

Державна служба України з надзвичайних ситуацій
Національний університет цивільного захисту України

Є.Д. Слепужніков, Н.М. Фідровська, І.С. Варченко

МЕХАНІЗМИ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ

Харків 2019

УДК 621.8
М 55

Рекомендовано до друку Вченою радою Національного університету цивільного захисту України (протокол № 4 від 27.12.2018 р.)

Рецензенти:

О.В. Григоров, доктор технічних наук, професор

Є.С. Венцель, доктор технічних наук, професор

Є.Д. Слепужніков, Н.М. Фідровська, І.С. Варченко.

М55 **Механізми пересування мостових кранів:** монографія /
Є.Д. Слепужніков, Н.М. Фідровська, І.С. Варченко. – Харків: НУЦЗУ,
2019. – 124 с.

ISBN 978-617-7722-70-9

В роботі вирішена актуальна наукова задача, яка складається в обґрунтуванні нової конструкції кранового ходового колеса і розробці методики його розрахунку з урахуванням пружної вставки, що дозволяє значно зменшити динамічні навантаження при пересуванні вантажного візка і мосту крана.

Для наукових та науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів (ад'юнктів), здобувачів вищої освіти в межах навчальної програми технічного вузу IV рівня акредитації.

УДК 621.8

ISBN 978-617-7722-70-9

© Є.Д. Слепужніков,
Н.М. Фідровська,
І.С. Варченко 2019

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ І ПОСТАНОВКА НАУКОВОЇ ЗАДАЧІ	7
1.1 Актуальність технічної проблеми	7
1.2 Конструкції ходових коліс мостових кранів	12
1.3 Опір руху кранових коліс	17
1.4 Застосування безребордних ходових коліс в мостових кранах	20
1.5 Контактні напруження в зоні дотику колеса і рейки	24
1.6 Динамічні навантаження, які виникають при пересуванні вантажних візків і мостових кранів	27
Висновки по розділу 1	35
РОЗДІЛ 2 ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	36
2.1 Методика теоретичних досліджень	36
2.2 Методика експериментальних досліджень	40
Висновки по розділу 2	44
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ХОДОВОГО КОЛЕСА	45
3.1 Обґрунтування нової конструкції кранового ходового колеса з пружним кільцем	45
3.2 Визначення напружень в циліндричній трьохшаровій конструкції	46
3.3 Поперечний згин трьохшарової циліндричної оболонки	49
Висновки по розділу 3	55
РОЗДІЛ 4 ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ХОДОВИХ ВІЗКІВ МОСТОВИХ КРАНІВ	56
4.1 Постановка задачі	56
4.2 Динамічні зусилля в ходових колесах при врахуванні гнучкого підвісу вантажу	57
4.3 Динаміка встановленого руху вантажного візка з урахуванням пружного елемента ходового колеса мостового крана	62
Висновки по розділу 4	68
РОЗДІЛ 5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ХОДОВИХ КОЛІС ВАНТАЖНОГО ВІЗКА МОСТОВОГО КРАНА	69
5.1 Визначення напружень у зоні контакту ходових коліс вантажного візка і рейками	69
5.2 Вибір метода діагностування кранових ходових коліс	75
5.3 Обладнання для проведення експерименту	76
5.4 Тарировка обладнання для проведення експерименту	79
5.5 Результати експериментальних досліджень	82

Висновки по розділу 5	87
ЗАКЛЮЧЕННЯ	88
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	90
ДОДАТКИ	99

ВСТУП

Мостові крани широко застосовуються в машинобудуванні, металургійному виробництві, на атомних електростанціях і в інших виробничих галузях.

В даний час найбільш поширені двобалкові мостові крани з опорної вантажним візком, гнучким підвісом вантажу, роздільним приводом механізму пересування, дворобордними циліндричними колесами. Привід механізмів пересування кранів - електричний, переважно від асинхронних двигунів, керованих за допомогою магнітного контролера з системою напівавтоматичного управління, яка визначає час роботи двигуна на кожній механічній характеристиці при пуску двигуна або силового контролера. Гальма механізмів пересування нормально-замкнуті, колодкові або дискові з приводом від електромагніту або гідроштовхача. Підкрановий шлях може бути виконаний у вигляді: кранової рейки спеціального профілю, залізничної рейки нормальної колії, квадратного бруса (для кранів малої вантажопідйомності). Фабрична довжина рейок зазвичай становить 6-12 метрів, стики рейок як правило, не заварюються.

Мостові крани - важко навантажені машини, їх добове завантаження доходить до 70-80%, вантажопідйомність становить 75-85% від номінальної, фактичний режим роботи кранів часто завищений в порівнянні з нормативним. Незважаючи на те що конструкції мостових кранів удосконалювалися багато років, все ж таки мають місце передчасні відмови кранової системи (кран-підкрановий шлях). Крім експлуатаційних і технологічних причин відмов (нерегламентовані обслуговування, порушення правил експлуатації і т. і.) причинами можуть служити конструктивні недосконалості кранових вузлів.

До найбільш характерних причин і наслідків передчасних відмов відносяться малий термін служби кранових коліс і підкранових рейок, втомні руйнування кінцевих балок, руйнування тихохідних валів механізмів пересування з навісними редукторами, розхитування і зношування колії рейкового шляху, сход коліс з рейок, поломки напрямних роликів в кранах з безробордними ходовими колесами.

Кранові колеса являються найбільш швидко зношуваним елементом крана. Вибракування кранових коліс відбувається в основному внаслідок підвищеного зносу їх реборд. Зустрічаються випадки, коли кранові колеса служать 1-4 місяці при регламентованому терміні 5-12 років, а термін служби підкранових рейок знижується до 50-40% від регламентованого. Також, зменшення довговічності кранових коліс приводить до підвищення ремонтних витрат і збільшення простоїв крана, які досягають для мостових кранів до 10-12% загального часу простоїв. Витрати, які пов'язані з заміною і відновленням ходових коліс, складають 15-17% від вартості ремонту всього крана. У зв'язку з недостатнім строком служби кранових ходових коліс сучасних кранів, останнім часом з'явилося багато запропонованих методів

по конструктивній зміні ходової частини кранів мостового типу. Тому, покращення роботи кранових ходових коліс являється досить актуальною задачею сучасного кранобудування.

Таким чином, запропонована конструкція ходового кранового колеса із завулканізованим кільцем, яка значно зменшує динамічні навантаження виникаючі при пересуванні вантажного візка мостового крана і статичні навантаження у зоні колесо-рейка є актуальною науково-прикладною задачею.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ І ПОСТАНОВКА НАУКОВОЇ ЗАДАЧІ

1.1 Актуальність технічної проблеми

Дана робота присвячена актуальній науковій проблемі – розробці нової конструкції ходового колеса, яка забезпечить кращу роботу механізму пересування і, відповідно до закону України від 12.10.2010 2519-17, виконана для вирішення загальної проблеми: «Фундаментальні наукові дослідження по найбільш важливим проблемам розвитку науково-технічного, соціально-економічного, суспільно-політичного, людського потенціалу для забезпечення конкурентоздатності України у світі і стійкого розвитку суспільства і держави».

Великий вклад в дослідження кранових ходових коліс внесли такі вітчизняні і іноземні вчені, як Б.С. Ковальський [1-8], І.І. Абрамович [9-11], В.М. Іванов [12,13], В.П. Балашов [14], М. Шеффлер [15,16], М.М. Гохберг [17,18], О.В. Григоров [19], І.О. Спицина [20], Д.Н. Спицина [21-23], Ф.Л. Аникеева [24], В.М. Соболев [25,26] і інші [27-33].

Питаннями дослідження динаміки вантажопідійомних машин займалися багато вчених: В.Ф. Гайдамака [36,37], С.А. Казак [38-40], М.С. Комаров [42], Н.А. Лобов [43-47], С.С. Смирнов [48], Е.М. Абдель-Рахман [49], В.С. Ловейкін [50], Л.Я. Будіков [51], О.Ф. Дащенко [52], А. Халид [53], Д.Д. Калкер [54], Т.С. Джигкаєв [55] та інші [56-59].

При цьому більш як 90% кранових коліс виходять з ладу з причини зносу реборд (рис. 1.1).



Рис. 1.1 Зношені реборди кранових коліс

Основні задачі по діагностиці кранових коліс і рейкових шляхів вирішуються як правило при проведенні планового технічного обслуговування шляхом візуального огляду колеса і рейки і виявлення їх зносу (рис. 1.2). Але, як показує практика експлуатації кранів, цей засіб діагностування не зовсім задовольняє сучасним умовам роботи кранів, а саме

не оцінюється сумісний стан коліс і рейок, а також неможливо проводити такий контроль постійно в процесі експлуатації.



Рис. 1.2 Вищербини поверхні катання

Механізми пересування мостових кранів мають декілька конструктивних різновидностей.

Механізм пересування вантажного візка (рис. 1.3), як правило, має один привод, який передає рух на два приводних ходових колеса.

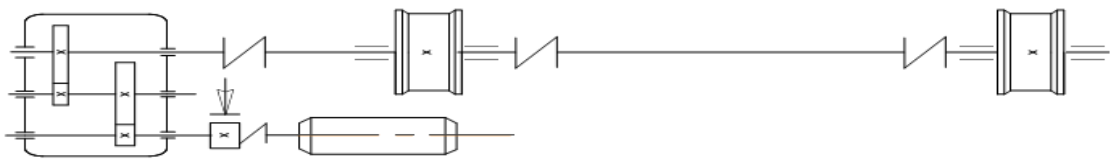


Рис. 1.3 Механізм пересування вантажного візка

Механізми пересування крана можуть бути з центральним (рис. 1.4) і роздільним приводом.

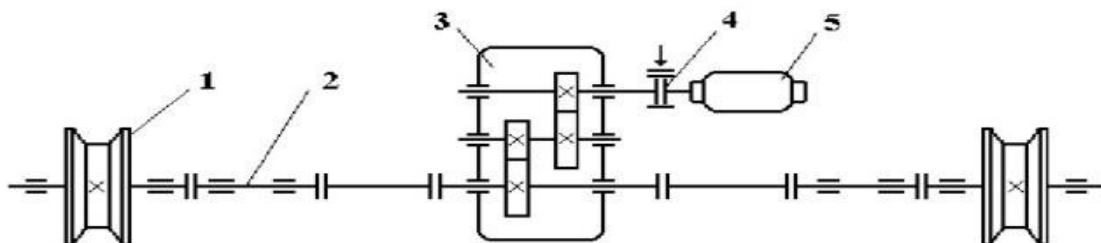


Рис. 1.4 Механізм пересування крана з центральним приводом

1– ходове колесо, 2 – вал, 3 – редуктор, 4 – гальма, 5 – електродвигун

Механізми пересування з центральним приводом можуть бути з тихохідним трансмісійним валом (рис. 1.4), з швидкохідним трансмісійним валом і з середньохідним трансмісійним валом (рис. 1.5).

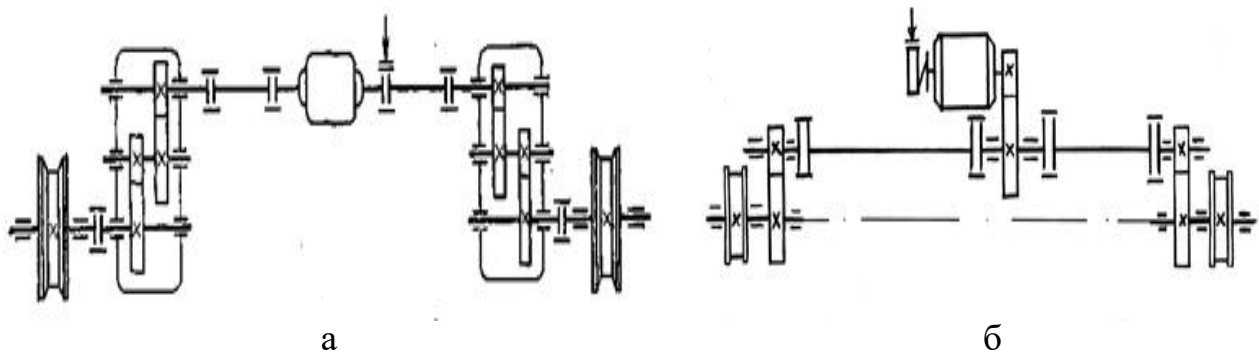


Рис. 1.5 Механізм пересування крана з центральним приводом

(а – з швидкохідним трансмісійним валом; б – з середньохідним трансмісійним валом)

При такій конструкції вали редуктора з'єднуються з валом ходового колеса за допомогою муфти і трансмісійного валу. Це погіршує роботу всього механізму, тому що наявність трансмісійного валу збільшує трудомісткість виготовлення крана і його масу і потребує проведення дуже точного монтажу.

Для подолання цих недоліків застосовують роздільний привід кінцевих балок мосту (рис. 1.6).

