зусилля у його мості. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) виконати постановку та знайти розв'язок задачі оптимального керування рухом мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі; 2) розробити апаратне та програмне забезпечення для реалізації системи оптимального керування рухом мостового крана.

Виклад основного матеріалу.

1. Синтез оптимального керування рухом мостового крана

Відомо, що процес переміщення мостового крана супроводжується коливаннями вантажу. Вони викликають додаткові навантаження на мостові балки крана. Тому для подальших досліджень динаміки руху крана використаємо тримасову динамічну модель (рис. 1) мостового крана, яку запропоновано в роботі [11]. В цю модель входять зведені маси: вантажу m, мостової балки крана з візком m_1 та кінцевих балок з приводом m_0. Зведена маса мостової балки крана і візка з'єднані пружним елементом із жорсткістю c, яка представляє собою зведену жорсткість кранового моста. До зведеної маси приводу і кінцевих балок прикладено рушійне зусилля F_p та сила опору переміщення крана W. Модель (рис. 1) дає змогу досліджувати динамічні навантаження в мостовій балці крана, що викликані пружними коливаннями балки та маятниковими коливаннями вантажу на гнучкому підвісі.

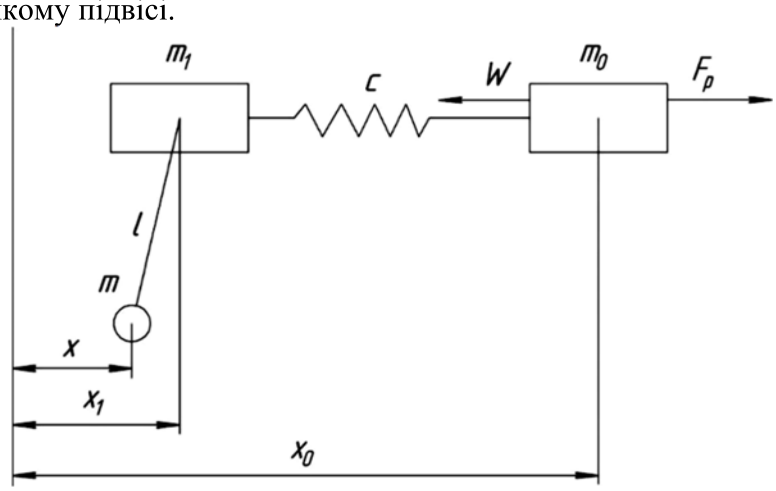


Рисунок 1 – Тримасова динамічна модель мостового крана

На рис. 1 через x, x_0, x_1 позначені узагальнені координати зведених мас вантажу, приводу із кінцевими балками та кранового візка із мостовою балкою відповідно, а через l – довжина гнучкого підвісу, на якому закріплений вантаж. Динамічна модель (рис. 1) описується наступною системою диференціальних рівнянь [11]:

$$\begin{cases} m_0\ddot{x}_0 = F_p - W - c(x_0 - x_1); \\ m_1\ddot{x}_1 = c(x_0 - x_1) - \dfrac{mg}{l}(x_1 - x); \\ \ddot{x} = \dfrac{g}{l}(x_1 - x), \end{cases} \tag{1}$$

де g – прискорення вільного падіння. Для оптимізації процесу пуску крана з вантажем на гнучкому підвісі використаємо крайові умови:

$$\begin{cases} t = 0;\ x = x_1 = x_2 = 0; \dot{x} = \dot{x}_1 = \dot{x}_2 = 0; \\ t = t_1;\ x = x_1 = x_2 = \dfrac{Vt}{2}; \dot{x} = \dot{x}_1 = \dot{x}_2 = V, \end{cases} \qquad (2)$$

які із використанням рівнянь (1) можна записати у такому вигляді:

$$\begin{cases} t = 0;\ x = 0; \dot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \dddot{x} = 0; \overset{IV}{x} = 0; \overset{V}{x} = 0; \\ t = t_1;\ x = \dfrac{Vt}{2}; \dot{x} = V; \ddot{x} = 0; \overset{IV}{x} = 0; \overset{V}{x} = 0, \end{cases} \qquad (3)$$

де t – час; t_1 – тривалість перехідного процесу пуску крана; V – номінальна швидкість руху крана. Крайові умови (3) дають змогу усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі та пружні коливання мостової балки у кінці розгону крана. У якості критерію оптимізації приймемо середньоквадратичне значення інтенсивності зміни зусилля, що діє в мостовій балці крана:

$$\dot{I}_F = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[m_1 \frac{l}{g} \overset{VI}{x} + (m_1 + m) \overset{IV}{x} \right]^2 dt \right\}^{1/2} \to \min. \qquad (4)$$

Критерій (4) дозволяє зменшити інтенсивність дії динамічних зусиль у мостовій балці. Умовою мінімуму критерію (4) є рівняння Ейлера-Пуасона [12]:

$$(m + m_1)\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{X}{x} + (m + m_1) \overset{VIII}{x} \right] + m_1 \frac{l}{g} \left[m_1 \frac{l}{g} \overset{XII}{x} + (m_1 + m) \overset{X}{x} \right] = 0. \qquad (5)$$

Після перетворень рівняння (5) набуде вигляду:

$$\overset{XII}{x} + 2 \frac{m + m_1}{m_1} \cdot \frac{g}{l} \overset{X}{x} + \left[\frac{m + m_1}{m_1} \cdot \frac{g}{l} \right]^2 \overset{VIII}{x} = 0. \qquad (6)$$

Для розв’язування рівняння (6) введемо заміну $k = \sqrt{\dfrac{m + m_1}{m_1} \cdot \dfrac{g}{l}}$,

тоді можемо записати:

$$\overset{XII}{x} + 2k^2 \overset{X}{x} + k^4 \overset{VIII}{x} = 0. \qquad (7)$$

Для розв’язку рівняння (7) складемо характеристичне рівняння:

$$r^{12} + 2k^2 r^{10} + k^4 r^8 = 0. \qquad (8)$$

Його розв’язки мають такий вигляд:

$$\begin{cases} r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = r_5 = r_6 = r_7 = r_8 = 0; \\ r_9 = r_{10} = ki; \\ r_{11} = r_{12} = -ki. \end{cases} \qquad (9)$$

З урахуванням отриманих коренів (9) розв’язок рівняння (7) має такий вигляд:

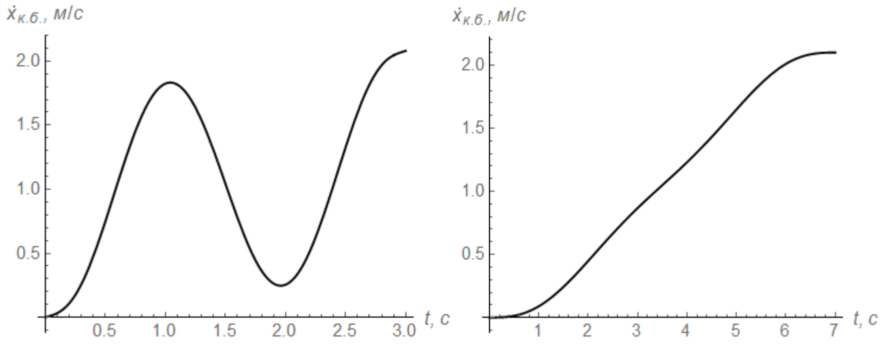
$$\begin{aligned} x = (c_1 + c_2 t)\sin kt + (c_3 + c_4 t)\cos kt + c_5 t^7 + \\ + c_6 t^6 + c_7 t^5 + c_8 t^4 + c_9 t^3 + c_{10} t^2 + c_{11} t + c_{12}, \end{aligned} \qquad (10)$$

де c_1, c_2, …, c_{12} − постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху (3). Знаходячи постійні інтегрування c_1, c_2, …, c_{12} із використанням крайових умов (3) та підставляючи їх у вираз (10), отримаємо загальний розв’язок крайової задачі (3), (7):

$$\begin{gathered}
x=(v(1440kT(-2t+T)+120k^3T^3(-2t+T)+k^7\cdot t^4T^2(2t^2-\\
-6tT+5T^2)-4k^5t^2(2t^4-6t^3T+15t^2T^2-20tT^3+15T^4)+\\
+8k(360T(t+T-30k^2tT^2(3t+2T)+k^4(t^6-3t^5T+5t^3T^3))\cdot\\
\cdot\cos(kT)+120T(k(t(-12+k^2T^2)-T(12+k^2T^2))\cos(kt)-k\cdot\\
\cdot(-12t+24Tk^2tT^2)\cdot\cos(k(t-T))+36+k^2T(-6t+T))\sin(kt)+\\
+(-36+k^2T(-6t+5T))\cdot\sin(k(t-T)))+T(-4320+60k^4t^2(t-\\
-3T)(t+T)+k^6t^4(2t^2-6tT+5T^2)+120k^2(6t^2+18tT+5T^2))\cdot\\
\cdot\sin(kT)))/(2kT(-2880-240k^2T-24k^4T^4k^6T^6+24(120-50\cdot\\
\cdot k^2T^2+k^4T^4)\cos(kT)+kT(2880-240k^2T^2+k^4T^4)\sin(kT))).
\end{gathered} \tag{11}$$

Інші кінематичні та динамічні характеристики руху крана можна отримати з допомогою виразу (11). Вони мають значний об’єм і тому тут не наводяться.

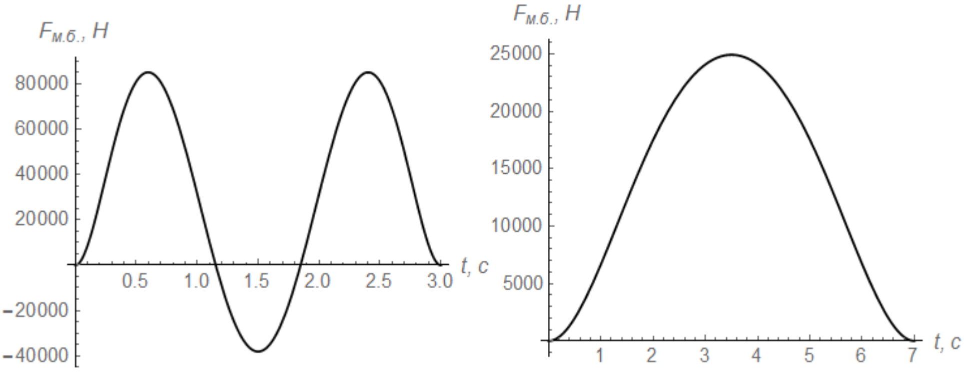
Побудуємо графічні залежності, що відображають кінематичні та динамічні характеристики руху крана при різній тривалості його пуску. Графіки на рис. 2-4 побудовані при умовах m=20000 кг, l=7 м. З рис. 2-4 видно, що найкращий результат досягається при тривалості розгону крана 7 секунд. Така тривалість пуску крана забезпечує плавне наростання зусилля в мостовій балці (рис. 3, б) та рушійного зусилля (рис. 4, б).



а) б)

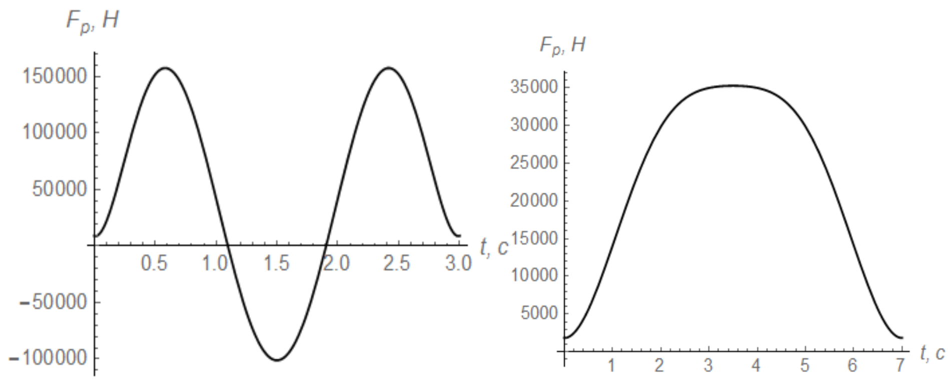
Рисунок 2 – Швидкість зведеної маси кінцевих балок з приводом при тривалості пуску крана: а) 3 секунди; б) 7 секунд

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



а) б)

Рисунок 3 – Зведене зусилля в мостовій балці крана при тривалості пуску крана: а) 3 секунди; б) 7 секунд



а) б)

Рисунок 4 – Зведене рушійне зусилля при тривалості пуску крана: а) 3 секунди; б) 7 секунд

Пуск механізму переміщення крана при тривалості 3 секунди супроводжується зміною знаку зусилля в мостовій балці та рушійного зусилля механізму переміщення. Це викликає додаткові динамічні навантаження і тому є небажаним.

2. Розробка системи для реалізації оптимального керування рухом мостового крана

Для реалізації оптимального закону руху мостового крана використовується частотний перетворювач та спеціалізоване програмне забезпечення. Для апаратної частини системи керування було використано частотний перетворювач Mitsubishi FR-E740-060 [13], який разом із іншим обладнанням змонтований у електрошафі (рис. 5).

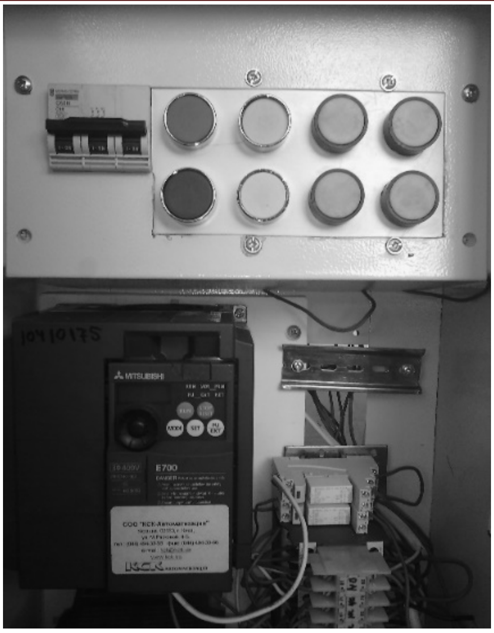


Рисунок 5 – Електрошафа з частотним перетворювачем Mitsubishi FR-E740-060

Програмне забезпечення (рис. 6) для керування механізмом переміщення крана розроблено в середовищі Delphi [14]. В програму інтегровано оптимальний закон керування швидкістю руху крана, за яким динамічні навантаження у металоконструкціях зводяться до мінімуму (11).