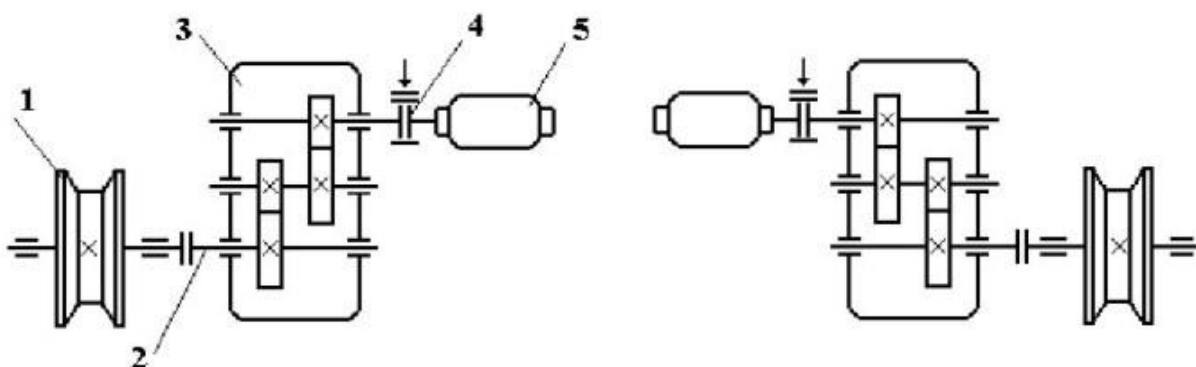


Рис. 1.6 Механізм пересування крана з роздільним приводом
1 – ходове колесо, 2 – вал, 3 – редуктор, 4 – гальма, 5 – електродвигун

По цій схемі кожна кінцева балка мосту має самостійний привід, причому приводи, які розташовані на різних кінцевих балках, зв'язані тільки металоконструкцією крана.

Якщо на одну з опорних балок мосту навантаження менше, ніж на іншу, то частота обертання двигуна на цій опорі збільшується і опора починає забігати наперед відносно більш навантаженої опори. Але при цьому перший двигун починає сприймати підвищене навантаження, яке передається через металоконструкцію мосту і розвантажує двигун другої опори, за рахунок чого частота обертання першого двигуна зменшується, а частота обертання другого двигуна збільшується, поки вони не вирівнюються.

Таким чином, в процесі руху крана з роздільним приводом проходить перерозподілення навантаження між обома двигунами. Хоча схема механізму з роздільними приводами потребує наявності двох двигунів, двох гальм і двох редукторів, вона найбільш дешева, має малу масу і проста в виготовленні.

Перевага механізму пересування мостових кранів з роздільним приводом, який широко застосований у кранобудуванні, полягає у відсутності трансмісії, що приводить до зменшення навантаження на повздовжні балки мосту і до зменшення бокових горизонтальних сил, які виникають між рухомим краном і підкрановими коліями. Припускалось, що зменшення бокової сили між колесами і рейками сприяє збільшенню їх довговічності. Але експлуатація показує, що строк служби ходових коліс при наявності роздільного привода найнижчий, тому що кран набуває більшої рухомості у горизонтальній площині: при невеликій різниці опорів пересування на сторонах кран легко повертається, досягаючи граничного перекосу, тривалість силового контакту реборд з рейками і їх взаємне опрацювання при цьому збільшується.

Цьому сприяють не тільки ідентичність характеристик двигунів і гальм, а також динамічні явища, особливо при роботі у важкому режимі. Таким чином, з введенням роздільного привода проблема збільшення довговічності ходових коліс мостових кранів залишається нерозв'язаною.

Розв'язати її можна поєднанням роздільного привода з конічними приводними колесами. Застосування конічних кранових ходових коліс було вперше запропоновано Б.С. Ковальським і отримало подальшого розвитку в роботах В.М. Іванова та інших. Конічне приводне колесо забігаючої сторони крана котиться по колу меншого діаметра, швидкість цієї сторони зменшується і кран центрується на колії.

На відміну від центрального, при роздільному приводі конусність не тільки забезпечує вписуваність крана в нерівності колії, але і компенсує різницю швидкостей двигунів на сторонах крана через неоднакове навантаження на них.

Конструкція ходових коліс кранів і кранових візків повинна виключати можливість сходу коліс з рейок. Для цього ходові колеса мають два бокових

фланця – реборди, які служать для направлення ходових коліс по рейкам (рис. 1.7-1.8).

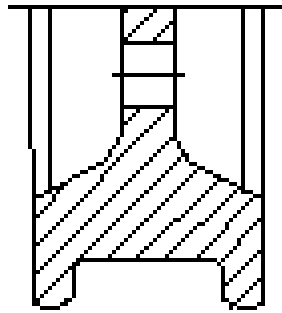


Рис. 1.7 Двохребордне циліндричне ходове колесо

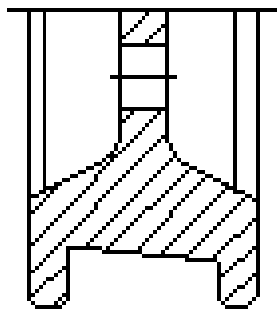


Рис. 1.8 Двохребордне конічне ходове колесо

Застосування безребордних ходових коліс допускають при наявності спеціальних пристроїв, які виключають схід колеса з рейок (рис. 1.9).

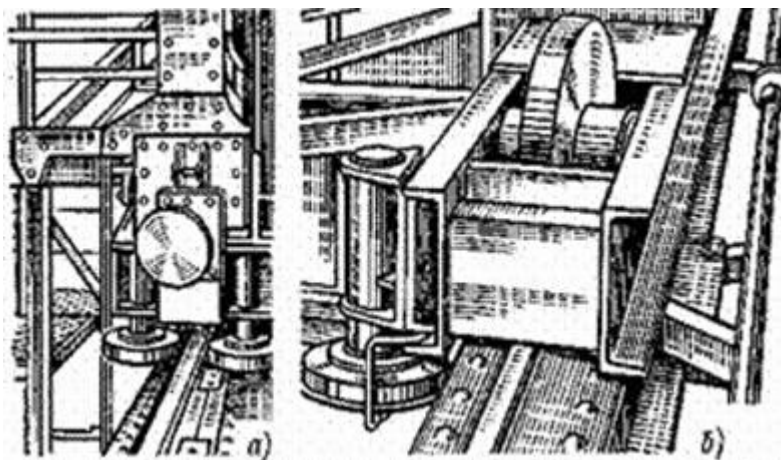


Рис. 1.9 Установка горизонтальних роликів
(а – з двох сторін рейки; б – з однієї сторони рейки)

При руху з перекосами реборди циліндричних ходових коліс постійно труться за рейками, що викликають інтенсивний знос коліс і рейок. Для зменшення тертя і зносу реборд ходових коліс і рейок на реборди і головки рейок можна нанести змащування.

При ходових колесах з конічним ободом (рис.1.8) забігання однієї сторони крана відносно іншої викликає кочення ходового колеса, яке відстає, по більшому діаметру і автоматично зменшує перекіс. В цьому випадку вирівнювання крана проходить без втручання реборд, що збільшує строк служби ходових коліс і зменшує опір пересування. Реборди в цьому випадку потрібні тільки для запобігання можливості сходу з рейок.

Для забезпечення нормального руху крана при можливих неточностях укладки рейкового шляху і неточності монтажу металоконструкції крана, а також для забезпечення вирівнювання крана, ширину робочої частини ободів двохребордних ходових коліс слід приймати більше ширини головки рейки: для кранових коліс з циліндричним ободом – на 30 мм; для коліс з конічним ободом – на 40 мм; для коліс кранових візків – на 15-20 мм. Розміри ободів ходових коліс повинні відповідати ОСТ 24.090.

Застосування конічних коліс не являється панацеєю від всіх недоліків в галузі пересування кранів. Наявність початкових перекосів коліс на рейках, дефекти кранового шляху, різність діаметрів привідних коліс, нерівність конусності привідних коліс можуть впливати на рух крана, при цьому можливий стан системи, для вирівнювання якої «ефект конусності» може бути недостатнім.

Рішення задач з урахуванням всіх вказаних недоліків дозволить правильно оцінити вплив окремих факторів і розробити відповідні допуски.

1.2 Конструкції ходових коліс мостових кранів

Ходові колеса кранів, кранових візків виготовляють різної конструкції (рис.1.10), різних розмірів, із різних матеріалів.

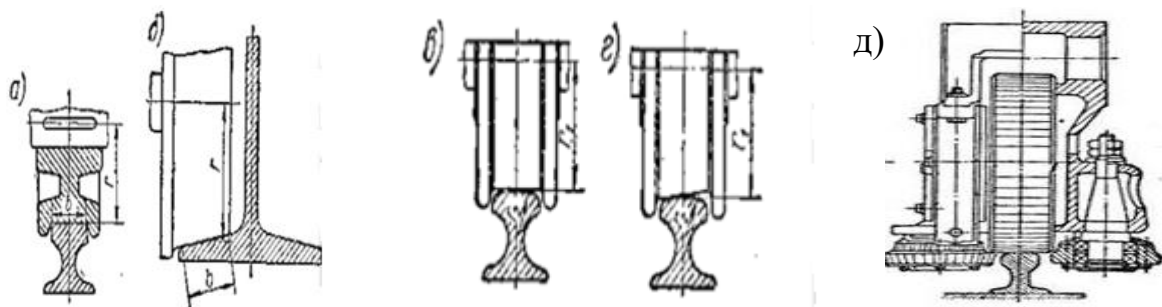


Рис. 1.10 Ходові колеса мостового крана

(а,в – ходове колесо циліндричне двохребордне; б – ходове колесо конічне однорребордне; г – ходове колесо конічне двохребордне; д – ходове колесо циліндричне безребордне)

Деякі групи ходових коліс стандартизовані, другі виготовляються по нормалам заводів. На мостових, козлових та інших кранах застосовують, як правило, циліндричні дворебордні колеса [60-62]. На залізничних та інших кранах при наявності перетину рейок, в деяких випадках на візках мостових і козлових кранів застосовують одnoreбордні ходові колеса. Якщо напрямок руху крана проводиться за допомогою спеціальних катків, то колеса виконуються без реборд. Ці катки встановлюються з протилежного боку двох рейок або два катка охоплюють одну рейку (рис. 1.10 – д). Поверхня кочення направляючого ролика може бути сферичною з радіусом закруглення 250-350 мм. Ширина поверхні кочення безребордного ходового колеса повинна бути більше ширини головки рейки не менше ніж на 60 мм [63-65].

Застосування безребордних ходових коліс з направляючими роликами суттєво зменшує втрати на тертя так як тертя кочення ролика по рейці менше, ніж тертя сковзання реборди по рейці, і відповідно, зменшується і установча потужність двигунів механізму пересування і значно збільшує строк служби ходових коліс.

Ходові кранові колеса виготовляють виливаними (чавунові, сталеві) та кованими. Застосування чавунових коліс обмежене, сталеві колеса виготовляють із різних по міцності сталей.

Вплив матеріалу ходового колеса на його, довговічність був проаналізований нами та представлений на (рис. 1.11).

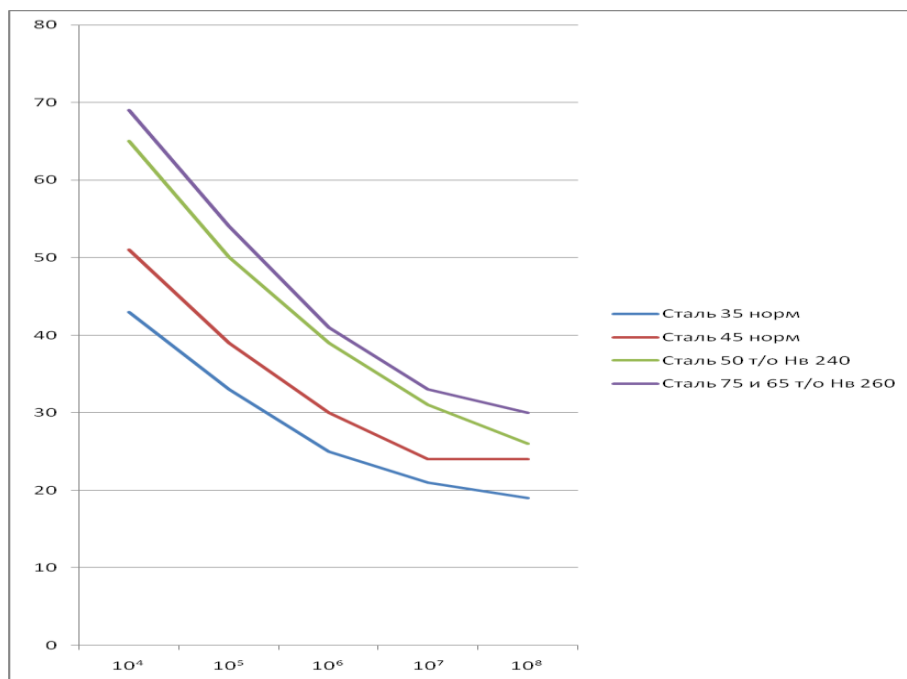


Рис. 1.11 Залежність довговічності ходового колеса від матеріалу

Міцність і зносостійкість сталевих коліс підвищують за допомогою термообробки. Дуже часто пересування кранів викликало погіршення із-за перекосів мостів на рейках, що в свою чергу, тягло за собою тертя реборд за

рейки, збільшення опору руху і розхід енергії, скорочувало строк служби коліс і рейок, рух супроводжувався поштовхами і ударами [66-70].

Щоб виправити положення, зводили до мінімуму різницю діаметрів ведучих коліс, що давало можливості зменшити зазори між ребордами або, навпаки, ці зазори різко збільшували, але пошук радикальних рішень не дав ефективних результатів, пересування кранів залишалося вузьким місцем. Зрозуміло, реборди направляли рух і захищали кран від сходу з рейок, але давалося це великою ціною, реборди швидко зношувалися, строк служби коліс оказувався малим, що погіршувало експлуатацію крана. Це приводило до пошкодження шляхів і поломки рейок при заїданні коліс.