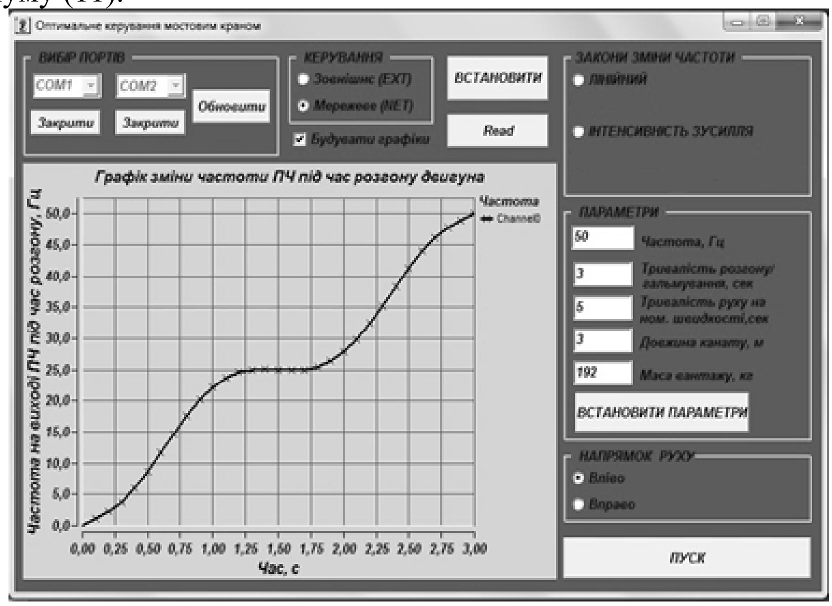


Рисунок 6 – Інтерфейс розробленого програмного забезпечення «Оптимальне керування мостовим краном»

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

Розроблене програмне забезпечення дає змогу переключити частотний перетворювач у режим NET (мережеве керування через послідовний інтерфейс), вибрати оптимальний закон руху крана, ввести величини маси вантажу, максимальної частоти напруги живлення електродвигуна, тривалості перехідного процесу та тривалості усталеного руху. Після вибору режиму та вводу параметрів, виконується побудова графіка зміни частоти напруги живлення двигуна протягом його пуску. Програмне забезпечення дає змогу реалізувати оптимальні закони із зворотнім зв’язком та без нього.

Програма розраховує масив швидкостей для пуску крана, перетворює його у масив зміни частоти напруги двигуна та передає отримані дані у коді ASCII [15] через послідовний інтерфейс комп’ютера до частотного перетворювача. Це дає змогу перетворювачу частоти через кожні 0,1 секунди змінювати частоту напруги живлення електродвигуна, що викликає зміну його кутової швидкості. Перехідний процес гальмування відбувається аналогічно процесу пуску, тільки масив даних про частоту відправляється у зворотній послідовності.

Для визначення довжини канату та маси вантажу розроблений мікроконтролерний пристрій (рис. 7), який складається з плати стабілізаторів напруги (для живлення датчиків), мікроконтролера ATMEL ATmega 328 [16], 24-х бітного аналого-цифрового перетворювача HX711 [17] та розробленого програмного коду в інтегрованому середовищі розробки Arduino.

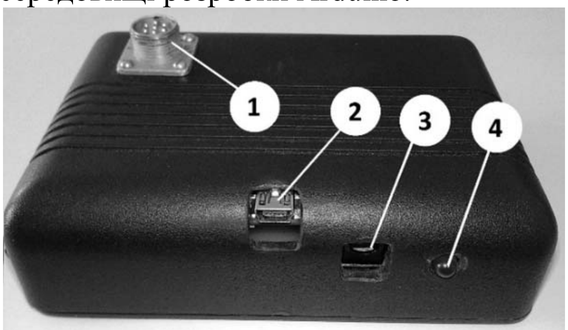


Рисунок 7 – Зовнішній вигляд блоку зворотного зв’язку: 1 – роз’єм для підключення датчиків; 2 – роз’єм USB, для підключення до комп’ютера; 3 – роз’єм для підключення живлення; 4 – індикатор включення блоку зворотного зв’язку

До блоку підключається S-подібний тензодатчик, енкодер Autonics ENC-1-1-t-24 та кінцевий вимикач. У якості перетворювача інтерфейсів використовується мікросхема FT232 [18] (розташована на платі Arduino NANO 3.0), яка дає змогу підключити мікроконтроллер до комп’ютера через інтерфейс USB. Для живлення датчиків плата стабілізаторів напруги має два виходи стабілізованої напруги: 5В для живлення тензодатчика та регульований вихід 1,2…35В для живлення енкодера.

Канал регульованої напруги дає змогу підключати енкодери з різними напругами живлення. Напруга на регульованому виході змінюється за допомогою змінного резистора, який розташований безпосередньо на платі стабілізаторів напруги. На корпусі блока розташований світлодіод, який сигналізує підключення напруги живлення.

При розробці програми для блоку зворотного зв'язку використана бібліотека для аналого-цифрового перетворювача hx711.h [19], яка дає змогу зчитувати данні за допомогою функції scale.get_units() [20] з модуля HX711 через послідовну синхронну шину I^2C. Схему підключення модуля зображено на рис. 8.

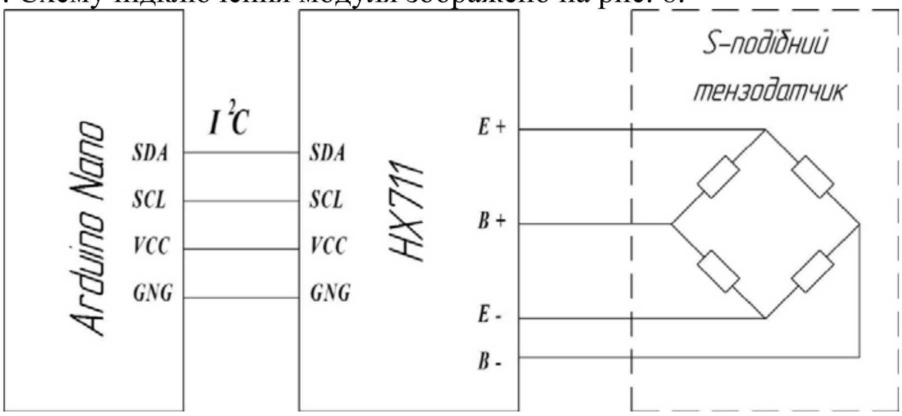


Рисунок 8 – Схема підключення 24-х бітного аналого-цифрового перетворювача HX711 до плати Arduino Nano

Мікроконтролерний пристрій визначає довжину канату за допомогою енкодера змонтованого на крановому візку. Данні зчитуються мікроконтролером за допомогою цифрових входів мікроконтролера та відповідають фактичному значенню положення вантажу відносно кранового візка. Маса вантажу визначається за допомогою S-подібного тензометричного датчика, який монтується у одну гілку каната. Для обнулення числового значення положення вантажу використовується кінцевий вимикач ME-8107, який кріпиться на вантажному канаті. При досягненні мінімально допустимого значення довжини канату замикається кінцевий вимикач. При цьому мікроконтролеру відправляється цифровий сигнал, який викликає присвоєння цифровій змінній, яка позначає довжину каната, початкового значення довжини канату.

Для передачі параметрів, які зчитались з датчиків, необхідно у програмі «Оптимальне керування мостовим краном» натиснути кнопку «Read». Після цього на мікроконтролер через USB-UART конвертер (мікросхема FT232) відправляється запит. Дані, що отримані з

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

енкодера та тензометричного датчика, через мікроконтролер передаються до комп'ютера і відображаються на відповідних полях «Довжина канату, м» і «Маса вантажу, кг».

Отримані данні з датчиків дають змогу проводити розрахунки для визначення розгінних та гальмівних характеристик електропривода при реалізації оптимального керування рухом мостового крана.

Висновки.

1. У статті розроблено підхід щодо мінімізації динамічних навантажень у балці мостового крана. Його сутність полягає у синтезі оптимального керування рухом крана із використанням його математичної моделі, критерію оптимізації та заданих крайових умов руху зведених мас системи із подальшою реалізацією керування мікроконтролерними засобами та високоефективними частотнокерованими приводами.
2. Результати теоретичних досліджень задачі оптимального керування мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі показали, що зусилля, які виникають у мостовій балці крана зводяться до мінімуму при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення інтенсивності зміни зусилля у балці. Таке керування забезпечує плавне наростання кінематичних та динамічних характеристик крана. Встановлено, що небажана зміна знаку вказаних характеристик виникає лише при тривалості розгону 3 секунди і менше.
3. Для реалізації оптимальних законів руху розроблено мікроконтролерний пристрій, який дає змогу визначати довжину гнучкого підвісу та масу вантажу за допомогою датчиків та відправляти отримані данні до комп'ютера для подальших розрахунків масиву швидкості крана під час його перехідних процесів (пуск/гальмування).
4. Розроблено програмне забезпечення для керування електроприводом механізму переміщення крана, що дає змогу реалізувати синтезований оптимальний закон руху крана із використанням частотного перетворювача. Останній виступає як джерело живлення приводу механізму переміщення крана.

Список використаних джерел:

1. The Crane's vibrating systems controlled by mechatronic devices with magnetorheological fluid: the nonlinear mathematical model of behavior and optimization of work regimes / V.S. Loveikin, A.P. Liashko, Y.V. Chovnyuk // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. – 2014. – №6. – P. 97-102.
2. Synthesis of Camshaft Driving Mechanism in Roller Molding Installation with Combined Motion Mode according to Acceleration

of Third Order / V.S. Loveykin, K.I. Pochka // Science & Technique. – 2017. – Vol. 16. – Issue. 3. – P. 206-214.
3. Dynamic optimization of a mine winder acceleration mode / V.S. Loveikin, Yu.O. Romaseych // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. – 2017. – №6. – P. 97-102.
4. Time-Optimal Control of a Simple Pendulum with a Movable Pivot. Part 1/ V.S. Loveikin, Y.A. Romasevich, A.S. Khoroshun, A.G. Shevchuk // International Applied Mechanics. – 2018. – Vol. 54. – Issue 3. – P. 358-365.
5. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальних режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
6. Szpytko J., Smoczek J., Łakomski D. Adaptive control system of overhead crane's movement mechanisms / URL: pdfs.semanticscholar.org/fb50/79e644e7610c446ea07e1f5ae39f7a923737.pdf (дата звернення 22.02.2019).
7. Петренко Ю.Н. Исследование работы мостового крана с контроллером нечеткой логики на основе трехмерной имитационной модели / Ю.Н. Петренко, С.Э. Алави, С.В. Александровский // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ., 2011. – Вип. 3. – С. 20-25.
8. Стрижак В.В. Особливості виникнення і усунення перекосів мостових кранів з роздільним частотно-регульованим приводом механізму пересування / В.В. Стрижак // Збірник наукових праць Полтавського національного технічного університету ім. Ю. Кондратюка. Сер.: Галузеве машинобудування, будівництво, 2012. – Вип. 1. – С. 61-66.
9. Толочко О.И. Гашения горизонтальных упругих колебаний конструкции мостового крана. / О.И. Толочко, Д.В. Бажутин., Ф. Палис // Електоромеханічні і енергозберігаючі системи. Теорія і практика. Тематичний випуск. – Кременчук, 2012. – Вип. 3(19). – С. 336-339.
10. Найденко Е.В. Управление электроприводом механизмов горизонтального перемещения с подвешенным грузом / Е.В. Найденко // Електромашинобудування та електрообладнання. – 2007. – Вип. 69. – С. 17–22.
11. Гайдамака В. Ф. Грузоподъемные машины / В.Ф. Гайдамака. – К.: Выща школа, 1989. – 328 с.
12. Петров Ю.П. Вариационные методы теории оптимального управления / Ю.П. Петров. – . Л.: Энергия, 1977. – 280 с.
13. Inverter FR-E700 instruction manual (Basic) / URL: http://dl.mitsubishielectric.com/dl/fa/document/manual/inv/ib0600441eng/ib0600441enga.pdf (дата звернення 22.02.2019).

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

14. Галисиев Г.В. Компоненты в Delphi 7. Професиональная работа / Г.В. Галисиев. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2004. – 624 с.
15. ASCII Table and Description / URL: http://www.asciitable.com/ (дата звернення 22.02.2019).
16. ATMEL 8-BIT MICROCONTROLLER WITH 4/8/16/32KBYTES IN-SYSTEM PROGRAMMABLE FLASH / URL: http://www.atmel.com/images/Atmel-8271-8-bit-AVR-Microcontroller-ATmega48A-48PA-88A-88PA-168A-168PA-328-328P_datasheet_Complete.pdf (дата звернення 22.02.2019).
17. 24-Bit Analog-to-Digital Converter (ADC) for Weigh Scales / URL: https://www.mouser.com/ds/2/813/hx711_english-1022875.pdf (дата звернення 22.02.2019).
18. Future Technology Devices International Ltd. FT232R USB UART IC/URL: http://www.ftdichip.com/Support/Documents/DataSheets/ICs/DS_FT232R.pdf (дата звернення 22.02.2019).
19. Weigh Objects with an Arduino Scale / URL: https://create.arduino.cc/projecthub/team-arduinotronics/arduino-scale-b821ae (дата звернення 22.02.2019).
20. Make your weighing scale hack using arduino and hx711 / URL: http://www.instructables.com/id/Make-your-weighing-scale-hack-using-arduino/?ALLSTEPS (дата звернення 22.02.2019).

SYSTEM OF OPTIMAL CONTROL OF BRIDGE CRANE MOVEMENT

Loveikin V., RomasevychYu., Krushelnitsky V.
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Abstract. The article is devoted to the optimization of the control of movement of a crane with a load on a flexible suspension. In order to state the problem, an integral criterion has been used which reflects unwanted system's features. In order to carry out the calculations, the mathematical three-mass model of the crane movement has been used. It takes into account the oscillation of the load and elastic vibrations of the crane metal construction. The optimization problem also takes into account the boundary conditions of the reduced masses of the crane and a load, which ensure the elimination of the load oscillations (the boundary conditions correspond to the crane acceleration). The solution of the problem has been found using the classical variational calculus: the necessary minimum condition for an integral functional – the Euler-Poisson equation has been found. It is represented by a homogeneous differential equation of the twelfth order. The solution of the equation has been found in analytical form. The performed analysis of the results of the problem solution shows

that the level of dynamic forces in the elements of the crane is insignificant. In addition, the effect of the duration of the controlled mode of motion on level of dynamic forces is established.

The realization of optimal control has been carried out by modern means of microelectronics and a controlled electric drive. In order to take into account the variations of the system "crane-load" parameters a close-loop block has been developed. It allows obtaining information from sensors of the length of the flexible suspension, weight of a load and operatively transmitting data to the system's microcontroller. Specialized software has been developed. It allows, taking into account the actual parameters of the controlled system, to calculate the optimal modes of starting and stopping of the crane. Another function of the developed software is to control the frequency converter, which acts as a power source for the electric drive crane movement mechanism. It has been implemented by sending to the frequency inverter control signals in relation to the power supply voltage frequency of the drive motor.

Key words: bridge crane, system of control, optimization, dynamic forces.

УДК.621.833
DOI: 10.15276/pidtt.1.60.2019.06
[1]Малащенко В. О., [2]Семенюк В. Ф., [3]Стрілець О. Р.
[1]Національний університет «Львівська політехніка»,
[2]Одеський національний політехнічний університет,
[3]Національний університет водного господарства та природокористування

АНАЛІЗ СИЛОВИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ КУЛЬКОВИХ ОБГІННИХ МУФТ З УРАХУВАННЯМ ТЕРТЯ

Анотація. *Аналізується важлива технічна проблема стосовно силової взаємодії елементів нових кулькових обгінних муфт для основного (робочого) процесу та при здійснені роз'єднання кінців валів під час зміни напрямку передавання обертального моменту привода машин. Розглянуто силової взаємодії елементів цих муфт з урахуванням тертя між кульками і боковими поверхнями робочих пазів напівмуфт та їхній напружено-деформований стан.*
Ключові слова: *муфти, муфти обгінні, з'єднання валів, кульки, тертя, коефіцієнт тертя.*

Вступ

Мета роботи полягає в проведенні теоретично-комп'ютерного дослідження силової взаємодії тіл кочення з робочими поверхнями пазів напівмуфт з урахуванням тертя кульок кулькових обгінних муфт стартерів двигунів внутрішнього згорання, які широко застосовуються в різноманітних транспортних машинах.

Для розв'язування цієї задачі запропоновані аналітичні вирази для визначення силової взаємодії в робочій зоні елементів муфт, виходячи із процесу їх зачеплення та втрат на тертя у довільному положенні кульок по відношенню до контактуючої зони. Пропанується методика вибору раціональнішого профілю пазів напівмуфт з метою зменшення напружень та деформацій в зачепленні. У підсумку на основі аналітичних і графічних залежностей зроблені висновки про можливість і доцільність застосування кулькових обгінних муфт у стартерах машин, що мають двигуни внутрішнього згорання, для керування процесом їх запуску.

Отримані результати мають практичне застосування на стадії розробки, проектування та експлуатації нових пристроїв керування запуском двигунів внутрішнього згорання, дозволяють оцінити силові взаємозв'язки між основними елементами муфт з огляду на безвідмовне їх включення та відключення з мінімальними енерговитратами.

Графічні залежності зусиль від геометричних параметрів наочно дозволяють прослідкувати зміну значення обертального моменту в залежності від параметрів пружин та нахилу пазів напівмуфт. Це дозволяє оцінити досконалість кулькових обгінних муфт для з'єднання та роз'єднання кінців валів приводів машин.

Наукова новизна роботи полягає в тому, що вперше отримані аналітичні вирази для більш точного визначення величини обертального моменту для широкого діапазону геометричних параметрів кулькових обгінних муфт та запропоновано і апробовано математичні моделі напружено-деформованого стану кульок і поверхонь пазів напівмуфт в робочій зоні напівмуфт.

Практичне значення базується на рекомендаціях впровадження отриманих результатів у проектну і конструкторську практику при розроблені конструкцій стартерів та інших пристроїв, що передають рух тільки у одному напрямку, у навчальний процес вищих технічних навчальних закладів для підготовки інженерів-механіків.

Отримані в статті результати мають суттєве наукове значення і послугують важливим підгрунттям для подальших досліджень роботоздатності нового класу муфт.

1. Постановка проблеми

Передавання обертальних моментів тільки у одному напрямку у техніці необхідне для виконання технологічних операцій машинами у різних галузях промисловості. Це здебільшого для машин з двигунами внутрішнього згорання, велосипедів та інших. Традиційно в техніці застосовуються роликові обгінні муфти, що передають рух за рахунок сил тертя між заклиненим роликом та робочими поверхнями напівмуфт. Внаслідок проковзування цих елементів відомих муфт та енергетичних втрат виникла необхідність розроблення нових кулькових обгінних муфт, що передають обертальний момент за рахунок зачеплення [1–8 та ін], тому вони здійснюють передавання енергії двигунів без проковзування елементів, що знаходяться в зачепленні.

Для проведення силових досліджень, проектування та експлуатації таких пристроїв необхідні знання про залежність величини обертального моменту від основних геометричних параметрів розроблених муфт та навики про оцінювання ступеня впливу цих параметрів на придатність кулькових обгінних муфт. Визначення силового взаємозв'язку між елементами муфти під час її включення та виключення є актуальною задачею.

2. Аналіз останніх досягнень і публікацій

Кульковим обгінним муфтам присвячені роботи [1-20 та ін.].

У [1-8] розроблено, описано принцип роботи та проаналізовано основні переваги нових конструкцій кулькових обгінних муфт, на які отримано патенти на винаходи та корисні моделі.

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

У [9-14] визначено динамічні навантаження кулькових обгінних муфт, проаналізовано особливості конструкцій муфт підйомно-транспортних машин, розглянуто тертя під час неусталених режимів роботи муфт та будову і час вмикання муфт тощо.

У [15-19] розглянуто навантажувальну здатність базових і нових запатентованих кулькових обгінних муфт для найбільш розповсюджених режимів навантаження, що головним чином визначає ефективність їх впровадження в практику.

Праця [20] є фундаментальним довідником про традиційні муфти різних типів, окремі із яких можуть бути базовими для подальшого розроблення та дослідження нових їхніх конструкцій.

На підставі аналізу періодичних наукових джерел робиться висновок, що традиційні роликові обгінні муфти мають суттєві недоліки. Тому в даній роботі ставиться задача дослідження силової взаємодії тіл кочення з робочими поверхнями пазів напівмуфт з урахуванням тертя кульок кулькових обгінних муфт стартерів двигунів внутрішнього згорання, які широко застосовуються в різноманітних транспортних машинах.

3. Виклад основного матеріалу

У літературних джерелах наголошується, що складовою частиною приводів стартерів автомобілів, транспортних і підйомно-транспортних систем, що застосовуються в різних галузях машинобудування, є різноманітні муфти. Вони можуть виконувати різні функції, у тому числі слугувати запобіжними пристроями, що захищають машину від перевантажень. Одночасно такі муфти часто застосовуються для автоматичного з’єднання та роз’єднання валів, які передають обертальний момент. Одначе, величини обертального моменту в залежності від основних параметрів є обмеженими тому, що зі збільшенням його муфти стають схильними до проковзування. Це негативно впливає на процес запуску основного двигуна, збільшуються втрати потужності, зменшується довговічність привода тощо. Такою обставиною пояснюється поява кулькових обгінних муфт, у яких повністю відсутнє проковзування тому, що вони передають обертальний момент зачепленням кульок з робочими поверхнями пазів напівмуфт. Зрозуміло, що під час передавання обертального моменту між елементами виникає силова взаємодія, аналіз значень якої є об’єктом даної статті.

3.1. Аналіз силової взаємодії без врахування тертя

Силова взаємодія між кулькою і робочими поверхнями пазів напівмуфт наведено на рис. 1. Це фрагмент муфти, що застосовується для обмеження величини обертального моменту привода, де F_t - колова сила, що діє на одну кульку; F_x - її осьова складова; F_N - сумарна (нормальна) сила тиску кульки на поверхню пазів веденої напівмуфти;

$F_{\text{пр}}$ - сила пружності пружини, що діє також на одну кульку.

Враховуючи те, що у подібних пристроїв відсутні жорсткі вимоги щодо точності виготовлення їхніх елементів, перераховані зусилля, що діють у зоні доторкання кульок і робочих поверхонь пазів напівмуфт, визначаються за формулами (рис. 1):

$$F_t = \frac{2T_p}{K_i D_o z}; \quad F_x = \frac{2T_p}{K_i D_o z} tg\alpha; \quad F_N = \frac{2T_p}{K_i D_o z \cos\alpha}, \tag{1}$$

де D_o – діаметр кола центрів кульок; z – кількість кульок; K_i =0,85…0,9 – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження. За результатами аналізу встановлено, що кут нахилу пазів веденої напівмуфти доцільно змінювати в межах $\alpha = 20 - 70^o$. Це залежить від пружних можливостей натискної пружини. Розмір λ погоджується з діаметром кульок d. Його мінімальна величина приймається дещо меншою за діаметр кульок.

Величина обертального моменту, що передається муфтою регулюється пружиною, сила пружності якої дорівнює

$$F_{пр} = \frac{G d_д^4 \lambda}{8 D^3 i_p}, \tag{2}$$

де G- модуль пружності при зсуві матеріалу пружини ($G = 8 \cdot 10^4$ МПа); $d_д$ - діаметр дроту пружини; λ - осьова деформація пружини, яка рівна глибині паза (рис. 1); D- середній діаметр пружини; i_p- кількість робочих витків пружини. Зрозуміло, що пружину доцільно приймати стандартною. Вона може бути вибрана за силою $F_{пр}$ та геометричними розмірами муфти.

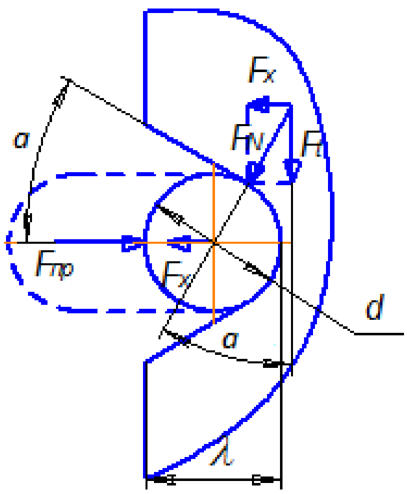


Рисунок 1–Розрахункова конструктивними параметрами у вигляді: схема муфти

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

Якщо знехтувати силами тертя між рухомими елементами муфти, які для цих пазів є малими порівняно з робочими навантаженнями, то можна з деяким наближенням вважати, що осьова сила рівна силі пружності пружини, тобто має місце рівність

$$F_{x=}F_{np} = \frac{Gd_\partial^4 \lambda}{8D^3 i_p}. \quad (3)$$

Використовуючи вирази (1-3), остаточно розв'язуємо поставлену задачу, тобто отримуємо залежність між обертальним моментом муфти та її основними

$$\frac{2T_p}{K_i D_o z} tg\alpha = \frac{Gd_\partial^4 \lambda}{8D^3 i_p};\ T_p = \frac{K_i D_o i G d_\partial^4 \lambda}{16D^3\ i_p tg\alpha}. \quad (4)$$

Одержані залежності (4) мають прикладне значення для виконання інженерного розрахунку основних геометричних параметрів подібних пристроїв на стадії їх проектування.

Це підтверджено кількісним аналізом однієї із запропонованих муфт з наступними початковими параметрами: діаметр кола центрів кульок D_o = 50 мм; кількість кульок z = 4; діаметр кульок d =10 мм; діаметр дроту пружини змінюється в межах d_∂ = 0,5–4 мм; осьова деформація пружини рівна глибині паза і також змінюється в межах λ =4–10 мм; середній діаметр пружини D = 45 мм; кількість робочих витків пружини i_p = 5. Пружина виготовлена із пружинної сталі 65*Г*.

Результати кількісного аналізу залежностей між пружною силою та діаметром дроту пружини і обертальним моментом наведено відповідно на рис. 2 і 3.

Кількісний аналіз проведено для різних кутів нахилу пазів напівмуфт, які вибирались в межах $20 \le \alpha \le 70^o$.

Встановлено, що збільшення кута нахилу пазів суттєво зменшує величину максимального обертального моменту. Так збільшення кута нахилу α у три рази приводить до зменшення обертального моменту більше як у 5 разів.

Важливим є також аналіз впливу діаметра елементу пружини на величину обертального моменту. Особливо визначення максимальної величини, при якій муфта виконує своє основне функції – автоматично роз'єднує кінематичний ланцюг. Ця залежність встановлена кількісно та наведена на рис. 3.