Іншим шляхом вирішувалася проблема пересування кранів в США, де широко застосовувалися залізничні рейки і знаходили деякі застосування конічні колеса. Як писав Дж. Вумек в 1928 році пересуванням кранів на Хоумстедському заводі зайнявся інженер Р.Дж. Геррі, який добився добрих результатів застосування конічних ходових коліс. З тих пір конічні колеса на заводах використовувалися часто і успішно. Тоді ж серйозне дослідження роботи кранів на конічних колесах виконав Дж. Белл. Моделі кранів з різними відношеннями прогону і бази (L/K), різними значеннями конусності коліс, з комбінаціями конічних приводних коліс з холостими, циліндричними або конічними, з пересуванням крана вперед-назад дозволили отримати достатньо чітке представлення про роботу крана з приводними конічними колесами. Р.Дж. Геррі сповістив, що конічні колеса знаходили застосування на початку 20-го століття і деякі закономірності уже були відомі. Наприклад, рух крана стійкий незалежно від направлення руху і від того, будуть холості колеса циліндричними чи конічними. Не у всіх випадках застосування конічних коліс було вдалим, особливо при значних їх навантаженнях, тому продовжувалося вивчення руху кранів, але механіки все з більшою довірою продовжують відноситися до застосування конічних коліс.

Для уточнення деяких моментів був проведений спеціальний експеримент. Восьмиколісний мостовий завалочний кран вантажопідйомністю 50 т, прогоном 21,3 м з ходовими колесами діаметром 700 мм, який приводився до руху трансмісією від двох електродвигунів постійного струму потужністю 60 кВт кожний, був перебудований і став 4-х колісним з одним двигуном потужністю 87 кВт. Експеримент продовжувався 6 місяців. Раніше кран працював погано, за два попередніх року були зношені 20 термооброблених коліс, 18 рейок по 180 м, ушкоджувалися вали, декілька разів згорали обмотки двигунів. На крані з конічними ходовими колесами не було ні однієї відмови. Тому переваги приводних конічних ходових коліс являються досить переконливими. Причому при переході на конічні колеса швидкість пересування значно збільшилася, що вказувало на відсутність тертя реборд за рейку.

Експеримент ще раз довів перевагу кранів на конічних ходових колесах, конічні колеса були узаконені нормами. Але все ж деякі питання не отримали достатньо повного освітлення. Наприклад, якому колесу віддавати

перевагу – циліндричному чи конічному? Дж. Белл і Р.Дж. Геррі віддавали перевагу конічним холостим колесам, так як при цьому на головці рейки утворювалася загальна доріжка кочення, що не пособляє «упорядкування» зносу рейок.

Друге питання, яке потребує відповіді, яку конусність слід прийняти в якості єдиної або поставити конусність в залежності від L , K , D ? Зустрічаються значення $k=2\text{tg}(\alpha)/9,6$, приймають також $k=1/8$ або $k=1/12,5$ та інші.

Величина конусності колеса визначає експеримент [56] навантаження рейки $e = rtg(\alpha) = k \frac{r}{2}$. Наприклад, при $r=400$ мм, $k=0,125$ маємо $e=25$ мм.

Можливо, що це пояснює поломки рейок при значному навантаженні коліс, тим більше, що в рейках американських залізних доріг перехід від головки до стінки пов'язані з високою концентрацією напруження.

Крім цього, при великому e площина контакту зміщується від краю головки, впливаю цим на епюру місцевих напружень стиску, в свій час Б.С. Ковальський відмітив цей момент при обґрунтуванні, і рекомендував значення $k=0,1$, як це зустрічаємо в практиці залізничного транспорту.

В стандартах було прийняте $k=0,1$, в американських нормах $k=1/12,5$. Б.С. Ковальський писав, що в достатніх широких межах конусність не впливає на кінематику руху коліс, але перехід в США від $k=0,125$ до $k=0,08$ представляється не дуже справедливим, рекомендованим може бути значення $k=0,1$.

Питання про навантаження ходових коліс, якщо воно не пов'язане з міцністю рейок, вирішується практично незалежно від величини конусності. Учасники обговорення проблеми конічних коліс не могли пов'язати питання про навантаження коліс з напруженим станом обода колеса і рейки.

Стан питання дозволив встановити норми і правила, які забезпечують успішне застосування мостових кранів на конічних колесах. Ці питання стали об'єктом вивчення промисловістю Англії, Германії, СРСР. На жаль, при цьому була допущена помилка принципіального характеру, яка не дозволила правильно оцінити успіхи крановиків США. Так, візок перевантажувача було встановлено на широких плоских рейках, що привело до підвищеного зносу коліс та рейок, яке було викликане сковзанням поверхні кочення. Та сама помилка була зроблена на заводі ЛЗПТО, де головки залізничних рейок також були взяті плоскими. Також в 30-ті роки в Англії кранами на конічних колесах займалися Г.Дж. Епліс та інші спеціалісти.

Невдачі «освоєння» конічних коліс не повинні були завадити їх впровадженню в європейську промисловість. Б.С. Ковальський в роботі [2] приводив переваги, які складає застосування конічних привідних коліс на 4-х колісних мостових кранах. В роботі Г.М. Ніколаєвського проводилося дослідження опору руху мостового крана з привідними конічними колесами. Різке зменшення опору руху вказувало на відсутність тертя реборд або

зменшення тертя до мінімуму, так як це було показано в опитах Р.Дж. Геррі [31].

Проблема застосування конічних коліс не отримала належного застосування, тому що ВНІПТМАШ [71] розглянув інше рішення застосування роздільного приводу при циліндричних колесах. В цьому випадку виключалася трансмісійна система, конструкція крану ставала простіше у виготовленні і експлуатації, вага крану зменшувалася, особливо це стосувалося кранів з великими прогонами. Опасаючись, що при роздільному приводі синхронність руху привідних коліс не буде забезпечена, ВНІПТМАШ взагалі відмовився від застосування конічних коліс. Більше того, промисловість була орієнтована на крани з роздільним приводом на циліндричних колесах і це рішення стало одним із головних видів застосування механізмів пересування. Щоб обґрунтувати прийняту технічну політику, були виконані дослідження крана-моделі із змінними параметрами, потім досліджений кран $L=31\text{м}$, $K=5\text{м}$, на початку з центральним приводом, потім з роздільним.

Вказані роботи і теоретичні розрахунки склали достатньо повне дослідження, в якому В.П. Балашов [14] встановив ряд положень, залежностей, оцінок, які дозволили сопоставити різні механізми пересування кранів на циліндричних колесах. В роботі отримані значення осьових навантажень коліс і коефіцієнти реборди, тим більше, чим більше тертя реборд і вплив інших факторів. Було встановлено, що при роздільному приводі потужність двигунів більше, ніж при центральному приблизно на 20%, що коефіцієнти реборд значно більше, ніж при центральному приводі. Але ці об'єктивні дані В.П. Балашова не були враховані і застосування роздільного привода було розповсюджено на кранилюбих прогонів і вантажопідйомностей. Наслідки такого положення сказалися в повній мірі, роздільний привід мав підвищений знос ходових коліс, середній строк служби коліс приблизно 1000 кранів оказався рівним 4-16 місяців, в середньому 8-9 місяців замість 3-5 років і більше.

В описаному вище експерименті Геррі фігурував 8-ми колісний кран на циліндричних колесах і за два роки було замінено 20 коліс: можна рахувати, що замінялися колеса з боку печі і тому виконалося $20/4=5$ змін, що дає строк служби коліс близько 5 місяців. Зустрічаються строки служби порядку 1,5-2 місяці, але відносяться до коліс із сирової сталі. У всякому випадку, приведені строки служби коліс не співпадають з даними ВНІПТМАШ про очікуємий строк служби від 4 до 12 років. Малому строку служби коліс відповідає дослідження І.О. Спиціної [20] про річний розхід кранових коліс, порядку мільйонна одиниць, які в основному використовувалися для заміни коліс зношених.

Роздільний привід, який дозволяє виключити трансмісійні вали і спростити крани, отримали в дослідженні В.П. Балашова достатньо об'єктивну оцінку, практика підтвердила, що у багатьох випадках крани з роздільним приводом працюють незадовільно, ніяк не краще кранів з центральним приводом.

Більш того, вказуючи на деякі переваги роздільного приводу, В.П. Балашов вказав на великий знос реборд і врахував це підвищенням величини коефіцієнта реборд. Деякі прибічники роздільного приводу підкреслюють раціональність переходу в механізмах пересування перевантажувачів від центрального до роздільного приводу, але розповсюдження цього рішення на мостові крани не дуже переконливе. Діло в тому, що наявність перекісного руху перевантажувача тут же потребувала застосування різних систем, які проводять слідкування, обмежувачів та інших елементів захисту крана, на мостових кранах такого захисту як правило, не має.

1.3 Опір руху кранових коліс

При задовільному стані шляху, якісному виготовленні кранів, останні працюють на циліндричних двохранордних колесах, працюють добре, однак дефекти шляху, різниця діаметрів приводних коліс в плані відносно шляху різко відзначається на роботу здібності коліс. Правильність руху кранів забезпечується ребордами, при дефектах шляху і крана, інтенсивність роботи реборд веде до підсиленого зносу, в нашій практиці основна маса Циліндричних двохранордних коліс вибраковується із-за зносу реборд.

Якщо різниця діаметрів ведучих коліс m , перекіс колеса γ , відношення прогону крана до його бази $\tau = \frac{L}{k}$, При використанні циліндричних двохранордних коліс приймають $\tau = 6$.

При $m = 10^{-3} D$ і $\gamma = 0,6 \cdot 10^{-3}$ маємо

$$\delta = 10^{-3} \pi \frac{D}{6} + 0,6 \cdot 10^{-3} \pi D = 2,42 \cdot 10^{-3} D. \quad (1.1)$$

Наприклад, при $D=630$ мм., маємо $\delta = 1,52$ мм. При симетричній установці колеса на рейці відстань від реборди до колеса рівняється $25/2=12,5$ мм., тобто, зазор буде вичерпаний через $12,5/2,42=5$ оборотів колеса. В дійсності положення інше, так як на відстані між рейками кранів допуск рівняється 15 мм. При цьому можливе защемлення крана на рейках або ж при русі крана колія збільшується або зменшується за рахунок деформації шляху і несучої конструкції.

Сильний знос реборд говорить про недостатню увагу до подолання перекосів коліс і якості виготовлення шляхів. Допуски, які діють на укладку рейок повинні бути більш жорсткі.

Опір руху цехових мостових кранів в загальному випадку дорівнює

$$W = W_t + W_y. \quad (1.2)$$

Для кранів на відкритому майданчику додається навантаження від сили вітру W_b . Опір на уклоні шляху

$$W_y = iG, \quad (1.3)$$

де i – середній уклон;

G – вага крана.

В загальному випадку $i = 0,002$, іноді більше.

Опір від тертя дорівнює

$$W_t = \alpha w_t G, \quad (1.4)$$

де

$$w_t = \frac{2k + fd}{D}. \quad (1.5)$$

Коефіцієнт α вводиться для урахування тертя реборд, $\alpha = 1,5 \div 2$, іноді більше,

f – приведений коефіцієнт тертя в підшипниках, звичайно приймають $f = 0,001 - 0,002$;

d – діаметр підшипника;

k – коефіцієнт тертя кочення колеса за рейку.

Величина k залежить від розмірів площини контакту. У випадку ходового колеса на плоскій рейці маємо на основі опитів Дюма $k = 0,1 \cdot b$ при ширині полоси контакту $2b$. При еліптичній площадці контакту прийнято $k = 0,1a$, де a – напіввісь еліпса, орієнтована по руху крана. Розміри площини контакту визначаються по формулі Г. Герца, яка враховує величини навантаження P , модуля пружності.

Маємо

$$k = 0,82 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{PD}{B}} \quad (1.6)$$

В оцінці коефіцієнта тертя f в опорах коліс маються помітні розходження, мається на увазі застосування підшипників кочення. Зустрічаються значення $f = 0,002$ (Хюзер), $0,01$ (НКМЗ), $0,015$ (ВНППТМАШ), $0,02$ (УЗТМ, СТМ).

Б.С. Ковальський вважав, що значення $f = 0,01$ досить переконливо і декілька переоцінює реальну величину тертя. Цим не виключене можливість іншої оцінки f з урахуванням особливих умов роботи крана, наприклад, температури середовища.

В загальному випадку рух крана проходить з перекосами. При кінцевих колесах перекося локалізуються в гармонічному русі або має місце слабкий дотик ребордами і головок рейок. При циліндричних колесах і направленні крана ребордами коліс виникає значне тертя і опір руху крана помітно підвищується. Крім того, на зсуваємі тиском реборди кран діють сили тертя при повному сковзанні. Оцінка додаткових навантажень за

допомогою коефіцієнта реборди α обтяжується тим, що у виразі $w_r = \alpha w_o$ можна одночасно варіювати значення α і w_o .

Зберігання ребордних коліс має на увазі додатковий захист крана, зокрема це пояснюється традицією у використанні двохребордних коліс. При надійній роботі катків ходові колеса можуть бути виконані безребордними. Це значно полегшує і здешевлює механізм пересування.

У випадку конічних двохребордних коліс напрямок руху кранів вибирається за рахунок ефекту конусності двох приводних ходових коліс з конічною поверхнею кочення. Холості колеса можуть бути виконані циліндричними. Так як реборди не беруть участі в роботі, строк служби ходових коліс різко збільшується. Зменшення поперечних навантажень, зниження динаміки руху, краща пристосованість до дефектів кранових шляхів дозволяють рекомендувати їх застосування в багатьох випадках на практиці. Слідє також враховувати значне зменшення енергоємності кранів, зменшення навантажень механізму пересування.

Отже опір руху крана визначається за формулою [56]

$$W_t = (1,1 \div 1,2) w_t G . \quad (1.7)$$

При даних наведеного раніше прикладу $W_t = 5,82$ кН.

Конічні колеса можуть бути виконані безребордними, але для захисту від сходу коліс з рейок слід застосовувати горизонтальні катки. Опір руху в цьому випадку буде визначатися за формулою [56]

$$W_t = w_t G + 2S w_k . \quad (1.8)$$

При прийнятих вище параметрах $W_t = 5,19$ кН.

В ідеальних конструкціях при повній реалізації ефекту конусності другий член у формулі (1.8) не має сенсу. Але на дефектних ділянках кранового шляху включення в роботу катків можливе, тому зберігаємо формулу (1.8) в тому ж вигляді, маючи на увазі, що в розрахунку на міцність катків значно менша кількість обертів, ніж у випадку циліндричних коліс порядку 10%.

Потужність двигуна вибирається у відповідності з опором руху крана, але при пуску крана двигун повинен подолати масу крана або приведених до ходових коліс мас, які обертаються, елементів привода механізмів пересування. Допустиме приблизно подвійне короткочасне перевантаження двигуна (двигун перевіряється по пусковому моменту), при більшій величині інерційного навантаження треба застосовувати двигун більшої потужності. У окремих випадках можна зменшити інерційні навантаження, збільшуючи час розгону, наприклад, за допомогою корегування електричної схеми. При цьому слідє врахувати, що в силовому потоці двигун-редуктор-ходові колеса значна частина інерційного навантаження поглинається маховим моментом двигуна, вплив сил інерції тим менше, чим даліше від двигуна заходиться розрахований на міцність елемент.

1.4 Застосування безребордних ходових коліс в мостових кранах

В процесі використання мостових кранів великої вантажопідйомності на металургійних заводах, найбільше число простоїв спричиняються неполадками в трансмісії механізмів, спрацюванням реборд ходових коліс та головок підкранових рейок. Тому, пошук досконалих конструкцій кранів з метою зменшення експлуатаційних витрат має великий практичний інтерес.

Для покращення конструкції механізмів пересування мостові крани виготовляють з безребордними ходовими колесами, у яких поперечні сили передаються на підкранові рейки або підрейкові споруди за допомогою горизонтальних катків.

В ряді випадків, коли застосовуються безребордні колеса, функції реборд виконують горизонтальні котки, які обмежують перекося ходових коліс і захист їх від сходу з рейок.

Коток в контакті з рейкою передає навантаження

$$H = \frac{TL}{K'}$$

де T - зусилля перекося, яке визначається вагою крана G і вантажу Q , пристрою механізму пересування і особливостями конструкції, K' - відстань між котками.

Зміна напрямку пересування крану, скочання коліс на рейках та інші моменти складають більш змінену картину, що підтверджують дані, отримані В.П. Балашовим, а також спеціальні експерименти з кранами вантажопідйомністю 12,5 т і 100 т.

Результати експерименту дають приблизну залежність $H = 0,04(G + Q)$ і відповідають величині перекося зусилля.

Для розрахунку деталей механізму пересування мостового крану та підкранових споруд потрібно визначати величину та характер зміни поперечних сил, які діють на реборди ходових коліс кранів. Додатковий опір пересуванню кранів від тертя реборд об головки рейок враховується коефіцієнтом реборд $K_p = 1,2 \div 1,8$.

Для розрахунку механізмів пересування мостового крану та підкранових споруд потрібно визначити величину та характер зміни поперечних сил, які діють на реборди коліс та підрейкові споруди.

Знаючи фактичний строк служби ходових коліс, розміри та умови експлуатації крана, можна визначити максимальне значення поперечних сил, що діють на реборди коліс.

П.М. Кичаєв запропонував ввести безрозмірні комплекси

$$\frac{HI}{h^2 \tau_b} = \frac{J_1 B b x}{C_1 J_2 L \pi D v t \gamma} \quad (1.9)$$

де H – поперечна сила на реборді колеса;

f – коефіцієнт тертя ковзання;

h – висота реборди;

b – ширина реборди;

τ_b – тимчасова руйнівна величина напруги;

x – середня довжина шляху дотику реборди колеса до головки рейки при пересуванні крану;

D – діаметр ходового колеса;

v – швидкість руху крана;

t – час контакту реборди колеса з головою рейки;

γ – кількість діб праці крана до граничного опрацювання реборд коліс;

J_1, J_2 – моменти інерції головних балок кранового мосту у вертикальній та горизонтальній площинах;

B, L – відповідно база та проліт крана;

C_1 – безрозмірна величина.

У першому наближенні в рівнянні (1.9) можна вважати, що $x=vt$, тоді

$$a = \frac{J_1 B h}{J_2 L \pi D}, \text{ отримуємо}$$

$$H = \frac{4kb\tau_b}{c_1 f \gamma}, \quad (1.10)$$

де C_1 залежить від жорсткості кінцевих балок, бази крана, стану підкранової колії:

$$c_1 = \frac{T - T_n}{T},$$

де T – час експлуатації крану,

T_n – час експлуатації крану з перекосом за проміжок часу T .

Коефіцієнт C_1 , як правило береться рівним 0,5, тому що як показують спостереження, робота крана з перекосом складає 50% усього часу його роботи.

У випадку застосування безребордних ходових коліс у механізмах пересування крана та жорстких горизонтальних котків тиск на один з них можна визначити за формулою

$$H = f \frac{Q_1 + Q_2}{2}, \quad (1.11)$$

де $f = 0,1$ – коефіцієнт тертя ковзання коліс по рейкам;

Q_1 – вага крана,

Q_2 – вага вантажу.

З метою зменшення величини максимальних значень поперечних навантажень, що діють на будівлю цеху, пропонується застосовувати безребордні ходові колеса з горизонтальними котками в поєднанні з гідравлічними демпферами.

Розрахунки показують, що застосування демпферів з горизонтальними котками приводить до зменшення зусиль горизонтального тиску на підкранові рейки або підрейкові споруди в 3-5 раз.

Таким чином, застосування безребордних ходових коліс з демпферними пристроями збільшує строк служби механізму пересування мостових кранів, а також зменшує витрату електроенергії.

Дослідження показали, що кран з роздільним приводом і конічними приводними ходовими колесами, здійснюючи коливання у плані, при рухові центрується на підкрановій колії навіть при умові тертя реборд об рейки.

Отже, використання конічних приводних коліс у мостових кранах з роздільним приводом механізму пересування є доцільним, оскільки кран набуває здатність автоматично вписуватися у нерівності підкранової колії, що приводить до збільшення довговічності рейок, ходових коліс і інших деталей, а також до зменшення витрати енергії. Експерименти, проведені на кранах вантажопідйомністю 15 тон і прольотом 28,5 метрів, в основному підтверджують теорію.

Порівняно з центральним, роздільний привод з конічними ходовими колесами має менші центруючі можливості, тому що в умовах обмеженої конусності ($k \leq 0,25 - 0,3$) і при відсутності механічної і електричної синхронізації між роторами приводних двигунів період коливання крана у плані значно збільшується (не менше як у 2-3 рази). У зв'язку з цим для роздільного привода пропонується конусність $k \geq 0,25$, причому ефективність конічних приводних коліс підвищиться при збільшенні вертикального вантаження на них і ширини доріжки кочення холостих коліс. Для надійної роботи механізму двигуна повинні бути включені за нормальною схемою, тобто в ланцюзі роторів не повинно бути невведених опорів. Доцільним є зм'якшення характеристики двигуна забігаючої сторони крана залежно від положення вантажного візка на мосту.

При роботі двигунів на штучних характеристиках, у період неусталеного режиму, центруюча дія конічних коліс зменшується, тому що зменшується центруючий момент через збільшення коефіцієнтів θ .

Внаслідок цього застосування синхронізації роздільних приводів буде раціональним.

Величина опору руху крана являється одним із суттєвих факторів, які визначають вибір механізму пересування. Величина W визначає необхідну потужність електродвигуна, яка дорівнює при швидкості пересування V

$$N = \frac{WV}{\eta}, \quad (1.12)$$

де η - ККД механізму пересування.

Дуже часто в нашій промисловості застосовуються асинхронні кранові двигуни МТ, вибір двигуна проводиться відповідно з відносним періодом включення (ПВ%). Двигуни МТ дозволяють короткочасне перевищення номінальної потужності на 80-100%.

Перевищення потужності пов'язане з появою інерційних навантажень на початку руху крана, тому що

$$W_c = W + Mj,$$

де j – прискорення при пуску крана, для спрощення приймають постійним $j = V / t_n$. Під M розуміють масу крана, яка рухається зі швидкістю V і приведена до неї маса обертаючих частин механізму пересування.

Б.С. Ковальський рекомендував, при переводі кранів на конічні колеса збільшувати швидкість пересування, замінюючи зубчасті колеса однієї ступені редуктора або сам редуктор, або ж двигун.

Питання реконструкції кранів вирішується з урахуванням їх стану, виробничих можливостей і організації в цілому процесу впровадження конічних коліс, горизонтальних котків та інше. При цьому враховують наступне. 4-колісні крани з центральним приводом на циліндричних колесах замінюються простіше інших, достатньо замінити приводні колеса конічними. В разі роздільного приводу необхідно синхронізувати приводні колеса, зв'язав валом колеса, або редуктор, або двигуни.

При цьому в багатьох випадках раціонально застосування трансмісійних валів із тонкостінних труб, тому що їх невелика вага і велика жорсткість дозволяють збільшити відстань між опорами і зменшити кількість зубчастих муфт.

Восьмиколісні крани вантажопідйомністю 75 тон і більше, з центральним приводом, можуть бути при незадовільній роботі механізму пересування покращені шляхом заміни двох привідних коліс конічними. При недостатній ефективності цього, слідє розглянути питання про синхронізацію пари холостих коліс.

Для цих же кранів з роздільним приводом, рекомендується синхронізація роботи привода.

Синхронізація приводних коліс за допомогою електричного зв'язку двох приводів повинна розглядатися окремо. Окрім цього слідє розглядати можливість застосування горизонтальних котків.

1.5 Контактні напруження в зоні дотику колеса і рейки

В теперішній час ходові колеса кранів виготовляють із вуглецевої та легованої сталей шляхом виливу, кування, прокату. Про напружений стан матеріалу можна судити по величині ефективних напружень, які визначаються на основі енергетичної гіпотези Губер-Мізес-Генкі, відповідно якої при головних напруженнях $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}. \quad (1.13)$$

Якщо максимальне напруження в центрі площини контакту $\sigma_1 = p_0$, де p_0 - тиск в центрі площини, то в різних випадках σ_e лежить у межах (0,23-0,40) p , тобто ефективні напруження менше максимальних напружень по Герцу в 2,5-4,3 рази.

Ходові колеса розраховуються на місцевий стиск в зоні контакту.

Для плоскої рейки

$$\sigma_e = 340k_f \sqrt{\frac{k_d k_h P}{BD}} \leq [\sigma]. \quad (1.14)$$

Напруження в зоні контакту з випуклою рейкою

$$\sigma_e = 7500kk_f \sqrt[3]{\frac{k_d P}{D^2}} \leq [\sigma]. \quad (1.15)$$

де P – розрахункове навантаження колеса;

k_d – динамічний коефіцієнт, який залежить від пружних властивостей кранового шляху;

k_f – коефіцієнт, який враховує вплив тангенційного навантаження (сили тяги, буксування, гальмування);

k – коефіцієнт, який залежить від відношення радіусу головки рейки до діаметру колеса;

k_H – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по ширині рейки, яке змінюється достатньо в широких межах, приймаємо його рівним $k_h = 2$;

B – ширина плоскої рейки з урахуванням закруглення країв.

Залежність між боковою силою Q і тиском p на поверхні плями контакту визначаємо

$$Q = \int_{z_1}^{z_2} 2pb \cos^{-1} \varphi dz, \quad (1.16)$$

де z_1 – нижня межа (амплітуда верхньої точки плями контакту);

z_2 – верхня межа (амплітуда нижньої точки плями контакту);

z – відстань точки реборди до горизонтальної площини, яка проходить через миттєву вісь обертання.

Для пересування кранів застосовують спеціальні кранові рейки з випуклою голівкою типу КР і плоскі залізничні рейки.

У випадку точкового контакту колеса радіуса R на рейках типу КР або Р, який має радіус голівки r , площина контакту являє собою еліпс, у якого більша вісь орієнтована вдовж рейки, якщо $R > r$, або впоперек рейки, якщо $R < r$. У першому випадку при $\alpha = \frac{b}{a} < 0,45$ максимальні ефективні напруження σ_e будуть мати місце в центрі площини і дорівнюють

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{1 - \alpha + \alpha^2}}{1 + \alpha} (1 - 2\nu) p_0, \quad (1.17)$$

При $\alpha > 0,45$ максимальні напруження на кінцях великої вісі

$$\sigma_e = 3 \frac{\alpha (arthe - e)}{e^2} (1 - 2\nu) p_0. \quad (1.18)$$

Контактна задача для випадку перекошеного циліндру на плоскій рейці може бути вирішена, але ефективність рішення буде зменшена за рахунок змінності умов контакту на різних ділянках шляху і при різних навантаженнях.

При русі крану мають місце як поперечні так і подовжні сили сковзання. При сковзанні загальмованих ходових коліс або при їх буксуванні на плоскій рейці ефективні напруження будуть визначатися за формулою

$$\sigma'_e = K_f \sigma_e, \quad (1.19)$$

де

$$K_f = \sqrt{1 + 20f^2},$$

де f – коефіцієнт тертя, приймається від 0,05 до 0,30.