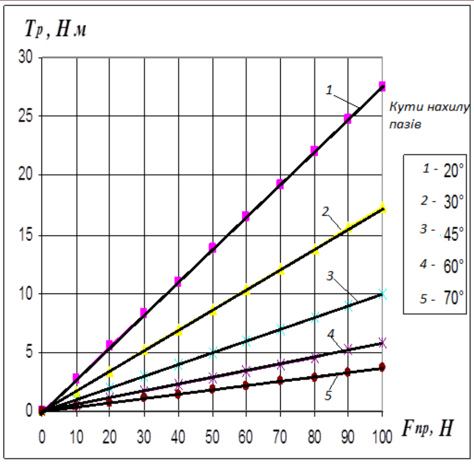


Рисунок 2 - Залежність між силою пружності пружини і обертальним моментом під час спрацювання муфт

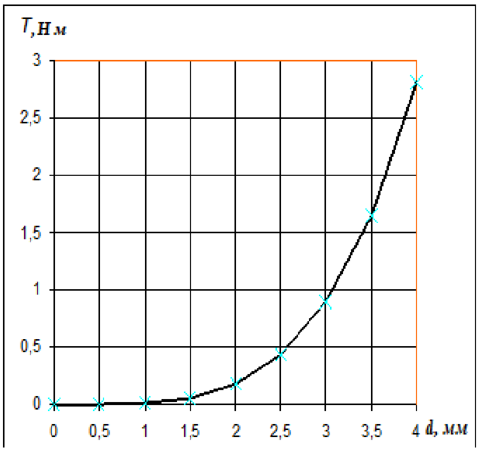


Рисунок 3 - Залежність між діаметром дроту пружини і обертальним моментом під час спрацювання муфти з кутом нахилу 45^0

Загалом, підтверджується те, що запропонована аналітична залежність уможливлює у широкому діапазоні варіювати під час вибору стандартних пружин та сили її затягування в залежності від бажаного значення обертального моменту, який необхідний для здійснення технологічної операції.

Слід наголосити, що тут ретельно розглянуто всі функції пружини тому, що її характеристики першочергово впливають на основний показник запропонованої запобіжної муфти. Вона дозволяє підбирати величини обертального моменту та сили, які виконують корисну роботу механізмом. Зрозуміло, що доцільно застосовувати стандартну пружину, для вибору якої і запропоновано аналітичні залежності та графіки.

3.2. Аналіз силової взаємодії між елементами муфт з врахування тертя

Під час передавання сталого обертального моменту, коли муфта знаходиться в робочому режимі, кульки практично не переміщуються відносно робочих поверхонь пазів напівмуфт. Вони обертаються як одне ціле (рис. 4, положення 1). Одначе муфти цього класу мають не тільки передавати сталий обертальний момент, а виконувати не менше важливу функцію – чітко вчасно роз’єднувати кінці з’єднаних валів тоді, коли змінюється напрямок обертання ведучої напівмуфти чи ведена напівмуфта її обганяє. У таких випадках між кульками та робочими поверхнями пазів напівмуфт продовжує існувати силова взаємодія та кулька ще і рухається відносно них (рис. 4, положення 2 і 3). Під час перехідних режимів роботи муфти виникають додатково сили тертя и тому задача зводиться тепер до визначення величини

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

обертального моменту з урахуванням сил тертя між кульками та поверхнями пазів напівмуфт.

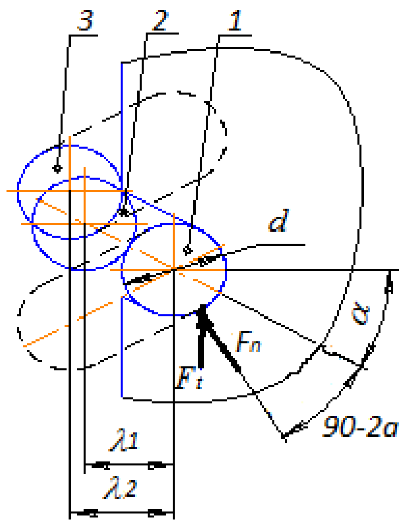


Рисунок 4‒Характерні положення кульки: 1 – робоче; 2 – проміжне; 3 – початок виходу кульок із пазів напівмуфт

Для визначення величини обертального моменту необхідно мати точні значення зусиль між кулькою та поверхнями пазів напівмуфт. Окрім того, пази напівмуфт можуть мати різні форми поперечних перерізів і кутів нахилу до твірних циліндрів.

Вище (п.3.1) визначено силові співвідношення між кульками та пазами напівмуфт без урахування сил тертя для робочого режиму муфти. Отримані результати є підгрунттям і основою розв'язування даної задачі стосовно уточнення значень навантажень. У проміжних режимах муфти зусилля між кульками та робочими поверхнями пазів є змінними та залежать від взаємного їхнього розташування (рис. 4). В даному випадку розглядаються положення 1 і 2. На рис. 5 наведено сили, при дії яких кулька знаходиться в миттєвій умовній рівновазі. Відповідно, на рис. 5,*а* є робоче положення, коли передається номінальний обертальний момент, а на рис. 5,*б* - проміжне, коли кулька рухається по боковій поверхні паза і тисне на пружину з силою $F_{пр}$.

На рис. 4 і 5 наведено такі параметри: F_t - колова сила; F_n – нормальне навантаження кульки; $F_{пр}$ – сила пружності робочої пружини; λ_1 і λ_2 – осьові деформації пружини;
d – діаметр кульки; α – кут нахилу пазів напівмуфт.

Проаналізовано ці положення стосовно навантажень кульок.

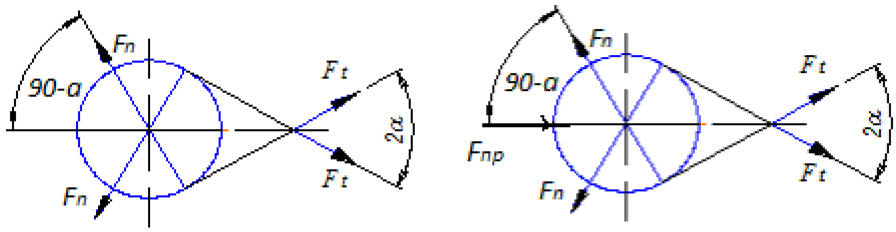


Рисунок 5 – Силова взаємодія для: *а* – робочого, *б* – проміжного положень кульки муфти

Для цих положень відповідно мають місце рівняння (5)

$$F_n \cos(90^0 - \alpha) - F_t \cos\alpha = 0;$$

$$2N_2 \sin\alpha . > F_n + 2F_{t2} \cos\alpha, \tag{5}$$

Після простих перетворень рівнянь (5) отримана залежність для визначення необхідної колової сили у проміжному положенні кульки у вигляді

$$F_t > \frac{F_n}{2(tg\alpha - f)} \ , \tag{6}$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання.

З урахуванням торцевого тертя кульки визначено максимальне значення колової сили за виразом (7)

$$F_{t\max} > \frac{F_{n\max} f}{(\cos\alpha + f \sin\alpha)}. \tag{7}$$

Тоді максимальний обертальний момент буде дорівнювати

$$T_{\max} > \frac{F_{n\max} f D_0}{2(\cos 2\alpha + f \sin\alpha)} \ , \tag{8}$$

де D_o – діаметр кола центрів кульок.

Максимальна сила пружності пружини дорівнює [16]

$$F_{n\max} = \frac{G d_n^{\ 4} \lambda_3}{8 D_n^{\ 3} i_p} . \tag{9}$$

де G - модуль пружності другого роду; D_n, d_n - діаметри відповідно пружини та дроту; λ_3, i_p - осьова деформація та кількість робочих витків пружини.

З урахуванням (9) рівняння (8) приймає такий вигляд

$$T_{\max} = \frac{k_n G d_n^{\ 4} \lambda_3 f D_0}{16 D_n^{\ 3} i_p (\cos 2\alpha + f \sin\alpha)} \ . \tag{10}$$

Для зручності проведення кількісного аналізу рівняння (10) прийнято у вигляді

$$T_{\max} = \frac{10^4 k_n d_n^{\ 4} \lambda_3 f D_0}{2 D_n^{\ 3} i_p (\cos 2\alpha + f \sin \alpha)}, \text{ (для } G = 8x10^4 \text{ МПа).} \qquad (11)$$

За одержаною формулою (11) проведено аналіз залежності моменту від сили пружності пружини. Для наочності отримані результати наведено в табл. 1 та графічно на рис. 6.

Таблиця 1 - Зміна обертального моменту у функції пружної сили пружини

$F_{n\max}$, Н	20	40	60	80	100	120	140
$T_{\max}$, Н мм ($\alpha = 40^0$)	130,4	260,8	391,2	521,6	652	782,6	912,8
$T_{\max}$, Н мм ($\alpha = 30^0$)	277,7	555,4	833,1	1110,8	1388,5	1666,2	1943,9

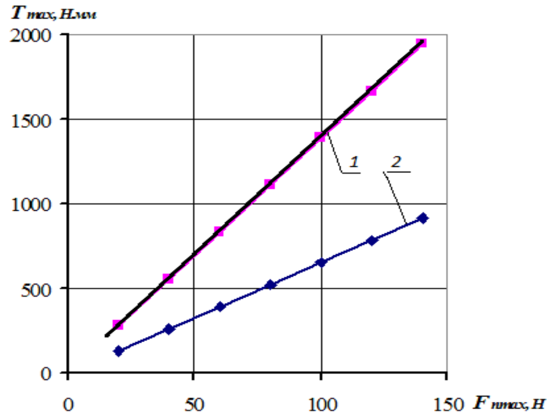


Рисунок 6 - Залежність обертального моменту від сили пружності пружини та кутів нахилу пазів напівмуфт: 1 - $\alpha = 40^0$; 2 - $\alpha = 30^0$

За отриманими результатами (табл. 1 і рис. 6) очевидно, що кут нахилу пазів напівмуфт суттєво впливає на величину обертального моменту, а це уможливлює вибір відповідної конструкції та пружності пружини на стадії проектування і експлуатації подібних пристроїв.

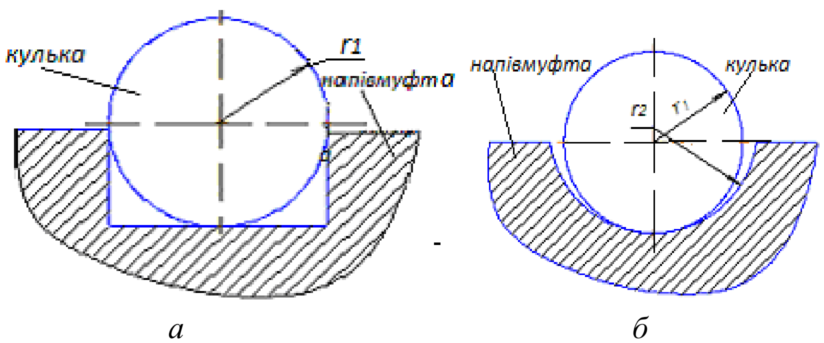
4. Вплив форми пазів напівмуфт на напружено-деформований стан кулькових муфт стартерів

У традиційних роликових обгінних муфтах максимальні контактні напруження виникають між роликами та зірками, де має місце лінійне доторкання. Максимальні контактні напруження визначаються за відомими формулами теорії Герца з урахуванням кривини поверхонь чи ліній доторкання елементів. Для нових кулькових обгінних муфт необхідно враховувати форми пазів напівмуфт. Тому, що процес передавання обертального моменту за рахунок зачеплення напівмуфт за допомогою кульок, які розташовані у протилежно похилих їхніх пазах, змінює напружено-деформований стан і ставить нові задачі щодо його дослідження. Особливо важливими для практики застосування нових технічних пристроїв є задачі з визначення контактних напружень і деформацій, що впливають на довговічність механічних приводів широкого класу машин.

Виходячи із виробничих можливостей пази можуть бути виготовлені так, щоб їхні поперечний обрис був наближеним до діаметру кульок. Тоді матимемо кращий варіант з огляду на міцнісні характеристики робочих поверхонь елементів дотику тому, що дістаємо майже лінійний контакт. Це може при деяких випадках утруднювати рух кульок вздовж пазів і привести до запізнення вмикання муфти або до неможливого зачеплення взагалі, особливо у випадках виготовлення ширини пазів напівмуфт з від'ємним допуском. Тому кращими є випадки таки, коли пази можуть мати поперечний прямокутний переріз, або форму дуги кола з радіусом дещо більшим за радіус кульок (рис. 7).

Слід наголосити, що при виготовлені прямокутних пазів контакт між робочими поверхнями елементів наближається до точкового та ймовірно має місце інтенсивна деформація у робочій зоні (рис. 7,*а*). Це викликає необхідність у проведені порівняльного аналізу міцнісних показників для двох характерних форм пазів напівмуфт. У основу аналізу покладені загально відомі положення про напружено-деформований стан при дії контактних деформацій [16], причому випадок з прямокутним перерізом пазів наближається до точкового контакту кульки з циліндром.

Другий випадок, коли застосовуються криволінійні пази, зводиться до лінійного контакту між умовним жолобом і кулькою, причому їхні радіуси кривини наближені один до одного, тобто r_1 практично дорівнює r_2.



а *б*

Рисунок 7 – Форми пазами напівмуфт: *а* – прямокутна; *б* – дуга кола

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

Максимальні контактні напруження для випадків, коли тіла доторкання є сталеві та мають коефіцієнт Пуассона $\mu_1 = \mu_2$ =0,3, дорівнюють:

- прямокутний переріз (перший випадок, рис. 7, *а*)

$$\sigma_{H\max 1} = 0{,}245 K_{P_1} \sqrt[3]{\frac{4FE^2}{r_1^{\,2}}}\ ; \tag{12}$$

- криволінійний переріз (другий випадок, рис. 7, *б*)

$$\sigma_{H\max 2} = 0{,}245 K_{P_2} \sqrt[3]{\frac{FE^2\left(2r_2 - r_1\right)^2}{(r_1 r_2)^2}}\ . \tag{13}$$

Максимальна деформація у зоні доторкання кульки з поверхнями пазів:

- прямокутний переріз (перший випадок, рис. 7, *а*)

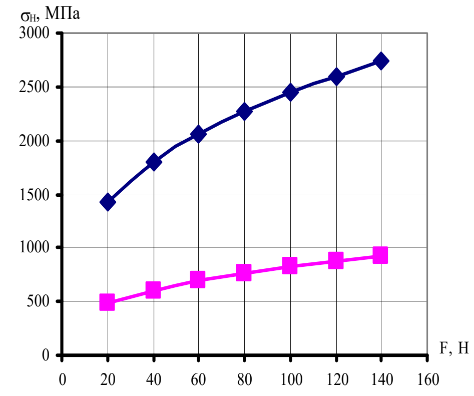
$$\Delta_1 = 0{,}977 K_{\Delta_1} \sqrt[3]{\frac{2F^2}{E^2 r_1}}\ ; \tag{14}$$

- криволінійний переріз (другий випадок, рис. 7, *б*)

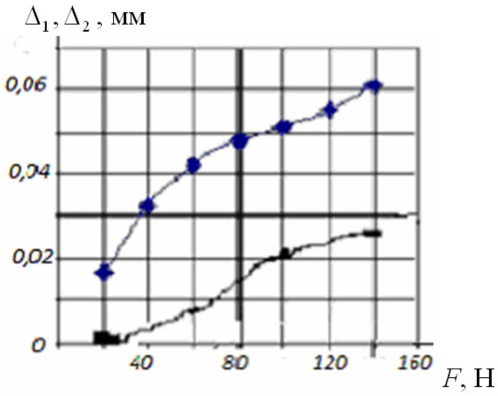
$$\Delta_2 = 0{,}977 K_{\Delta_2} \sqrt[3]{\frac{F^2\left(2r_2 - r_1\right)}{E^2 r_1 r_2}}\ . \tag{15}$$

За одержаними аналітичними залежностями проведено кількісний аналіз напружено-деформованого стану обгінної муфти стартера двигуна внутрішнього згорання з такими параметрами: D_0 =36 мм – діаметр кола розташування центрів кульок; d =8 мм – їхній діаметр; z = 6 - кількість кульок; матеріали напівмуфт - сталь 45 з коефіцієнтом Пуассона μ =0,3 та модулем пружності E =2×10^5 МПа; T =20 Н·м – максимальний обертальний момент.

Спочатку розраховано максимально можливе навантаження на одну кульку, що дорівнює 138,8 *Н*. Зроблено припущення, що всі вісім кульок одночасно вкочуються в пази веденої напівмуфти та входять у зачеплення без удару, а також від початку руху до повного їхнього контакту з боковими поверхнями периферійних кінців пазів кульки переміщуються на віддаль, яка дорівнює їхнім діаметрам. Для даного випаду це переміщення дорівнює 8 мм, тому таке припущення є повністю достовірним внаслідок малого переміщення кульок вздовж пазів напівмуфт.



а)



б)

Рисунок 8 – Параметри напружено-деформованого стану муфти: *а* – контактні напруження; *б* - деформації

За вибраними вихідними параметрами, що наведені вище, отримано залежності максимальних контактних напружень та деформацій в робочий зоні в залежності від сили, що діє на кульку (рис. 8).

Із отриманих графіків (рис. 8) видно, що форма поперечного перерізу пазів напівмуфт суттєво впливає на величину максимальних контактних напружень у зоні дотику елементів кулькових обгінних муфт. Наприклад, для максимально можливих навантажень (140 Н) у випадку прямолінійного перерізу пазів отримано контактні напруження понад 2500 МПа, а для жолобоподібного перерізу – близько 1000 МПа (рис. 8,*а*). Подібна закономірність має місце і для зміни величини деформацій (рис. 8,*б*).

Таблиця 2 – Відношення напружень та деформаціями

Відношення відповідних величин	Позначення	Відносні значення параметрів
Контактних напружень	$\sigma_{\max 1} / \sigma_{\max 2}$	2,50
Деформацій елементів	Δ_1 / Δ_2	2,47

За результатами табл. 2 підтверджено, що з огляду на відношення величин контактних напружень та деформацій, доцільно застосовувати муфти з пазами, що наведені на рис. 7,*б*. Це уможливлює зменшення контактних напружень та деформацій елементів більше двох разів.

Для розробленої кулькової обгінної муфти стартерів машин покращення напружено-деформованого стану її елементів пропонується здійснювати шляхом вибору раціональної форми не тільки поперечних перерізів пазів, а і їхніх периферійних кінців, тобто тих поверхонь, до яких доторкається кулька під час передавання

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

робочого навантаження. При виконанні цих пропозицій можна отримати поверхневий контакт кульки з робочих частин пазів напівмуфт, між якими будуть виникати значно менші напруження зминання, дослідження яких є об'єктом подальшої роботи.

Висновки: 1. На підставі порівняльного аналізу літературних джерел встановлено суттєві недоліки традиційних роликових муфт та необхідність проведення досліджень роботоздатності розроблених на стадії патентів кулькових обгінних муфт для двигунів внутрішнього згорання для різноманітних машин.

2. Встановлено силові співвідношення між елементами муфт в залежності від конструктивно-кінематичних властивостями та величин обертальних моментів без та із урахуванням тертя для нових пристроїв. Доведено, що для цього класу муфт врахування тертя кульок приводить до незначних втрат, які можна нехтувати для спрощення практичних розрахунків.

3. На основі аналізу напружено-деформованого стану кількісно встановлено величини контактних напружень і деформацій елементів муфт та доведено їх залежності від форм поперечних перерізів пазів напівмуфт, що має як наукове та і практичне значення для розвитку особливого класу приводів машин.

4. Для покращення напружено-деформованого стану муфт пропонується здійснювати вибір раціональної форми не тільки поперечних перерізів пазів, а і їхніх периферійних кінців. Причому форма та розміри мають бути погодженими з діаметрами з'єднувальних кульок. Це дещо ускладнює технологію виготовлення таких пазів, але для сучасного виробництва така технологічна задача не складає великих труднощів.

5. Отримані результати послугують важливим підгрунттям для розвитку окремих частин транспортних машин та механізмів і проведенню подальших досліджень.

Список використаної літератури

1. А.С. № 1423839, БИ № 34, 1988. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Калинин С.Г., Петренко П.Я.

2. Пат. 53354А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Куновський Г.П., Кравець І.Є., Малащенко В.О., Сороківський О.І. Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 1.

3. Пат. 56483А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Куновський Г.П., Кравець І.Є., Малащенко В.О., Сороківський О.І. Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 5.

4. А.О. Борис, Є.С. Венцель, П.Л.Носко, П.В.Філь. Тертя під час вимикання кулькових обмежувачів обертального моменту// Науково - технічний журнал "Проблеми тертя та зношування"; 2016. – С. 38-43.

5. Борис А.О. Патент України № 126111. "Обгінно-запобіжна муфта". Держ. Реєстр від 11.06.2018.Пат. 28884А Україна, МКИ F16D41/06. Кулькова муфта вільного ходу. Малащенко В.О., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

6. Пат. 29068А Україна, МКИ F16D41/06. Конічна обгінна муфта. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

7. Пат. 32809А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

8. Пат. 32809А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

9. A. Borys, V. Malaschchenko, V. Yankiv. «Влияние динамических явлений на нагрузку елементов приводов с шариковой обгонной муфтой » MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture Lublin-Rzeszow-2016. – С. 2-7.

10. Борис А.О., Ланець О.В., Малащенко В.О. Конструкционные особенности шариковых обгонных муфт подьемно-транспортных машин// Подьемно-транспортные строительные, дорожные, путевые машини и робототехнические комплексы. – М.: 2016. – С. 21-23.

11. Борис А.О., Малащенко В.О., Кириченко І.І . Тертя під час вимикання кулькових обгінних муфт. // 13-й міжнародний симпозіум українських інженерів механіків у Львові. –Львів, 2017. – С. 123-124.

12. Борис А.О., Малащенко В.О. Будова та час включення кулькової муфти вільного ходу осьової дії // Всеукраїнська науково-практична конференція "Обладнання і технології сучасного машинобудування". –Тернопіль, 2017. – С. 40-41.

13. БорисА.О., Малащенко В.О., Федик В.В.,«Force interaction in the elements of clutch with parallel grooves in driven helf sleeve.», Вісник НУ "Львівська політехніка" Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, 2015. – С. 106 – 110.

14. А.О. Борис, Є.С. Венцель, П.Л.Носко, П.В.Філь. Тертя під час вимикання кулькових обмежувачів обертального моменту// Науково - технічний журнал "Проблеми тертя та зношування"; 2016. – С. 38-43.

15. Malaschtchenko V, Sorokivskiy O. The Selection of Parameters of a Coaster Ball clutch and Recommendation for its Construction. Transactions of the Universities of Kosicl, № 2, 2002. – С. 1 – 6 (Slovinsko).

16. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів. НУ ЛП, 2006. – 196 с. і 2009. – 216с. (2-е видання).

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

17. Малащенко В., Сороківський О. Навантаження півмуфт кулькової муфти вільного ходу зосередженою осьовою силою. Машинознавство, № 3, 2002. –С. 46-48.

18. Малащенко В.О., Семенюк В.Ф., Борис А.О, Матвіїв Б.Т. Ефективність застосування кулькової обгінно–запобіжної муфти механічних приводів. Науково – технічний журнал "Підйомно–транспортна техніка”. – Одеса, 2018, – С. 104–112.

19. Малащенко В.О., Семенюк В.Ф., Борис А.О, Матвіїв Б.Т. Ефективність застосування кулькової обгінно–запобіжної муфти механічних приводів. Науково – технічний журнал "Підйомно–транспортна техніка”. – Одеса, 2018, – С. 104–112.

20. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.

ANALYSIS OF POWERFUL DEPENDENCES OF MILLENNIUM CROSSING MUSTS WITH THERMAL ACCOUNTABILITY

[1]Malashchenko V. O., [2]Semenyuk V. F., [3]Strilets O. R.
[1]National Lvov Polytechnic University,
[2]Odessa National Polytechnic University,
[3]National University of Water Management and Natural Resources

Abstract. An important technical problem concerning the power interaction of elements of new ball clutches for the main (working) process and the connection of the ends of the shafts during the change of direction of transmission of the torque of the drive of cars is analyzed. The power interaction of the elements of these couplings is considered taking into account the friction between the balls and the lateral surfaces of the working grooves of the half-mounts. A quantitative analysis of the power interaction between the balls and the working surfaces of the half-groove grooves, determining the dependence of the contact stresses and deformations in the contact area on the shape of the cross-section of the grooves is carried out. Based on the results important for practice, the main directions of further research are outlined.

Key words: couplings clutch fittings, coupling of shafts, balls, friction, coefficient of friction.

УДК 539.3
DOI: 10.15276/pidtt.1.60.2019.07

Човнюк Ю. В. [1], Кравчук В. Т. [2], Комоцька С. Ю. [2], Марченко О. А. [2], Кадикало І. О. [1]
[1] *Національний університет біоресурсів і природокористування України*
[2] *Київський Національний університет будівництва і архітектури*

АНАЛІЗ ПОЗДОВЖНІХ КОЛИВАНЬ У ПРУЖНІЙ СТРІЧЦІ КОНВЕЄРА, ЯКА ПЕРЕМІЩУЄТЬСЯ ПО НЕРУХОМИХ КОТКАХ: ДВОХВИЛЬОВА ФОРМА РОЗВ'ЯЗКУ ЗАДАЧІ

Анотація. *Розглянуті поздовжні коливання у пружній стрічці конвеєра, яка переміщується по нерухомих котках, і проведений їх аналіз методом професора Горошка О.О. Знайдені розв'язки початково-крайової задачі у двохвильовій формі. Отримані у роботі результати дозволяють оцінити залежність інтенсивності розсіювання енергії та зміни власних форм і частот від швидкості протяжки полоси по котках.*

Ключові слова: *аналіз, поздовжні коливання, пружна стрічка, конвеєр, нерухомі котки, двохвильова форма розв'язку.*

Постановка проблеми.

До поздовжніх коливань, як різновиду руху при деяких припущеннях зводиться задача про коливання підйомного канату у похилих підйомниках, коливання транспортерної стрічки, пружної полоси, що рухається по рольгангу та ін.

Здобути розв'язки рівнянь математичної фізики, що описують коливання пружних систем вказаного типу, за допомогою класичного методу розділення змінних (метод Фур'є) неможливо, оскільки у відповідних рівняннях присутні змішані (по просторовій та часовій координатах) похідні. Тому розв'язки таких рівнянь слід шукати, використовуючи інші підходи, зокрема, узагальнений метод розділення змінних, розроблений у роботі Каленюка П.Т. й Скоробогатько В.Я. [1] та професора Горошка О.О. та ін. [2].

Аналіз публікацій по темі дослідження.

Двохвильове представлення розв'язків диференціальних рівнянь, які описують динаміку деяких конструкцій з рухомим навантаженням, наведене у роботі [3]. Двохвильовий характер осесиметричних коливань циліндричної оболонки з рухомим навантаженням розглянутий у [4]. Точні розв'язки деяких задач динаміки підкріплених пластин та оболонок з рухомим інерційним

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

навантаженням досліджені авторами [5]. Саме ці підходи й будуть використані у даному дослідженні.

Мета роботи полягає у обґрунтуванні моделі поздовжніх коливань у пружній стрічці конвеєра, яка переміщується по нерухомим коткам, й отримання точних розв'язків початково-крайової задачі у двохвильовій формі методами, розвинутими у роботах [1–5].

Виклад основного змісту дослідження.

Розглянемо рух пружної смуги (стрічки конвеєра) по доріжці, складеній з котків, які вільно обертаються (рис. 1). Котки розташовані на невеликій відстані один від одного, тому реакції інерційних навантажень, які переміщуються/передаються на смугу, можна вважати безперервно розподіленим навантаженням. Припустимо також, що кочення елементів смуги по котках відбувається без проковзування.

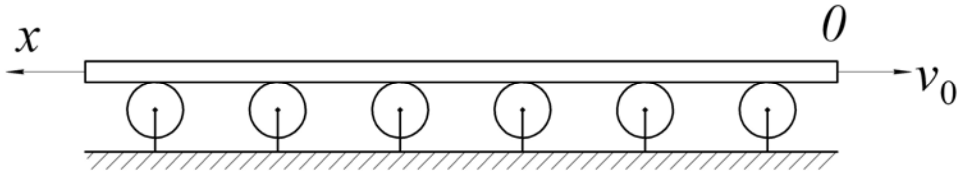


Рисунок 1 – Пружна смуга, що рухається по доріжці, складеній з котків, які вільно обертаються

Розглянемо випадок, коли кінець стрічки O рухається за заданим законом v_o (рис. 1). Введемо систему координат (Лагранжа) Ox, як це показано на рис. 2.