Тоді можна записати для випуклої рейки

$$\sigma_e = kK_f \sqrt[3]{\frac{P^2 E^2}{R_1^2}} . \quad (1.20)$$

Для плоскої рейки

$$\sigma_e = 0,167K_f \sqrt{\frac{P^2 E}{BR}} . \quad (1.21)$$

Наближеність в оцінці K_f відповідає загальному рівню розрахунків ходових коліс. Б.С. Ковальський запропонував змінити практику розрахунків і рекомендував перехід до розрахунку ходових коліс кранів по строку служби, зносу. Граничні напруження можна визначати за формулою

$$\sigma_{eo} = (0,25 - 0,30) H_b .$$

Ця межа остається незмінною до числа обертів ходового колеса $N = 10^4$. При більшому числі обертів граничні напруги зменшуються

$$\sigma_e = \sigma_{eo} \sqrt[m]{\frac{10^4}{N}} . \quad (1.22)$$

Навантаження на колесо змінне, тому під N треба розуміти деяке приведене число обертів ходового колеса, яке робить N_1 обертів під навантаженням $P_1 = P$, N_2 обертів під навантаженням P_2 .

$$N = N_1 + N_2 \left(\frac{P_2}{P}\right)^3 + N_3 \left(\frac{P_3}{P}\right)^3 + \dots$$

Ця методика розрахунків кранових ходових коліс не складна, але може викликати деякі труднощі в оцінці загального числа циклів навантаження за строк служби в оцінці приведеного числа циклів, якщо умови і режим роботи крана не можуть бути задані з достатньою точністю. Для запобігання цього можна поєднати ходові колеса в групи так, щоб перша група охоплювала колеса крана з дуже легким режимом роботи, остання – колеса крана з дуже тяжким режимом, інтенсивним використанням.

При розбивці ходових коліс по групам треба враховувати такі признаки, як швидкість пересування, обмеження прискорень і гальмувань, число ключень двигуна за годину і інше.

Можна використовувати наступні залежності

$$P = \frac{7,08}{\sqrt[n^2]} F \left(\frac{\sigma_e}{1000} \right)^2 BR , \quad (1.23)$$

$$P = \frac{0,23}{\sqrt[3]{n}} F \left(\frac{\sigma_e}{1000} \right)^2 Rr \begin{cases} \sqrt[3]{\frac{r}{R}}, R > r \\ \sqrt[3]{\frac{R}{r}}, R < r \end{cases} . \quad (1.24)$$

Вводять коефіцієнт обертів [3] k_n , таким чином, щоб $k_n = 1$ при $n = 15$ об/хв., цьому відповідає швидкість руху крана 30 м/хв. при колесах діаметром 630 мм. Тоді замість (1.24) отримаємо

$$P = 0,094 k_n F \left(\frac{\sigma_e}{1000} \right)^3 Rr \begin{cases} \sqrt[3]{\frac{r}{R}}, R > r \\ \sqrt[3]{\frac{R}{r}}, R < r \end{cases} , \quad (1.25)$$

$$P = 3,88 k_n F \left(\frac{\sigma_e}{1000} \right)^2 BR . \quad (1.26)$$

1.6 Динамічні навантаження, які виникають при пересуванні вантажних візків і мостових кранів

Металоконструкція крана спирається на ходові колеса і втримує на собі вантажний ходовий візок. При цьому вона являється багато разів зовнішньо статично невизначеною системою, порядок якої залежить від кількості реборд ходових коліс, які знаходяться в контакті з рейкою.

На кран, який працює у закритому приміщенні діють наступні сили:

- сили руху приводних двигунів відповідної сторони крана, які залежать від швидкості приводного колеса і часу переключання пускових реостатів з одного ступеню на інший;
- сили опору пересування відповідної сторони крана, які залежать від маси вантажу, місця розташування вантажного візка на мосту крана, кількості реборд кранових коліс, які знаходяться в контакті з рейками і сили тертя, яка виникає при цьому між ребордами і головками рейок;
- горизонтальної складової сили натягнення в канатах при гнучкому підвісі вантажу, яка виникає при пуску або гальмуванні;
- реакцій зв'язку, які діють з боку рейок на ходові колеса по доріжці кочення;
- контактні сили, які діють на реборди коліс з боку рейок.

На величину динамічних сил, які виникають при пересуванні ходових коліс, впливають геометричні та масові параметри металоконструкції крана, які характеризують кінематичну енергію при його подовжньому і поперечному русі в горизонтальній площі, коефіцієнт жорсткості мосту, дисипативні параметри, які характеризують поглинання енергії пружних коливань. Прогін і база крана відносяться до геометричних параметрів. До

масових параметрів відносяться маса крана, приведена до його подовжнього пересування, маса одиниці головних балок, маса вантажного візка, маса механізму пересування, момент інерції мосту крана відносно вертикальної осі, яка проходить через центр мас крана.

Сили конструкційного демпфування поглинають пружні коливання. До таких сил відносяться сили тертя у сполученнях кранового мосту з колесами вантажного візка.

Впливає на хід динамічних процесів, які виникають в кранах і конструктивні особливості механізмів пересування крана і вантажного візка: тип механізму, тип ходових коліс, їх кількість і загальна схема ходової частини крана, тип підкранової рейки і засіб його закріплення, тип приводного двигуна.

Дуже важливо правильно підібрати розрахункову динамічну схему, яка повинна задовольняти двом вимогам: по-перше, вона повинна бути адекватна реальній системі і відображати основні фізичні властивості досліджуваної системи; по-друге, не повинна бути досить складною і мати змогу її вирішення і аналізу.

Якщо вважати, що двигун працює на лінійній частині механічної характеристики в період пуску, рівняння крана можна записати у такому вигляді [46]

$$J\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + c_1(\theta - \theta_1) + c_2(\theta - \theta_2) = M_0,$$

$$m_1\ddot{y}_1 + c_3(y_1 - y_2) - \frac{c_1(\theta - \theta_1)}{r_1} = -W_1, \quad (1.27)$$

$$m_2\ddot{y}_2 + c_3(y_2 - y_1) - \frac{c_2(\theta - \theta_2)}{r_2} = -W_2,$$

де M – рухомий момент привідного двигуна, який приведений до осі привідних коліс;

J – приведений момент інерції бистрохідної частини механізму пересування крана;

θ – кут повороту вала двигуна;

B – коефіцієнт жорсткості характеристики двигуна;

c_1, c_2 – жорсткості правої і лівої сторін механізму пересування;

θ_1, θ_2 – кути повороту правого і лівого приводних коліс;

r_1, r_2 – радіуси кочення правого і лівого приводних коліс;

M_0 – момент двигуна при нерухомому роторі;

m_1 – приведена маса правої сторони крана;

y_1, y_2 – переміщення правої і лівої сторони крана;

W_1, W_2 – опір руху правої і лівої сторін крана;

m_2 – приведена маса лівої сторони крана і маси вантажного візка без вантажу.

Для вирішення цієї системи недостає ще два рівняння, які беремо у такому вигляді [46]

$$\begin{aligned}c_1(\theta - \theta_1) + K_1 r_1 \left(1 - \frac{r_1 \dot{\theta}_1}{\dot{y}_1}\right) &= 0, \\c_2(\theta - \theta_2) + K_2 r_2 \left(1 - \frac{r_2 \dot{\theta}_2}{\dot{y}_2}\right) &= 0,\end{aligned}\tag{1.28}$$

де K_1, K_2 – коефіцієнти пружного сковзання привідних коліс, які визначаються за формулою

$$K = \sqrt{\frac{\pi E}{8(1 - \mu^2)} reG(1 + \sqrt{1 + q})},\tag{1.29}$$

де E – модуль пружності матеріалу колеса;

e – ширина контактної площини в поперечному перерізі рейки;

μ – коефіцієнт Пуассона;

G – вертикальне навантаження на колесо;

q – коефіцієнт навантаження.

$$q = \frac{F}{F_{\max}},$$

F – дотична сила в точці контакту колеса з рейкою.

$$F = K\eta,$$

η – відносна швидкість пружного ковзання.

$$\eta = \frac{V_0}{V},$$

де V_0 – швидкість пружного ковзання колеса;

V – швидкість кочення колеса.

$$F_{\max} = fG,$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання.

Для сталевго колеса і рейки

$$K = 9,43 \left(1 + \sqrt{1 - q} \right) \sqrt{reG}.$$

Дотична сила F збільшується із збільшенням швидкості пружного ковзання і досягає граничного значення F_{\max} , тоді починається буксування колеса.

При встановленому русі крана рішенням рівнянь (1.27) і (1.28) при $t \rightarrow \infty$ визначаються параметри руху.

$$\text{При } \dot{\theta}_1 = \dot{\theta}_2 = \dot{\theta} = w_0 = \text{const} \quad \dot{y}_1 = \dot{y}_2 = V_0 = \text{const}.$$

Тоді стала кутова швидкість приводного двигуна [45]

$$w_0 = \frac{M_0}{B} + \frac{K_1 r_1 + K_2 r_2}{B} - \frac{(K_1 r_1^2 + K_2 r_2^2)(W + K_1 + K_2)}{B(K_1 r_1 + K_2 r_2)}, \quad (1.30)$$

де

$$W = W_1 + W_2.$$

Стала швидкість пересування крана

$$V_0 = w_0 \frac{K_1 r_1 + K_2 r_2}{W + K_1 + K_2}. \quad (1.31)$$

Тягові зусилля приводних коліс

$$P_1^0 = K_1 \left(r_1 \frac{w_0}{V_0} - 1 \right),$$

$$P_2^0 = K_2 \left(r_2 \frac{w_0}{V_0} - 1 \right).$$

Якщо прийняти, що при русі двохребордного ходового колеса ні одна з реборд не торкаються рейки, диференційне рівняння поперечних зміщень ходових коліс буде мати вигляд [46]

$$\frac{K_1}{V} \dot{x}_1 + cx_1 - cx + b_1 \varphi = -K_1 \beta_1,$$

$$\frac{K_2}{V} \dot{x}_2 + cx_2 - cx + b_2 \varphi = -K_2 \beta_2,$$

$$\begin{aligned}\frac{K_3}{V} \dot{x}_3 + cx_3 - cx + b_3\varphi &= -K_3\beta_3, \\ \frac{K_4}{V} \dot{x}_4 + cx_4 - cx + b_4\varphi &= -K_4\beta_4,\end{aligned}\tag{1.32}$$

де

$$\begin{aligned}b_1 &= K_1 + ca, \\ b_2 &= K_2 + ca, \\ b_3 &= K_3 - ca, \\ b_4 &= K_4 - ca.\end{aligned}$$

Для тягових зусиль привідних коліс крана з центральним приводом

$$\begin{aligned}P_1 &= P_{11} - B_{11} \frac{d\varphi}{dy}, \\ P_2 &= P_{12} + B_{12} \frac{d\varphi}{dy},\end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned}P_{11} &= \frac{a_{11}a_1 - b_1a_{01}}{a_{11}}, \\ B_{11} &= \frac{(b_2K_{02} + bK_{01})l}{a_{11}}, \\ a_{01} &= b_{01}M_0 - K_{01}, \\ b_{01} &= \frac{K_{01}r_1}{BV_1}, \quad a_2 = 1 + b_{02}r_2, \\ b_2 &= b_{01}r_2, \quad b_{02} = \frac{K_{02}r_2}{BV_0}, \\ a_{02} &= b_{02}M_0 - K_{02}, \\ a_{11} &= a_1a_2 - b_1b_2,\end{aligned}$$

$$a_1 = 1 + b_{01}r_1, \quad b_1 = b_{02}r_1.$$

Якщо кран має роздільний привод з циліндричними ходовими колесами система рівнянь його вільного сталого руху [46]

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + 4cx - c(x_1 + x_2 + x_3 + x_4) &= 0, \\ J_0\ddot{\varphi} + b_0\dot{\varphi} + 4ca^2\varphi + ca(x_1 + x_2 - x_3 - x_4) &= M_0 + M_{ok}, \\ a_1\dot{x}_1 + cx_1 - cx + b_1\varphi &= -K_1\beta_1, \\ a_3\dot{x}_3 + cx_3 - cx + b_3\varphi &= -K_3\beta_3, \\ a_4\dot{x}_4 + cx_4 - cx + b_4\varphi &= -K_4\beta_4, \end{aligned} \quad (1.33)$$

де

$$\begin{aligned} M_0 &= (W_0 - W_1), \quad b_0 = (B_1 + B_2)l^2, \\ M_{ok} &= (P_{01} - P_{02})l - V_0(B_2 - B_1)l, \\ a_1 &= \frac{K_1}{V_0}, \quad a_2 = \frac{K_2}{V_0}, \\ a_3 &= \frac{K_3}{V_0}, \quad a_4 = \frac{K_4}{V_0}. \end{aligned}$$

Вищенаведена система справедлива тільки до тих пір, поки реборди коліс не торкнуться головки рейок і виконується співвідношення

$$-\delta \leq x_1 \leq \delta,$$

де δ – половина сумарного зазору між ребордами коліс і рейок.

Ця умова буде виконуватися до тих пір, поки бокове зусилля не досягне максимального значення

$$R_{1\max} = R_{2\max} = G_1f, \quad R_{3\max} = R_{4\max} = G_2f,$$

де G_1, G_2 – вертикальні навантаження на колесо правої і лівої сторін крана, f – коефіцієнт тертя між колесом і рейкою.