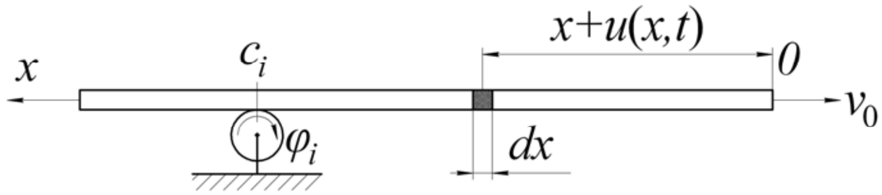


Рисунок 2 – Система координат задачі (за Лагранжем)

Абсолютна швидкість і прискорення елемента стрічки dx визначаються таким чином:

$$v = \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} - v_0(t), \; \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \dot{v}_o(t)\,, \qquad (1)$$

де $u(x,t)$ – абсолютне видовження елемента стрічки dx.

Стрічка і жорсткі котки утворюють неголономну систему з пружним тілом. Припускаючи, що проковзування відсутнє, прирівняємо швидкості елементів стрічки і точок ободу i-го котка:

$$\left.\left(\frac{\partial u}{\partial t}-v_0\right)\right|_{x=l_i(t)}=R\cdot\dot{\varphi}_i(t),\ i=1,2,...,n\ . \qquad (2)$$

Тут $l_i(t)$ – лагранжева координата точки контакту стрічки з i-м котком. Для визначення лагранжевих координат точок контакту $l_i(t)$ розглянемо абсолютні швидкості цих точок:

$$\frac{d}{dt}\left[l_i(t)+u(l_i(t),x)\right]-v_0=0,\ i=1,2,...,n\ . \qquad (3)$$

Вирази (2) і (3) характеризують дві групи, неголономних зв'язків, які визначають взаємне кочення твердих котків та пружної смуги. Перепишемо (3) у такому вигляді:

$$\dot{l}_i(t)+\frac{\partial u(l_i,t)}{\partial x}\cdot\dot{l}_i(t)+\frac{\partial u(l_i,t)}{\partial t}=v_0\ . \qquad (4)$$

Знайшовши середнє знакозмінних доданків $\partial u/\partial t$ та беручи до уваги, що відносні деформації значно менші за одиницю, дістанемо наближену формулу:

$$\dot{l}_i(t)=v_0(t)\ , \qquad (5)$$

яка справджується в межах лінійної теорії пружності. За умови великих деформацій (наприклад, у випадку руху гумового полотна) потрібно користуватися точним виразом (4).

З урахуванням (5) та (2) кутове прискорення i-го котка матиме вигляд:

$$\ddot{\varphi}_i(t)=\left[\left.\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x\partial t}\cdot v_0+\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}\right)\right|_{x=l_i(t)}-\dot{v}_0\right]\cdot\frac{1}{R}\ . \qquad (6)$$

Середнє інерційне навантаження від котків, яке припадає на одиницю довжини стрічки, визначається так:

$$N(x,t)=-\rho_0\cdot\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x\partial t}\cdot\dot{v}_0+\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}-\dot{v}_0\right), \qquad (7)$$

де $\rho_0=J\cdot n/R^2$ – зведена погонна маса котків; J та R – момент інерції та радіус котка; n – кількість котків на одиницю довжини смуги.

Рівняння поздовжніх коливань з урахуванням (7) набуде вигляду:

$$\left(\rho-\rho_0\right)\cdot\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}+\rho_0\cdot v_0\cdot\frac{\partial^2 u}{\partial x\partial t}-E\cdot F\cdot\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}=\left(\rho+\rho_0\right)\cdot\dot{v}_0\ , \tag{8}$$

де ρ – погонна маса смуги; $E\cdot F$ – жорсткість смуги на розтяг.

Граничні умови для функцій $u(x,t)$ мають вид:

$$u(0,t)=0,\ \frac{\partial u(l,t)}{\partial x}=0. \tag{9}$$

Припускаючи, що $v_0=const$, будемо шукати розв'язок рівняння (8) у двохвильовій формі:

$$u(x,t)=X(x)\cdot\cos\omega t+Y(x)\cdot\sin\omega t. \tag{10}$$

Підставимо (10) у рівняння (8) і відокремимо множники при $\sin\omega t$ та $\cos\omega t$. У результаті дістанемо два рівняння:

$$\begin{cases} EF\cdot X''(x)-\rho_0\cdot v_0\cdot\omega\cdot Y'(x)+\left(\rho+\rho_0\right)\cdot\omega^2\cdot X(x)=0, \\ EF\cdot Y''(x)+\rho_0\cdot v_0\cdot\omega\cdot X'(x)+\left(\rho+\rho_0\right)\cdot\omega^2\cdot Y(x)=0, \end{cases} \tag{11}$$

які зводяться до одного:

$$\Phi''(x)+j\frac{\rho_0\cdot v_0}{E\cdot F}\omega\cdot\Phi'(x)+\frac{\left(\rho+\rho_0\right)}{E\cdot F}\omega^2\cdot\Phi(x)=0,\ j^2=-1, \tag{12}$$

відносно комплексної функції

$$\Phi(x)=X(x)+j\cdot Y(x). \tag{13}$$

Характеристичне рівняння для (12) має вид:

$$\lambda^2+\frac{j\cdot\rho_0\cdot\rho\cdot\omega}{E\cdot F}\cdot\lambda+\frac{\left(\rho+\rho_0\right)}{E\cdot F}\cdot\omega^2=0 \tag{14}$$

і має корені

$$\lambda_{1,2}=-\frac{j\cdot\omega}{2}\cdot\left(a\pm 2b\right), \tag{15}$$

де

$$a=\frac{\rho_0 v_0}{E\cdot F},\ b=\sqrt{\frac{\left(\rho_0+\rho\right)}{E\cdot F}+\frac{a^2}{4}}\ . \tag{16}$$

Якщо цей розв'язок задовольняє другу граничну умову (9), тоді характеристичне рівняння з комплексними коефіцієнтами матиме вигляд:

$$\cos\{\omega bl\}-j\cdot\frac{a}{2b}\cdot\sin\{\omega bl\}=0\ . \tag{17}$$

Покладемо

$$\omega bl = \alpha + j \cdot \beta \,, \tag{18}$$

де α і β – дійсні числа. Підставимо у (17) формулу (18) і відокремимо дійсну та уявну частини:

$$\sin\{\alpha\}\left\{\left(\frac{a}{2b} + th\beta\right)\right\} = 0\,,\ \cos\{\alpha\}\left\{\frac{a}{2b}th\beta + 1\right\} = 0. \tag{19}$$

Оскільки $1 + \frac{a}{2b}th\beta$ для будь-яких β не перетворюється на нуль, тоді рівняння (19) мають корені:

$$\alpha = \frac{(2n-1)\cdot\pi}{2}\,,\ \beta = -arcth\left\{\frac{a}{2b}\right\}\,,\ n = 1, 2, 3, ... \tag{20}$$

У відповідності з (18) власні комплексні числа визначаються так:

$$\omega_n = \frac{(2n-1)\cdot\pi}{2l\cdot b} - \frac{j}{bl}\cdot arcth\left\{\frac{a}{2b}\right\}. \tag{21}$$

Для малих значень $\frac{a}{2b} << 1$ з достатньою точністю виконується рівність $arcth\left\{\frac{a}{2b}\right\} \approx \frac{a}{2b}$. Отже, дістанемо комплексний розв'язок, дійсна частина котрого:

$$u(x,t) = \exp\left\{-\frac{at}{2b^2\cdot l}\right\}\cdot\sum_{n=1}^{\infty} A_n \cdot \begin{bmatrix} x_n(x)\cos(k_n\cdot t + \gamma_n) + \\ + Y_n(x)\cdot\sin(k_n\cdot t + \gamma_n) \end{bmatrix} \tag{22}$$

буде розв'язком поставленої задачі. Тут $X_n(x)$ та $Y_n(x)$ – власні функції:

$$\begin{cases} X_n(x) = \exp\left(-\frac{a^2x}{4b^2l}\right)\cdot\begin{bmatrix}\sin\left\{\frac{(2n-1)\pi x}{2l}\right\}\cos\left\{\frac{(2n-1)\pi x}{4bl}\right\}ch\left(\frac{ax}{2bl}\right) + \\ + \cos\left\{\frac{(2n-1)\pi x}{2l}\right\}\sin\left\{\frac{(2n-1)\pi x}{4bl}\right\}sh\left(\frac{ax}{2bl}\right)\end{bmatrix}, \\ Y_n(x) = \exp\left(-\frac{a^2x}{4b^2l}\right)\cdot\begin{bmatrix}\sin\left\{\frac{(2n-1)\pi x}{2l}\right\}\sin\left\{\frac{(2n-1)\pi x}{4bl}\right\}ch\left(\frac{ax}{2bl}\right) - \\ - \cos\left\{\frac{(2n-1)\pi x}{2l}\right\}\cos\left\{\frac{(2n-1)\pi x}{4bl}\right\}sh\left(\frac{ax}{2bl}\right)\end{bmatrix}. \end{cases} \tag{23}$$

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

Власні частоти k_n у розв'язку (22) визначаються за допомогою формули:

$$k_n = \frac{(2n-1)\pi}{2l} \cdot \sqrt{\frac{EF}{\rho_0 + \rho}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{v_0^2 \cdot \rho_0^2}{4EF(\rho + \rho_0)}}}, \; n = 1, 2, 3, ... \qquad (24)$$

Таким чином, коливання пружної полоси (22) мають двохвильову природу: кожній власній частоті k_n відповідають дві різні форми стоячих хвиль (23), а коливання з цими формами зсунуті по фазі на $\pi/2$.

Висновки.

1. Отримані у даній роботі співвідношення (22) – (24) дають можливість оцінити залежність інтенсивності розсіювання енергії та зміни власних форм і частот від швидкості протяжки пружної смуги по котках стрічкового конвеєра.
2. У подальшому результати дослідження можуть бути використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку параметрів та режимів функціонування стрічкових конвеєрів як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

Список використаної літератури

1. Каленюк П.Т. Якісні методи теорії диференціальних рівнянь / П.Т. Каленюк, В.Я. Скоробогатько. – К., 1977. – 122 с.
2. Горошко О.О. Двохвильові процеси в механічних системах / О.О. Горошко, А.Г. Дем'яненко, С.П.Киба. – К.: Либідь, 1991. – 188 с.
3. Горошко О.А. О двухволновом представлении решения дифференциальных уравнений, описывающих динамику некоторых конструкций с подвижной нагрузкой / О.А. Горошко, А.Г. Демьяненко // Украинский математический журнал. – 1974. – Т. 26. – №5. – С. 648 – 651.
4. Горошко О.А. О двухволновом характере осесимметричных колебаний цилиндрической оболочки с подвижной нагрузкой / О.А. Горошко, А.Г. Демьяненко // Асимптотические методы в нелинейной механике. – К., 1974. – С. 34 – 41.
5. Горошко О.А. Точные решения некоторых задач динамики подкрепленных пластинок и оболочек с подвижной инерционной нагрузкой / О.А. Горошко, А.Г. Демьяненко, Г.Г. Чижов // Труды 10-й Всесоюзной конференции по теории оболочек и пластин. – Тбилиси, 1975. – Т.2. – С. 98 – 109.

ANALYSIS OF LONG-TERM ROLLERS IN THE LONG-TERM CONVEYER OF THE CONVEYOR, TRANSFERRED BY RETAIL BOTTLES: TWO-WAY FORM FOR SOLVING THE PROBLEM

Chovnyuk Y. B., Kravchuk V. T., Komotckaya S. Y., Marchenko O. A, Kadikalo I. O.
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture

Annotation. The longitudinal oscillations in the elastic conveyor belt, which moves along fixed rollers, are considered, and they are analyzed by the method of Professor Goroshko O.A. The solutions of the initial-boundary problem in a two-wave form are found. The results obtained in this paper allow us to estimate the dependence of the intensity of energy dissipation and the change in the eigenforms, frequencies on the speed broach of the strip along the rollers, as well.

Keywords: analysis, longitudinal vibrations, elastic belt, conveyor, fixed rollers, two-wave form solutions.

УДК 621.867.2
DOI: 10.15276/pidtt.1.60.2019.08
Ткачук К. В., Суглобов В. В.
Державний вищий навчальний заклад «Приазовський державний технічний університет»

ВИЗНАЧЕННЯ ВІТРОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ, ДІЮЧИХ НА МЕХАНІЗМ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ СТРІЛИ

Анотація. *Розглянуті питання роботи механізму зміни вильоту стріли при динамічних навантаженнях від дії вітру різної інтенсивності. Досліджено залежність рухів стрілової системи та напрямку вітру на показники зусилля, діючого на зубчасту рейку механізму зміни вильоту. В роботі запропоновано методику розрахунку вітрових навантажень з урахуванням зміни пульсації вітру та вітрового тиску за висотою.*

Ключові слова: *стрілова система, зубчаста рейка, пульсація вітру, виліт стріли, статична складова, динамічна складова, момент, портальний кран.*

Вступ. Експлуатація кранів в портах супроводжується додатковим вітровим навантаженням, яке впливає не тільки на роботу механізму пересування крана та механізму обертання, але й на механізм зміни вильоту стріли. Відомі методи [1-2] не дають цілісного підходу обліку і впливу вітрових навантажень на роботу кранів. Так, сербськими вченими [1] запропонована динамічна модель вітрових навантажень на металоконструкцію портального крана в залежності від кута дії вітрового потоку та при певних положеннях стрілової системи. Але відсутність аналітичних залежностей вітрових навантажень від загальних координат руху кранових механізмів не дозволяє виконувати дослідження впливу на показники ефективності та працездатності кранів. В роботі Іваненка О. І. [2] вирішено проблему ідентифікіції швидкості вітру, що дає змогу прогнозувати рух крана згідно з вітровими картами району. В зазначених роботах при розрахунках механізму зміни вильоту стріли не враховується складова вітрового навантаження, що спричиняє зменшенню надійності роботи кранових механізмів.