При $V_0 = const$ рівняння сталого руху крана буде мати вигляд [46]

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= \sum_{i=1}^4 F_i, \\ J_0\ddot{\varphi} &= (P_1 - P_2 + W_2 - W_1 + \Delta W_2 + \Delta W_4 - \Delta W_1 - \Delta W_3)l + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + (F_3 + F_4 - F_1 - F_2) a, \\
& F_i = R_i \quad (i = 1, 2, 3, 4),
\end{aligned}
\tag{1.34}$$

де

$$\begin{aligned}
F_1 &= -c(x - a\varphi - x_1), \\
F_2 &= -c(x - a\varphi - x_2), \\
F_3 &= -c(x + a\varphi - x_3), \\
F_4 &= -c(x + a\varphi - x_4),
\end{aligned}$$

де x_1, x_2, x_3, x_4 - поперечні зміщення коліс, які відраховуються від середньої лінії рейки;

φ – кут повороту осі мосту;

P_1, P_2 – тягові зусилля.

$$\begin{aligned}
P_1 &= P_{01} - B_1(\dot{y} + l\dot{\varphi}), \\
P_2 &= P_{02} - B_2(\dot{y} - l\dot{\varphi}),
\end{aligned}$$

де P_{01}, P_{02} – зусилля двигунів при нерухомому роторі;

B_1, B_2 – жорсткості механічних характеристик двигунів;

R_i – сили, які діють на ходові колеса.

$$\begin{aligned}
R_1 &= -K_1 \left(\frac{\dot{x}_1}{V} + \varphi + \beta_1 \right), \\
R_2 &= -K_2 \left(\frac{\dot{x}_2}{V} + \varphi + \beta_2 \right), \\
R_3 &= -K_3 \left(\frac{\dot{x}_3}{V} + \varphi + \beta_3 \right), \\
R_4 &= -K_4 \left(\frac{\dot{x}_4}{V} + \varphi + \beta_4 \right),
\end{aligned}$$

де β_i – установчий перекис ходового колеса.

Додаткові сили опору ΔW_i виникають тоді, коли реборда торкається рейки при наявності деякого кута між подовжніми осями рейки та колеса $\beta_i + \varphi$.

$$\Delta W_i = \frac{F_c e}{r},$$

де F_c – сила тертя між ребордою і рейкою, яка виникає в точці контакту реборди на відстані e від точки контакту циліндричної поверхні колеса з рейкою;

r – радіус колеса.

$$F_c = N_{0i} f = N_i f \cos \gamma,$$

де N_i – контактна сила між ребордою і рейкою, яка діє на колесо в горизонтальній площині;

N_{0i} – проекція сили N_i на нормаль в точці контакту;

f – коефіцієнт тертя сковзання;

γ – кут нахилу реборди.

Висновки по розділу 1

1. Кранові ходові колеса, які використовуються на мостових кранах, мають різні форми, розміри і конструктивні рішення.
2. Найбільш досконалими конструкціями приводних ходових коліс, які можуть використовуватися на мостових кранах і які забезпечують його підвищену довговічність, являються конічні ходові колеса, але на теперішній час в нормативних рекомендованих документах вони відсутні.
3. Застосування безребордних ходових коліс являється перспективним, але така конструкція потребує додаткових елементів і може бути встановлена не на всіх кранах.
4. Всі конструкції ходових коліс являються досить жорсткими і не можуть сприймати ті поштовхи і перекоси, які виникають при відхиленні рейкового шляху від рекомендованих значень і приводять до значного зносу реборд і рейок.

РОЗДІЛ 2

ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

Дослідження роботи кранового ходового колеса проводилось у межах задачі вибору і аналізу більш досконалої конструкції колеса, яка дозволить значно збільшити його довговічність. Запропонована вдосконалена конструкція ходового колеса з гумовою вставкою приводить до зменшення напружень в колесі і зносу ходової частини і в том числі реборд.

Вибір тих чи інших методик теоретичного та експериментального дослідження вказує на якість отриманих результатів.

Для визначення навантажень і напружень в ходовому циліндричному колесі з гумовою вставкою було розглянуто трьохшарову циліндричну оболонку за методикою С. Кана [72,73]. За цією методикою використовується енергетичний метод із застосуванням рівняння Ейлера варіаційної задачі. Практично всі задачі теорії пружності можна вирішувати.

2.1 Методика теоретичних досліджень

Кранове ходове колесо знаходиться під дією навантаження статичних і динамічних сил. Статичні сили діляться на вертикальні і горизонтальні. Вертикальні виникають від ваги вантажу і вантажного візка для механізму пересування вантажного візка і ваги мосту і вантажу для механізму пересування мостового крану. Горизонтальні сили, це як правило, сили тертя між ходовим колесом та рейкою. Динамічні навантаження виникають при перехідних процесах, а також при перекосах коліс і переході через стики рейкового шляху.

Конструкція, яка складається із декількох шарів, з яких зовнішні зроблені із міцного матеріалу 1, а середній шар являється маломіцним легким наповнювачем 2, являється не тільки зменшеної маси, але має високу міцність і жорсткість, що пояснюється в першу чергу більшим значенням моменту інерції всієї стінки (рис. 2.1).

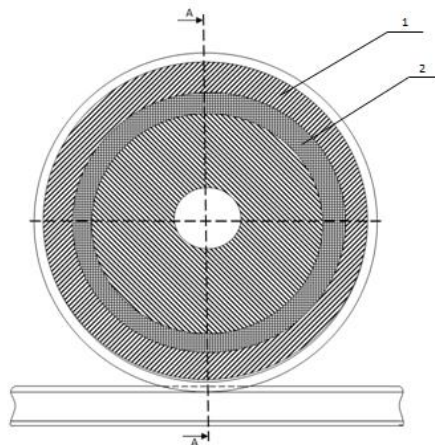


Рис. 2.1 Конструкція кранового ходового колеса

У порівнянні з одношаровою обшивкою момент інерції може бути збільшеним в багато десятків разів.

При розрахунках реальних конструкцій треба враховувати, що заповнювач має знижені модуля пружності. Якщо не враховувати зближення зовнішніх шарів, то можна прийняти модуль пружності заповнювача в напрямку нормалі до середньої поверхні рівним безкінечності. В площині серединної поверхні, тобто вповдовж твірної оболонки і в кільцевому напрямку модуль пружності заповнювача можна прийняти нулю.

Особливістю розрахунку трьохшарової оболонки являється необхідність врахування енергії зсуву заповнювача.

Циліндрична жорсткість такої конструкції визначається формулою [72]

$$D_t = D_1 + D_2 + \frac{2E}{1-\mu^2} \frac{\left(h + \frac{\delta_{n.cp}}{2}\right)^2}{\delta_{n.cp}} \delta_{n1} \delta_{n2}, \quad (2.1)$$

де $2h$ – товщина заповнювача;

$\delta_{n.cp}$ – середня товщина несучих шарів.

$$\delta_{n.cp} = 0,5(\delta_{n1} + \delta_{n2}),$$

де δ_{n1}, δ_{n2} – товщина зовнішніх шарів;

D_1, D_2 – власні жорсткості згину окремих несучих конструкцій;

E – модуль пружності;

μ – коефіцієнт Пуассона.

$$D_1 = \frac{E\delta_{n1}^3}{12(1-\mu^2)},$$

$$D_2 = \frac{E\delta_{n2}^3}{12(1-\mu^2)}.$$

Якщо трьохшарова конструкція має жорсткий заповнювач відносно добре працюючий на нормальні напруження, які направлені вповдовж несучих шарів, то в цьому випадку заповнювач має відносно більше значення модуля пружності E_{zap} . Тому при розрахунках для циліндричної жорсткості необхідно враховувати жорсткість згину заповнювача. Тоді формула (2.1) буде мати вигляд

$$D_t = \frac{E\delta_{n1}^3}{12(1-\mu^2)} + \frac{E\delta_{n2}^3}{12(1-\mu^2)} + \frac{2E}{1-\mu^2} \frac{\left(h + \frac{\delta_{n.cp}}{2}\right)^2}{\delta_{n.cp}} \delta_{n1}\delta_{n2} + \frac{E_{zap}(2h)^3}{12(1-\mu_{zap}^2)} \quad . (2.2)$$

Від дії осьової сили в поперечному перерізі колеса виникають постійні по периметру осьові нормальні напруження (рис. 2.2).

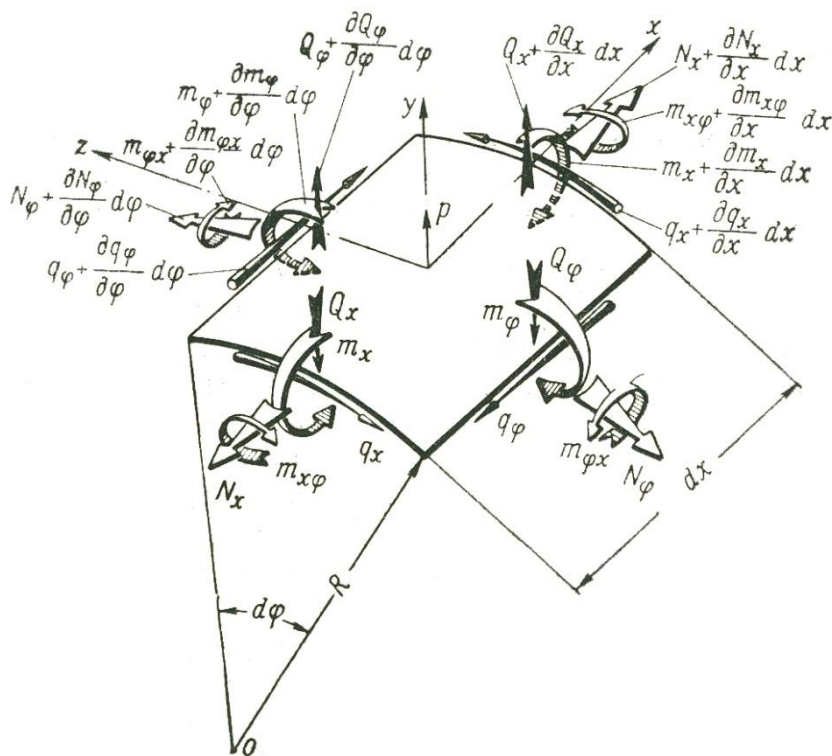


Рис. 2.2 Схема дії сил на циліндричну оболонку

$$\sigma_{x_0} = \frac{pR}{2\delta}, \quad (2.3)$$

де

$$\delta = 2\delta_{n.cp} = \delta_{n1} + \delta_{n2}.$$

При цьому в подовжньому перерізі виникають тільки кільцеві нормальні напруження

$$\delta_{\varphi_0} = \frac{p(x)R}{\delta}. \quad (2.4)$$

Під дією мембранних напружень виникають відносні деформації, які визначаються також і модулем пружності матеріалу. Кільцеві напруження приводять до зміни радіуса R перерізу оболонки на величину

$$w_0 = \frac{\sigma_{\varphi_0}}{E} R = \frac{R^2 p(x)}{E\delta}. \quad (2.5)$$

Повні кільцеві нормальні напруження дорівнюють

$$\sigma_{\varphi} = \frac{w(x)}{R} E. \quad (2.6)$$

Додаткові погонні моменти згину дорівнюють

$$m_{xdod} = -D \frac{d^2 w(x)}{dx^2}. \quad (2.7)$$

Але в нашому випадку зміна кривизни

$$\chi_x = -\frac{d^2 w(x)}{dx^2},$$

пов'язана не тільки з дією моментів згину, але і з дією поперечних сил Q_{xdod} за рахунок деформації заповнювача від зсуву.

Рівняння погонної поперечної сили

$$Q_{xdod} = \frac{dm_{xdod}}{dx}. \quad (2.8)$$

Повні кільцеві нормальні напруження

$$\sigma_{\varphi} = \frac{R}{2\delta_{n.cp}} \left(\frac{d^2 m_{xdod}}{dx^2} + p(x) \right). \quad (2.9)$$

Погонні моменти згину в поперечному перерізі

$$m_{\varphi dod} = \mu m_{xdod}.$$

Повні радіальні пересування визначаються за формулою

$$w(x) = \frac{R^2}{2E\delta_{n.cp}} \left(\frac{d^2 m_{xdod}}{dx^2} + p(x) \right). \quad (2.10)$$

Для визначення функції m_{xdod} знаходимо умови мінімуму потенційної енергії конструкції. Для цього складаємо рівняння потенційної енергії внутрішніх сил оболонки на одиницю довжини з урахуванням деформації зсуву

$$\Gamma = \oint \left[\frac{m_{xdod}^2}{2D_n} + \frac{\sigma_\varphi^2 \sigma_{n.cp}}{E} + \frac{Q_{xdod}^2}{4G_{zan} h} \right] R d\varphi, \quad (2.11)$$

або

$$\Gamma = \left\{ \begin{aligned} & \frac{m_{xdod}^2}{2D_t} + \frac{\delta_{n.cp}}{E} \frac{R^2}{4\delta_{n.cp}} \left[\frac{d^2 m_{xdod}}{dx^2} + p(x) \right]^2 + \\ & + \frac{1}{4G_{zan} h} \left(\frac{dm_{xdod}}{dx} \right)^2 \end{aligned} \right\} 2\pi R, \quad (2.12)$$

де G_{zan} - модуль зсуву заповнювача.