Авторами [3] було виконано аналіз діючих зусиль на рейку механізма зміни вильоту та встановлено, що сила від тиску вітру змінюється залежно від сполучення напрямків вітру й рухів стрілової системи.

Крім того, встановлено, що вітрове зусилля на стрілову систему портального крана змінюється залежно від кута нахилу стріли.

Треба відзначити, що в попередніх роботах [4-6] розрахунок стрілової системи портальних кранів проводився з урахуванням тільки статичної складової вітрового навантаження. Тому, в даній роботі запропоновано додати до програми комплексного синтезу шарнірно-зчленованої стрілової системи [7] етап розрахунку зусиль від статичної та динамічної складової вітрового навантаження.

Мета. Метою даної роботи є вдосконалення методів розрахунку зусиль, діючих на механізм зміни вильоту стріли за умовами оптимальних законів руху вантажу при дії вітру різної швидкості.

Методика досліджень. Використовуючи сучасний математичний апарат та враховуючи отримані результати з синтезу шарнірно-зчленованих стрілових систем [8-10], побудована розрахункова схема дії вітрового зусилля на стрілову систему портального крана та розроблена методика визначення вітрових навантажень, діючих на механізм зміни вильоту стріли.

1. Побудова розрахункової схеми вітрового навантаження на стрілову систему крана

Використовуючи математичну модель шарнірно-зчленованої стрілової системи (рис. 1) портального крана [6], проведемо динамічний аналіз механізму зміни вильоту стріли при переміщенні шарнірно - зчленованої стрілової системи, врівноважуючого пристрою та вантажу.

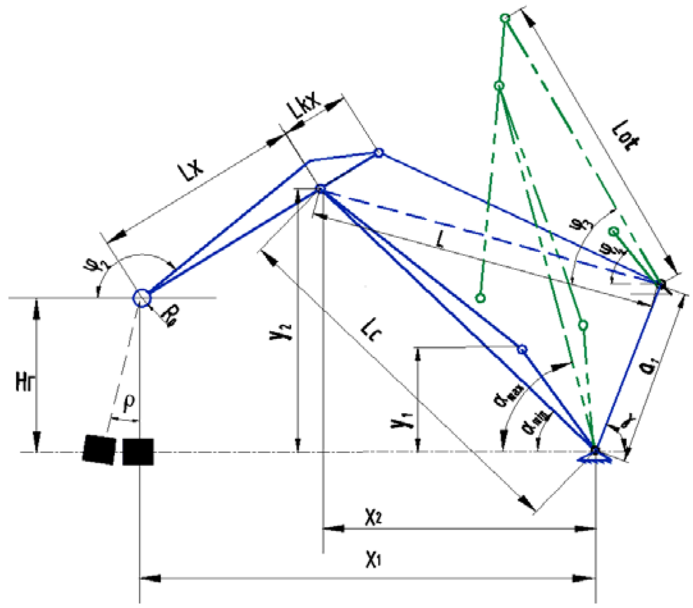


Рисунок 1 – Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи для визначення координат центрів мас ланок

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

Зміна положення стріли призводить до зміни положень інших ланок, які визначаються координатами хобота – φ_2, y_2; відтяжки $-\varphi_3$; противаги $-\varphi_4$; вантажу $-x_1$. За рахунок сил інерції і сили власної ваги вантаж не тільки змінює своє положення, а й робить коливання у вертикальній площині [4, 11].

Кінетична енергія шарнірно-зчленованої стрілової системи складається з кінетичної енергії приводу механізму зміни вильоту T_o, стріли T_c, хобота T_x, відтяжки $T_в$, противаги $T_п$, вантажу $T_{в.в.}$.

$$T =_{эд} + T_c + T_x + T_в + T_п + T_{в.в},$$

$$T = \frac{1}{2}J\cdot\dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}J_1\cdot\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}J_2\cdot\dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2}m_2(\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + \frac{1}{2}J_3\cdot\dot{\varphi}_3^2 + \frac{1}{2}J_4\cdot\dot{\varphi}_4^2 + \frac{1}{2}m\cdot\dot{x}_1^2, \quad (1)$$

де J, J_1, J_2, J_3, J_4 – моменти інерції щодо власних осей обертання ротора електродвигуна приводу механізму зміни вильоту, стріли, хобота, відтяжки, противаги,

m, m_2 – маси вантажу і хобота разом з контрхоботом,

$\dot{\varphi}_1, \dot{\alpha}, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4$ – кутові швидкості ротора єлектродвигуна, стріли, хобота, відтяжки, противаги,

$\dot{x}_2, \dot{y}_2, \dot{x}_1$ – складові лінійних швидкостей центрів мас хобота та вантажу.

Кутові та лінійні швидкості ланок шарнірно-зчленованої стрілової системи пов'язани з узагальненими координатами і швидкостями залежностями:

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\alpha}\frac{\partial\varphi_1}{\partial\alpha}; \dot{\varphi}_2 = \dot{\alpha}\frac{\partial\varphi_2}{\partial\alpha}; \dot{\varphi}_3 = \dot{\alpha}\frac{\partial\varphi_3}{\partial\alpha}; \dot{\varphi}_4 = \dot{\alpha}\frac{\partial\varphi_4}{\partial\alpha}; \dot{x}_2 = \dot{\alpha}\frac{\partial x_2}{\partial\alpha}; \dot{y}_2 = \dot{\alpha}\frac{\partial y_2}{\partial\alpha}, \quad (2)$$

де $\frac{\partial\varphi_1}{\partial\alpha}, \frac{\partial\varphi_2}{\partial\alpha}, \frac{\partial\varphi_3}{\partial\alpha}, \frac{\partial\varphi_4}{\partial\alpha}, \frac{\partial x_2}{\partial\alpha}, \frac{\partial y_2}{\partial\alpha}$ – оператори передачі руху першого порядку.

Загальний момент інерції шарнірно-зчленованої стрілової системи без урахування вантажу:

$$J_{cc} = J\left(\frac{\partial\varphi_1}{\partial\alpha}\right)^2 + J_1 + J_2\left(\frac{\partial\varphi_2}{\partial\alpha}\right)^2 + m_2\left(\left(\frac{\partial x_2}{\partial\alpha}\right)^2 + \left(\frac{\partial y_2}{\partial\alpha}\right)^2\right) + J_3\left(\frac{\partial\varphi_3}{\partial\alpha}\right)^2 + J_4\left(\frac{\partial\varphi_4}{\partial\alpha}\right)^2 \quad (3)$$

Одною з найбільш навантажених ланок стрілової системи є зубчаста рейка приводного механізму. Зусилля в зубчастої рейці створюється силами і моментами сил інерції ланок:

$$F_{ин} = J\ddot{\varphi}_1\frac{i}{R_d} + \frac{J_1\ddot{\alpha} + m_2\ddot{y}_2\frac{\delta y_2}{\delta\alpha} + m_2\ddot{x}_2\frac{\delta x_2}{\delta\alpha} + J_2\ddot{\varphi}_2\frac{\delta\varphi_2}{\delta\alpha} + J_3\ddot{\varphi}_3\frac{\delta\varphi_3}{\delta\alpha} + J_4\ddot{\varphi}_4\frac{\delta\varphi_4}{\delta\alpha} + m\ddot{y}_1\frac{\delta y_1}{\delta\alpha} + m\ddot{x}\frac{\delta x}{\delta\alpha}}{\frac{\delta L_2}{\delta\alpha}}, \quad (4)$$

де $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_4$ – кутове прискорення ротора електродвигуна, хобота, відтяжки, противаги; $\ddot{y}_2, \ddot{y}_1$ – вертикальне прискорення відповідно центру мас хобота і вантажу; $\ddot{x}_2, \ddot{x}_1$ – горизонтальне прискорення відповідно центру мас хобота і вантажу; i – передатне число приводу механізма зміни вильоту, R_d – радіиус ділильного кола приводної шестерні механізма зміни вильоту; L_2 – робоча частина зубчастої рейки.

Крім того, на зусилля в зубчастої рейці впливають: сила від неврівноваженого вантажного моменту, сила від неврівноваженого стрілового моменту, сила від тиску вітру на стрілову систему, сила від ваги вантажу при відхиленні канатів від вертикалі.

Проаналізуємо вплив сили від тиску вітру на механізм зміни вильоту стріли та визначимо шляхи зменшення сумарної сили в зубчастій рейці для зменшення потужності привода.

Для цього побудуємо розрахункову схему дії вітрового зусилля (рис. 2).

На схемі позначені ланки та відстані, значення яких суттєво впливають на розрахунки вітрового навантаження.

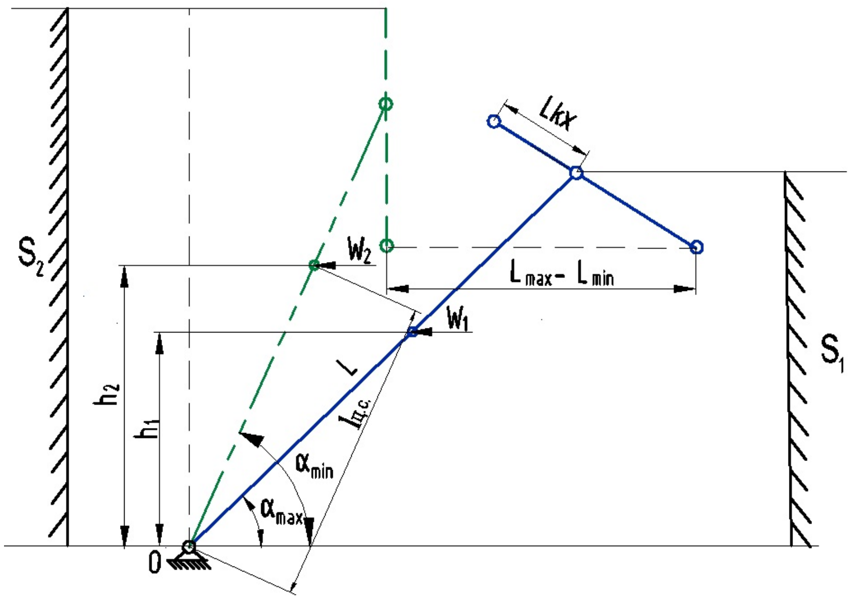


Рисунок 2 – Схема визначення вітрового зусилля на стрілову систему портального крана

До них належить: $\alpha_{\max}$ – кут нахилу стріли при максимальному вильоті, $\alpha_{\min}$ – кут нахилу стріли при мінімальному вильоті, L – довжина стріли, $l_{ц.с.}$ – відстань до центру ваги стрілової системи, $L_{\max} - L_{\min}$ – різниця максимального вильоту стріли та мінімального, $L_{кх}$ – довжина контрхоботу, h_1, h_2 – плече дії рівнодіючої сили тиску вітру, що створює момент при максимальному вильоті та при мінімальному вильоті відповідно, S_1, S_2 – вертикальна проекція навітряної площі стрілової системи при максимальному вильоті та при мінімальному

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

вильоті відповідно, W_1, W_2 – рівнодюча сила вітрового навантаження на стрілову системи при максимальному вильоті та при мінімальному вильоті відповідно.

Визначимо статичну складову вітрового навантаження на стрілу:

- для максимального вильоту $L_{\max}$:

$$W_1 = W_o \cdot S_1, \tag{5}$$

- для мінімального вильоту $L_{\min}$:

$$W_2 = W_o \cdot S_2, \tag{6}$$

де W_o - розподілений тиск вітру в даній зоні висоти

$$W_o = q \cdot k \cdot c \cdot n, \tag{7}$$

де q - динамічний тиск (залежитть від швидкості вітру), $k = 1,25...1,75$ - коефіцієнт, що враховує зміну тиску за висотою, $c = 1,2$ - коефіцієнт аеродинамічної сили, $n = 1$ - коефіцієнт перевантаження.

Вертикальна проекція навітряної площі стрілової системи:

- для максимального вильоту $L_{\max}$:

$$S_1 = B \cdot L \cdot \sin \alpha_{\max} \tag{8}$$

- для мінімального вильоту $L_{\min}$:

$$S_2 = 1,4B \cdot L \cdot \sin \alpha_{\min} \tag{9}$$

де B - усереднена ширина навітряної площі стріли.

Визначимо динамічну складову вітрового навантаження на стрілу:

- для максимального вильоту $L_{\max}$:

$$W^{\partial}{}_1 = W_1 \cdot k_1 \cdot \xi \cdot \zeta_1, \tag{10}$$

- для мінімального вильоту $L_{\min}$:

$$W^{\partial}{}_2 = W_2 \cdot k_2 \cdot \xi \cdot \zeta_2, \tag{11}$$

де $k_1 = 1,25$ - коефіцієнт, що враховує зміну тиску за висотою для максимального вильоту, $k_2 = 1,75$ - коефіцієнт, що враховує зміну тиску за висотою для мінімального вильоту, $\xi = 2,5$- коефіцієнт динамічності, ζ_1, ζ_2- коефіцієнт пульсації вітру при максимальному та мінімальному вильоті стріли відповідно.

2. Методика розрахунку динамічної складової вітрового навантаження

Для зручності розрахунків авторами запропонована методика визнаення динамічної складової вітрового навантаження, яка зроблена на платформі MS Excel. На рис. 3 представлено приклад розрахунку для стріли портального крана (для хобота та відтяжки виконуються аналогічні операції, але з іншими конструктивними параметрами та коєфіцієнтами).