Рівняння Ейлера варіаційної задачі

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial m_{xdod}} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial m'_{xdod}} \right) + \frac{d^2}{dx^2} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial m''_{xdod}} \right) = 0, \quad (2.13)$$

приведе до неоднорідного лінійного диференційного рівняння з постійними коефіцієнтами

$$\frac{d^4 m_{xdod}}{dx^4} - 2\nu^2 \frac{d^2 m_{xdod}}{dx^2} + \chi^4 m_{xdod} = -\frac{d^2 p(x)}{dx^2}, \quad (2.14)$$

де коефіцієнти

$$\begin{aligned} \chi^4 &= \frac{2E\delta_{n.cp}}{R^2 D_t}, \\ 2\nu^2 &= \frac{2\delta_{n.cp}}{R^2 G_{zan} h}. \end{aligned} \quad (2.15)$$

2.2 Методика експериментальних досліджень

Найбільш оптимальним методом експериментального дослідження локальної області установки в процесі експлуатації являється тензометрія. Завдяки тензометричному ефекту можна прослідити комплекс діючих навантажень на дослідному об'єкті.

Найбільш широкое застосування знаходить електротензометрія, коли показники знімаються з тензорезистора (рис. 2.3), який підключений по мостовій схемі до реєструючої апаратури [74].

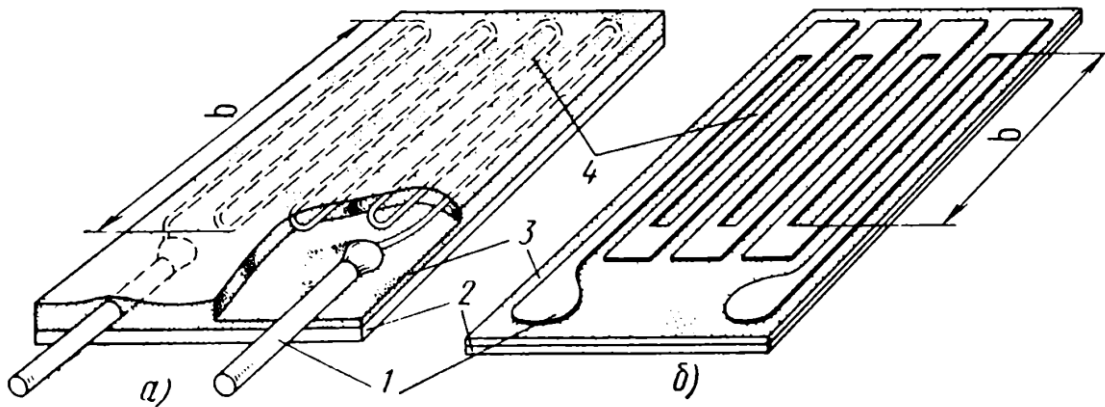


Рис. 2.3 Електро тензорезистори

а – з дротинним чутливим елементом; б – з фольговим чутливим елементом.
 1 – виводи решітки; 2 – основа, ізоляційний матеріал; 3 – зв’язуючий матеріал; 4 – чутливий матеріал.

При проведенні експерименту нами був застосований метод тензометрії, який заснований на масштабному перетворенні деформації поверхні об’єкту за допомогою тензорезисторів. Дія електричних тензорезисторів основана на зміні опору у відповідності до деформації, яка формується під дією навантаження.

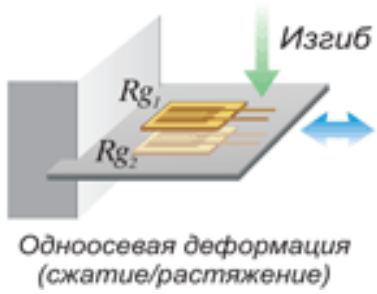
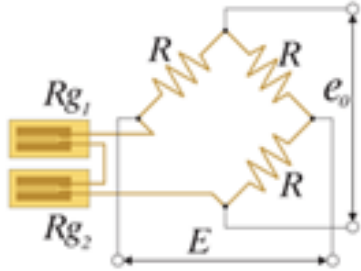
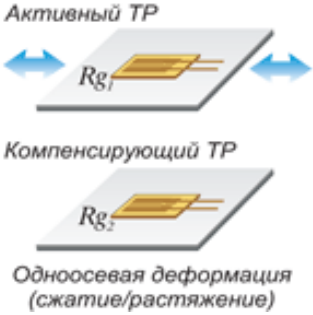
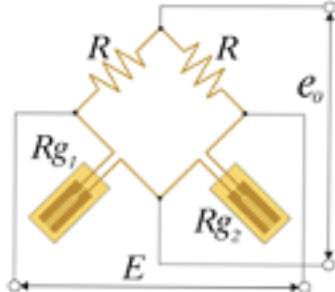
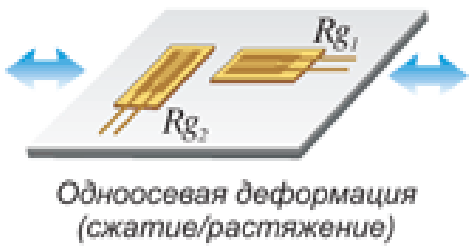
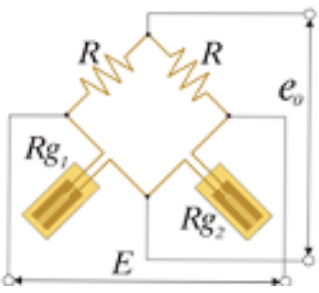
Чутливий елемент решітки виготовлений у вигляді тонкої дротинки або фольги з напівпровідникових матеріалів. В роботі були використані дротинні тензорезистори, де в якості чутливого елемента застосовується дротинка з константана Cu-Ni-Mn з товщиною в 20 мікрон, на бумажній підложці у вигляді петле подібної решітки з базою в 200 мм і опором в 100 Ом. Особливість тензорезистора полягає в тому, що чутливий елемент по всій площині бази пов’язаний механічно з об’єктом дослідження. Широке використання тензорезистори отримали завдяки:

- універсальності вимірювання деформації, що обґрунтоване різними розмірами бази від 0,1 мм;
- великій кількості точок вимірювань;
- вимірюванню за різних умов навколишнього середовища: температури, вологості, тиску;
- незначній масі датчика;
- широкому частотному діапазону;
- високій чутливості і відносно низькій вартості;
- високій надійності.

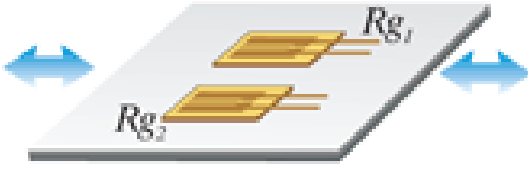
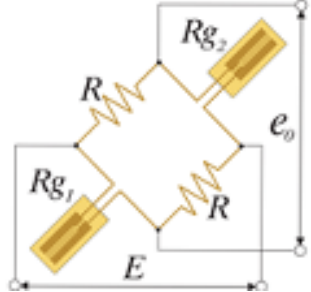

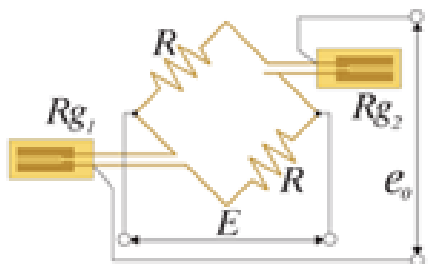
Місце наклейки датчиків визначається у відповідності до поставленої задачі і характеру діючих навантажень. Симетрична наклейка дублюючих датчиків дозволяє порівняти отримані результати і перевірити їх на достовірність. При формуванні схем підключення (таблиця 2.1) необхідно розмежування активного і компенсаційного датчиків. Компенсаційний датчик повинен розташовуватися в місцях, де деформація відсутня.

В електро тензометрії використовують мостову і напівмостову схеми вимірювання. Широке застосування знаходить напівмостова схема особливо при статичних процесах, де один тензорезистор активний, а інший розташовується в зоні дії навантаження і використовується для температурної компенсації.

Таблиця 2.1 Схеми підключення тензорезисторів

<p>Два активних тензорезистора, двухпроводна схема включення. Без термокомпенсації. Деформація згину виключена. x_1 вихід.</p>	
	
<p>Два тензорезистора: активний і компенсуючий. Термокомпенсована. Температурна похибка кабелю виключена. x_1 вихід.</p>	
	
<p>Два активних тензорезистора (ортогональне розташування). Термокомпенсована. Температурна похибка кабелю виключена. $x(1+\nu)$ вихід.</p>	
	

Продовження таблиці 2.1

<p>Два активних тензорезистора. Ополитна схема. Без термокомпенсації. Деформація згибу виключена підключенням в протилежних напрямках. x2 вихід.</p>	
 <p>Одноосевая деформация (сжатие/растяжение)</p>	
<p>Два активних тензорезистора. Ополитна схема. Без термокомпенсації. Температурна похибка кабелю виключена. Деформація згибу виключена. x2 вихід.</p>	
 <p>Одноосевая деформация (сжатие/растяжение)</p>	

Якщо на дослідну деталь діють різні види навантажень, які викликають деформації згину, кручення, зсуву, стиску або розтягнення, тензорезистори потрібно розташовувати в схемі так, щоб вони сприймали необхідні деформації. Нас цікавлять деформації стиску і згину в ходовому колесі. Для цього використовуємо напівмостову схему підключення.

В схемі використовуються 2 активних тензорезистора з ортогональним і ополитним розташуванням, з термокомпенсацією. Тензорезистор клеять так, щоб вісь симетрії решітки співпадала з напрямком дії деформації, яка вимірюється.

Висновки по розділу 2

1. Виходячи з поставлених цілей, нами вибрана оптимальна методика теоретичних досліджень, яка заснована на методиці аналітичного рішення, запровадженого С.Н. Каном.
2. Проаналізований та вибраний метод тензометричних експериментальних досліджень. Обрані схеми отримання показань деформацій і напружень в ходовому колесі.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО – ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ХОДОВОГО КОЛЕСА

3.1 Обґрунтування нової конструкції кранового ходового колеса з пружним кільцем

Нами було запропоноване колесо ходове кранове з пружним кільцем, розташованим в ободі (рис. 3.1) [75].



Рис. 3.1 Колесо ходове кранове з пружним кільцем, розташованим в ободі

Пружне кільце (рис. 3.2) має ступінчасту форму, яка входить в пази, які нарізані на внутрішній поверхні колеса. Це дозволяє зменшити вібрації при пересуванні коліс за рахунок поглинання динамічних навантажень, до яких призводять поштовхи при русі вантажного візка.

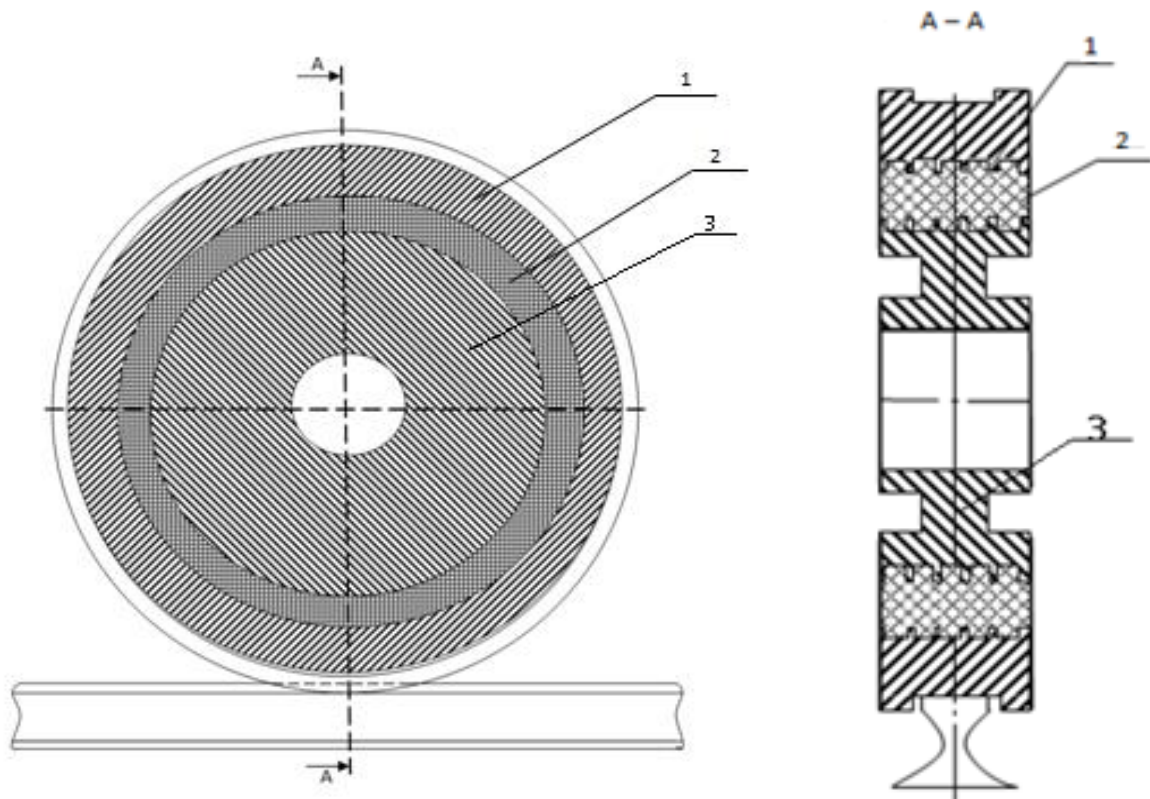


Рис. 3.2 Конструкція колеса ходового кранового з пружним кільцем
1- обід; 2- пружне кільце; 3- диск.

Така конструкція ходового колеса забезпечує більшу його довговічність в наслідок більшої площі контакту між пружним кільцем та поверхнями колеса. Це зменшує контактні напруження в зоні з'єднання і запобігає зминанню еластичної вставки.