Для шарнірно-зчленованої стрілової системи загальне зусилля

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)
Hebezeuge und Fördermittel, №1 (60), 2019

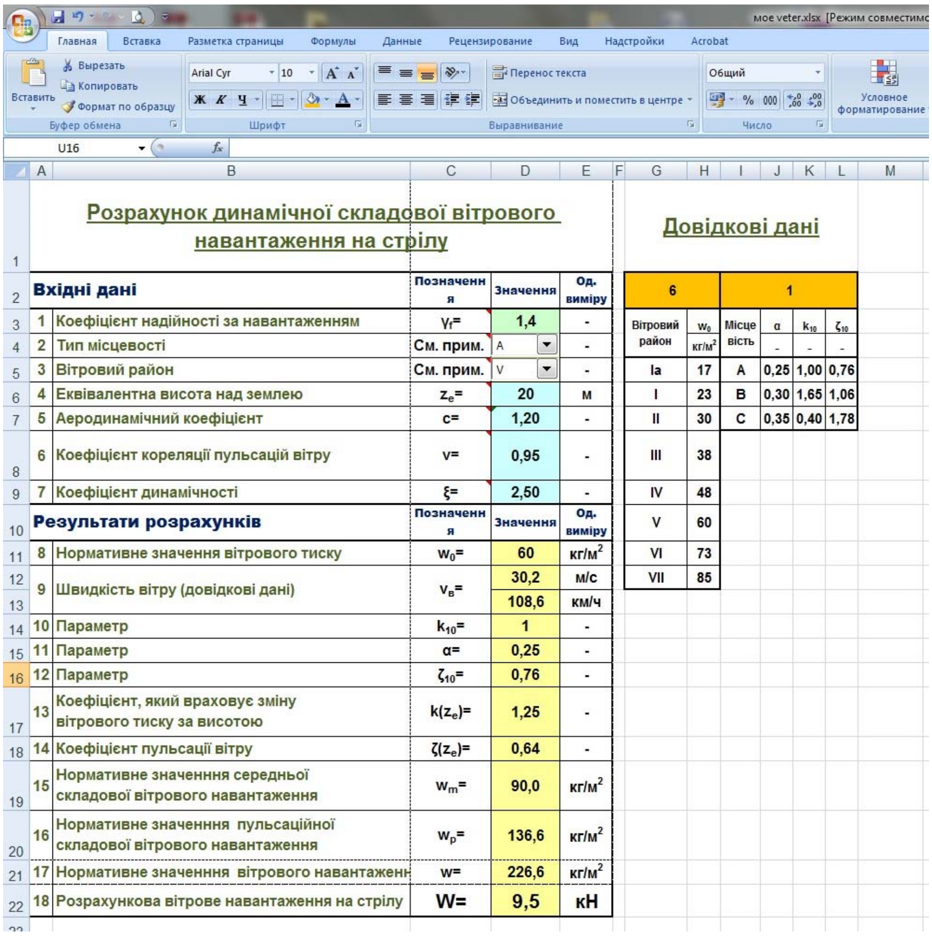
(9) від дії вітру визначається як сума максимальних значень статичної та динамічної складових вітрового навантаження на стрілу, хобот та відтяжку:

$$F_в = W_c^c + W_c^д + W_x^c + W_x^д + W_в^c + W_в^д, \qquad (12)$$

де $W_c^c, W_x^c, W_в^c, W_c^д, W_x^д, W_в^д$ - значення статичної та динамічної складової вітрового навантаження, діючих на стрілу, хобот, відтяжку відповідно.

Тоді момент, створений силою тиску вітру (рис. 4) визначається за формулою, яка будується автоматично в процесі комплексного автоматизованого синтезу [11-12]:

$$M_в = F_в \cdot l_{ц.с.} \cdot \sin\alpha + N_в \cdot r_в, \qquad (13)$$



Розрахунок динамічної складової вітрового навантаження на стрілу

Вхідні дані		Позначення	Значення	Од. виміру
1	Коефіцієнт надійності за навантаженням	γ_f=	1,4	-
2	Тип місцевості	См. прим.	A	-
3	Вітровий район	См. прим.	V	-
4	Еквівалентна висота над землею	z_e=	20	м
5	Аеродинамічний коефіцієнт	c=	1,20	-
6	Коефіцієнт кореляції пульсацій вітру	ν=	0,95	-
7	Коефіцієнт динамічності	ξ=	2,50	-
Результати розрахунків		**Позначення**	**Значення**	**Од. виміру**
8	Нормативне значення вітрового тиску	w_0=	60	кг/м^2
9	Швидкість вітру (довідкові дані)	$v_в$=	30,2	м/с
			108,6	км/ч
10	Параметр	k_{10}=	1	-
11	Параметр	α=	0,25	-
12	Параметр	ζ_{10}=	0,76	-
13	Коефіцієнт, який враховує зміну вітрового тиску за висотою	$k(z_e)$=	1,25	-
14	Коефіцієнт пульсації вітру	$\zeta(z_e)$=	0,64	-
15	Нормативне значеннння середньої складової вітрового навантаження	w_m=	90,0	кг/м^2
16	Нормативне значеннння пульсаційної складової вітрового навантаження	w_p=	136,6	кг/м^2
17	Нормативне значеннння вітрового навантаженн	w=	226,6	кг/м^2
18	Розрахункова вітрове навантаження на стрілу	W=	9,5	кН

Довідкові дані

6		1			
Вітровий район	w_0, кг/м^2	Місцевість	α, -	k_{10}, -	ζ_{10}, -
Ia	17	A	0,25	1,00	0,76
I	23	B	0,30	1,65	1,06
II	30	C	0,35	0,40	1,78
III	38				
IV	48				
V	60				
VI	73				
VII	85				

Рисунок 3 – Приклад розрахунку динамічної складової вітрового навантаження на стрілу

В роботі було визначено значення навантаження від тиску вітру, що діє на рейку механізму зміни вильоту при вильотах стріли 8, 10, 16, 22, 28 і 36 метрів, при різних напрямках вітру та при різних комбінаціях навантаження рейки (табл. 1).

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

Таблиця 1 – Значення сили від тиску вітру в рейці крана

Умови навантаження	Значення сил в кН при вильотах стріли, м					
	8	**10**	**16**	**22**	**28**	**36**
8→36→36→8←	152,1	149,58	130,81	79,07	95,36	22,7
36→8→8→36←	-152,1	-149,58	-130,81	-79,07	-95,36	-22,7

Аналіз виконаних розрахунків показав, що навантаження $F_в$ від сили тиску вітру залежить від величини площі проекції на вертикальну площину навітряної поверхні стрілової системи, що визначається кутом нахилу стріли. У всіх випадках навантаження $F_в$ буде мати максимальне значення при мінімальному вильоті стріли, а мінімальне значення – при максимальному вильоті.

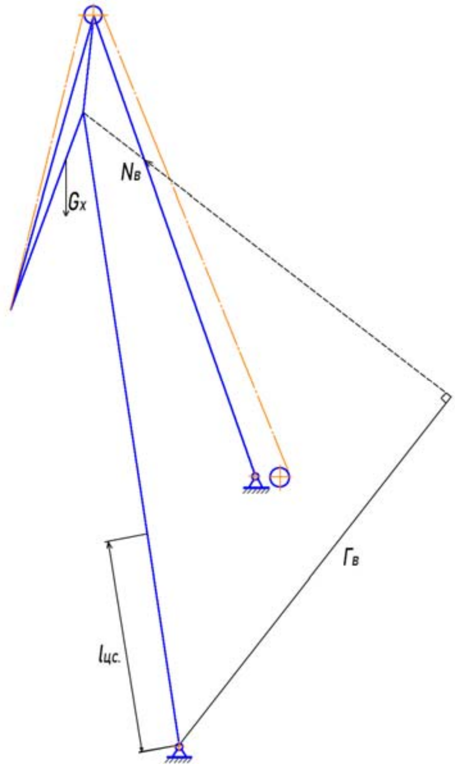


Рисунок 4 – Схема для визначення моментів від вітрового навантаження на шарнірно-зчленовану стрілову систему крана

Таким чином, одним із шляхів зниження навантаження на рейку механізму зміни вильоту й, тим самим, зменшення потужності привода, є зменшення моменту $M_в$ від вітрового навантаження.

Вплинути на момент від вітрового навантаження $M_в$ не можна без зменшення навітряної площі стрілової системи, що визначено конструкцією шарнірно-зчленованої стрілової системи. З огляду на пульсацію швидкості вітру й зміну його напрямку, нормами розрахунку кранів [13] регламентовано для визначення потужності електродвигунів механізмів приймати середнє вітрове навантаження $F_{в1}$, рівним $F_{в1} = 0,6\, F_{в}$, де $F_{в}$ – максимальне навантаження в робочому стані.

ДСТУ 1451–77 також установлює, що вітрове навантаження, що враховується при визначенні потужності приводних двигунів кранових механізмів, не повинне перевищувати 70% від статичної складової вітрового навантаження. Це положення також повинне бути використане при визначенні вітрового моменту $M_{в}$ й навантаження $F_{в}$, що діють на рейку механізму зміни вильоту, а також при визначенні потужності електродвигуна.

Висновки. В роботі встановлена сутність процесу роботи стрілової системи при різних вітрових навантаженнях, комбінаціях напрямків вітру та вильотів стріли. Складена розрахункова схема дії вітрових навантажень з урахуванням зміни швидкості вітру за висотою крана та пульсації вітру. Вперше запропонована методика розрахунку динамічної складової вітрового навантаження при різних умовах дії тиску вітру. Викладені розробки будуть використані для подальшого вивчення питань експлуатаційної надійності механізму зміни вильоту стріли та досліджень синтезу шарнірно-зчленованих систем портальних кранів.

Список використаної літератури

1. Radoicic Goran. Dynamic response of heavy-lifting shipyard machines to resonant environmental load conditions / Goran Radoicic, Miomir Jovanovic // Facta Universitatis.Series: Working and Living Protection, Vol. 12, №3, 2015. – 341-358 p.

2. Іваненко, О. І. Дослідження руху вантажопідйомних кранів під дією вітрових навантажень / О. І. Іваненко, Л. О. Приходько // Підйомно-транспортна техніка: Наук.-техн. журн. – Одеса : ОНУ, ПТАНУ, 2016. – Вип. № 4 (52). – С. 72 – 77

3. Суглобов В. В. Оптимизация действующих нагрузок на механизм изменения вылета стрелы с целью снижения энергопотребления крана / В.В. Суглобов, В.А. Михеев, Е. В. Ткачук // Захист металургійних машин від поломок: міжвузівський тематичний зб. наук. пр.– Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2014. – Вип. №15. – С. 133 – 141.

4. Ловейкін, В. С. Исследование движущих сил в механизме изменения вылета стреловой системы крана / В. С. Ловейкин, Д. А. Паламарчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: Зб. наук. праць. – Київ: КНУБА, 2014. – № 84. – С. 39–45.

5. Vulfson I. Dynamics of cyclic machines. New York, Springer Publ., 2015. 390 p.

6. Ткачук, К. В. Обґрунтування раціональних конструктивних параметрів шарнірно-зчленованих стрілових систем портальних кранів : автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.05.05/ Ткачук Катерина Володимирівна; Українська інженерно-педагогічна академія. – Харків, 2017. – 23 с.

7. Суглобов В. В. Пути повышения эксплуатационных качеств портальних кранов промышленного назначения на стадии проектирования / В.В. Суглобов, В.А. Михеев, Е. В. Ткачук // Підйомно-транспортна техніка: Науково-технічний та виробничий журнал. – Одеса: Одеський національний університет, Підйомно-транспортна академія наук України, 2013. – Вип. №2 (38). – С. 4 – 11.

8. Ловейкін, В. С. Режимно-параметрична оптимізація технічних систем / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич // Машинобудування: зб. наукових праць. – Харків: УІПА, 2017. – № 19. – С. 90–95.

9. Коваленко, В. А. Пути повышения надёжности работы механизма изменения вылета портальных кранов / В. А. Коваленко, Д. О. Берников, А. Ф. Моисеенко // Машинобудування: Зб. наукових праць. – Харків: УІПА. –№15, 2015. – С. 18 – 27

10. Суглобов В. В. Определение варьируемых конструктивных параметров уравновешивающих устройств / В В. Суглобов, С. В. Ракша, Е. В. Ткачук // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. – Дніпро: Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, 2018. – Вип. №4 (76). – С. 89 – 100.

11. Суглобов В. В. Определение конструктивных параметров шарнирно-сочленённых стреловых систем портальных кранов / В В. Суглобов, Е. В. Ткачук // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. – Дніпро: Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, 2017. – Вип. №1 (67). – С. 157 – 167.

12. Ткачук К. В. Обґрунтування раціональних конструктивних параметрів шарнірно-зчленованих стрілових систем портальних кранів: дис. … канд. техн. наук: 05.05.05/ Ткачук Катерина Володимирівна. – ; Українська інженерно-педагогічна академія. – Харків, 2017. – 178 с.

13. ДБН В. 1.2-2:2006. Нагрузки и воздействия. Нормі проектирования / В. Н. Гордеев, М. А. Микитаренко, А. В. Перельмутер, А. В. Шимановский // ОАО «Украинский научно-исследовательский и проектный институт стальных конструкций им. В. Н. Шимановского, Донбасская национальная академия строительства и архитектуры. – Киев: Минстрой Украины, 2006. – 65 с.

DETERMINATION OF WIND LOADS ACTING ON THE BOOM CHANGE MECHANISM

Tkachuk K. V., Suglobov V. V.
Pryazovskyi State Technical University

Annotation. The issues of the mechanism of change in the departure of the stre-ly under dynamic loads from the action of wind of different intensity are considered. The dependence of the movement of the boom system and the direction of the wind on the indicators of the force acting on the gear rail of the departure change mechanism is investigated. In this paper, for the first time, a method for calculating wind loads is proposed, taking into account the change in wind pulsation and wind pressure altitude. It has been established that it is impossible to influence the moment from wind load without changing the windward area of the elements of the boom system. The proposed developments will be used for further study of the operational reliability of the mechanism for changing the luffing angle and studying the synthesis of the stream system of port cranes.

Keywords: boom system, rack rail, wind ripple, boom reach, static component, dynamic component, moment, gantry crane