Конструкція, яка складається із декількох шарів, з яких зовнішні зроблені із міцного матеріалу 1, а середній шар являється маломіцним легким наповнювачем 2, являється не тільки зменшеної маси, але має високу міцність і жорсткість, що пояснюється в першу чергу більшим значенням моменту інерції всієї стінки. У порівнянні з одношаровою обшивкою момент інерції може бути збільшеним в багато десятків разів.

3.2 Визначення напружень в циліндричній трьохшаровій конструкції

В сучасній промисловості все частіше можна зустріти конструкції, які складаються з декількох неоднорідних шарів [76], це як правило циліндричні деталі, поєднані між собою за допомогою різних засобів [77], наприклад, футеровані барабани [78], труби для транспортування різних речовин, ходові колеса.

У різних галузях техніки, таких як авіабудування, суднобудування, будівництво та інші, знаходять застосування багатошарові конструкції, в основному трьохшарові пластини та оболонки. Трьохшарова конструкція

складається з двох міцних зовнішніх шарів, які з'єднані за допомогою заповнювача. Заповнювачем являється матеріал, який має меншу міцність, ніж зовнішні шари, але забезпечує пружні властивості оболонці або пластинці.

Трьохшаровими оболонками займалися багато відомих вчених, таких як С.Н. Кан [72-73], С.А. Амбарцумян [79-80], К.З. Галімов [81], Е.І. Григолюк [82], П.М. Огібалов [83], І. Солвей [84], Л. Донелл [85]. При будівництві рівнянь для зовнішніх шарів використовують гіпотези Кірхгофа-Лява, для середнього шару – заповнювача – гіпотеза про нестиснення матеріалу в напрямку осі z.

Якщо зовнішній тиск діє тільки на частині оболонки (рис. 3.2), то рівняння (2.11) буде мати вигляд [86]

$$\Gamma = \oint \left[\frac{m_{xdod}^2}{2D_t} + \frac{Q_{xdod}^2}{4hG_{zan}} \right] R d\varphi + \int_0^\pi \left[p(x) + \frac{d^2 m_{xdod}}{dx^2} \right] \frac{R^3 p(x)}{4E\delta_{n.cp}} \frac{d^2 m_{xdod}}{dx^2} d\varphi + \int_\pi^{2\pi} \frac{R^2}{4E\delta_{n.cp}} \left(\frac{d^2 m_{xdod}}{dx^2} \right)^2 R d\varphi. \quad (3.1)$$

Тоді рівняння (2.14) буде мати вигляд

$$\frac{d^4 m_{xdon}}{dx^4} - 2\nu^2 \frac{d^2 m_{xdon}}{dx^2} + \chi^4 m_{xdon} = -\frac{1}{2\delta_{n.cp} + 1} \frac{d^2 p(x)}{dx^2}. \quad (3.2)$$

де

$$\chi^4 = \frac{4E\delta_{n.cp}}{D_t R^2 (\delta_{n.cp} + 1)} \quad \text{і} \quad 2\nu^2 = \frac{E\delta_{n.cp}}{R^2 hG_{zan} (2\delta_{n.cp} + 1)}.$$

Так як $\chi > \nu$, то корні характеристичного рівняння будуть комплексні і будуть мати вигляд

$$\pm\alpha \pm \beta i,$$

де

$$\alpha = \sqrt{\frac{\chi^2 + \nu^2}{2}}.$$

Рішення рівняння (3.2) буде мати вигляд

$$m_{xdon} = C_1 ch\alpha x \cos \beta x + C_2 sh\alpha x \sin \beta x + C_3 ch\alpha x \sin \beta x + C_4 sh\alpha x \cos \beta x + m_{hact}. \quad (3.3)$$

Якщо початок координат розташувати посередині системи і прийняти симетричним закон розподілення тиску $p(x)$ (рис. 3.3), то $C_3 = C_4 = 0$.

Приймаємо закон розподілення тиску у вигляді [86]

$$p(x) = p_0 (1 - ax^2) \cos \varphi . \quad (3.4)$$

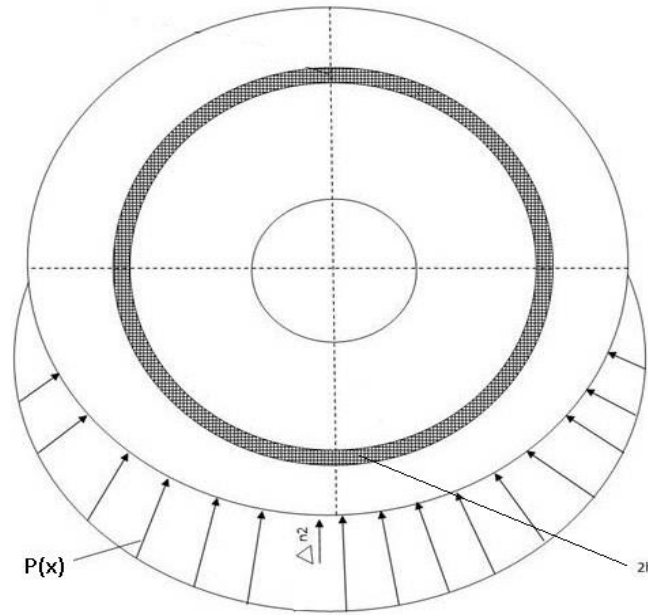


Рис. 3.3 Схема трьохшарової конструкції

Тоді рівняння (3.3) буде мати вигляд

$$m_{xdon} = C_1 ch \alpha x \cos \beta x + C_2 sh \alpha x \sin \beta x + m_{hast} . \quad (3.5)$$

Постійні інтегрування визначаються з граничних умов.

Якщо граничні умови однакові по обом кінцям оболонки і закон зміни тиску $p(x)$ симетричний при переміщенні початку координат в середину системи, отримаємо $C_3 = C_4 = 0$. Тоді рівняння (3.5) буде мати вигляд

$$m_{xdod} = \frac{C_1 (e^{\alpha x} + e^{-\alpha x}) \cos \beta x}{2} + \frac{C_2 (e^{\alpha x} - e^{-\alpha x}) \sin \beta x}{2} + \frac{2 p_0 a \cos \varphi}{\chi^4} . \quad (3.6)$$

Приймаємо початкові умови

$$\left. m_{xdod} \right|_{x=\pm \frac{L}{2}} = 0 ,$$

$$\left. \frac{d^2 m_{xdod}}{dx^2} \right|_{x=\pm \frac{L}{2}} = -p_0 .$$

Так як

$$\frac{\partial^2 m_{\text{дод}}}{\partial x^2} = \frac{(\alpha^2 - \beta^2)}{2} \left[C_1 (e^{\alpha x} + e^{-\alpha x}) \cos \beta x + C_2 (e^{\alpha x} - e^{-\alpha x}) \sin \beta x \right],$$

то отримаємо

$$C_1 \left(e^{\frac{\alpha L}{2}} + e^{-\frac{\alpha L}{2}} \right) \cos \beta \frac{L}{2} + C_2 \left(e^{\frac{\alpha L}{2}} - e^{-\frac{\alpha L}{2}} \right) \sin \beta \frac{L}{2} + \frac{4p_0 a \cos \varphi}{\chi^4} = 0,$$

$$\frac{\alpha^2 - \beta^2}{2} \left[C_1 \left(e^{\frac{\alpha L}{2}} + e^{-\frac{\alpha L}{2}} \right) \cos \beta \frac{L}{2} + C_2 \left(e^{\frac{\alpha L}{2}} - e^{-\frac{\alpha L}{2}} \right) \sin \beta \frac{L}{2} \right] = -p_0.$$

Після вирішення цих рівнянь отримаємо

$$C_1 = \frac{p_0 a \cos \varphi}{\chi^4 (\alpha^2 - \beta^2)} \cos \beta \frac{L}{2},$$

$$C_2 = - \frac{p_0 a \cos \varphi}{\chi^4 \left(e^{\frac{\alpha L}{2}} - e^{-\frac{\alpha L}{2}} \right) (\alpha^2 - \beta^2) \sin \beta \frac{L}{2}}. \quad (3.7)$$

3.3 Поперечний згин трьохшарової циліндричної оболонки

Якщо оболонка має декілька шарів, то при її розрахунку треба обов'язково враховувати енергію зсуву заповнювача.

Сумарні моменти згину будемо розглядати у вигляді [72]

$$m_\phi = m_{\phi_0} + m_{\phi_{\text{дод}}} = \xi(x) \beta(\phi), \quad (3.8)$$

де задані

$$m_{\phi_0} = \xi_0(x) \beta(\phi),$$

$\xi(x)$ – статично невизначена функція, яка змінна вповдовж оболонки.

В цьому випадку змінюється залежність (при $\mu = 0$)

$$m_\phi = -\frac{D_t}{R^2} \left(\frac{\partial^2 w_n}{\partial \phi^2} + w_n \right), \quad (3.9)$$

де w_n – загальні значення радіальних переміщень,

$$w_n = w_0 + w_{dod} = \xi(x) \beta(\phi).$$

Це пояснюється тим, що у випадку трьохшарової оболонки кривизна оболонки χ_ϕ проходить не тільки за рахунок дії моментів згину m_ϕ , але і внаслідок впливу поперечних сил Q_ϕ , які викликають дотичні напруження заповнювача

$$\tau = \frac{Q_\phi}{F},$$

де $F = h$ – товщина заповнювача.

Рівняння змінення кривизни окремого кільця представимо у вигляді [87]

$$\frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial^2 w_n}{\partial \phi^2} + w_n \right) = - \left(\frac{m_\phi}{D_t} + \frac{p_0}{G_{zap} F} \right), \quad (3.10)$$

де $p_0 = -\frac{1}{R} \frac{\partial Q_\phi}{\partial \phi}$ – інтенсивність радіального навантаження;

$\frac{p_0}{G_{zap} F}$ – зміна кривизни кільця в наслідок зсуву заповнювача.

Розглянемо випадок коли навантаження на оболонку розподілене вдовж однієї твірної при $\phi=0$. В площині симетрії при $x=0$ нормальні напруження визначаються за формулою

$$\sigma_{x_0} = \frac{M_z}{J_z} y = \frac{pL^2}{8\pi R^3 \delta} R \cos \phi = 0,04 \frac{p}{\delta} \left(\frac{L}{R} \right)^2 \cos \phi. \quad (3.11)$$

Момент згину в довільному перетині кільця одиничної ширини від дії навантаження p і дотичних сил

$$m_{\phi_0} = \frac{pR}{2\pi} \left[1 + 0,5 \cos \phi - (\pi - \phi) \sin \phi \right]. \quad (3.12)$$

З урахуванням залежності (3.12) рівняння (3.10) приймає вигляд

$$\frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial \phi^2} + w \right) = \xi(x) \left[\frac{1,5 \cos \phi + (\pi - \phi) \sin \phi}{G_{zap} R^2 F} - \frac{1 + 0,5 \cos \phi - (\pi - \phi) \sin \phi}{D_t} \right]. \quad (3.13)$$

Після вирішення рівняння (3.10) отримаємо вираз для радіальних переміщень

$$w_n = R^2 \xi(x) \left\{ \frac{1}{D_t} \left[\phi(0,5\pi \cos \phi - 0,75 \sin \phi + 0,25\phi \cos \phi) - 1 \right] + \frac{1}{G_{zap} R^2 F} \left[\phi(0,25\phi \cos \phi + 0,25 \sin \phi - 0,5\pi \cos \phi) \right] \right\}. \quad (3.14)$$

На основі гіпотези про відсутність розтягнення кілець відносних деформацій в окружному напрямку дає змогу знайти переміщення v_n по дотичній до дуги S

$$\varepsilon_\phi = \frac{w_n}{R} + \frac{1}{R} \frac{\partial v_n}{\partial \phi} = 0,$$

$$v_n = -R^2 \xi(x) \left\{ \frac{1}{D_t} \left[\sin \phi (0,25\phi^3 + 0,5\pi\phi^2 - 0,5\phi - 2) + \phi \cos \phi (1,25\phi + 0,5\pi) - \phi \right] + \frac{1}{G_{zap} R^2 F} \left[\phi^2 \cos \phi + 0,25 \sin \phi (\phi^3 - 2\pi\phi^2 + \phi - 2) \right] \right\}. \quad (3.15)$$

Гіпотеза відсутності зсуву серединної поверхні дає можливість знайти зв'язок між переміщеннями u_n по осі x і переміщеннями v_n по дотичній до дуги S

$$\frac{\partial u_n}{R \partial \phi} + \frac{\partial v_n}{\partial x} = 0.$$

$$u_n = R^3 \frac{\partial \xi}{\partial x} \left\{ \frac{1}{G_{zap} R^2 F} \left[\sin \phi (\sin \phi^3 - 2,82\phi - 1) + 0,25 \cos \phi (\phi^4 - 11\phi^2 - 2\pi\phi + 2) \right] - \frac{1}{D_t} \left[0,5\phi^2 + \sin \phi (2\phi^3 + 0,5\pi\phi^2 - 0,68\phi + 1) - \cos \phi (0,25\phi^4 + 1,32\phi^2 - 0,5\pi\phi - 0,5) \right] \right\}. \quad (3.16)$$

Змінення кривизни серединної поверхні в напрямку твірної

$$\chi_x = -\frac{\partial^2 w_n}{\partial x^2},$$

$$\chi_x = -R \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \left\{ \frac{1}{D_t} [\phi \cos \phi (0,5\pi + \phi) - 0,75\phi \sin \phi - 1] + \right. \\ \left. + \frac{0,25}{G_{zap} R^2 F} [\phi \cos \phi (2\pi + \phi) + \phi \sin \phi] \right\}. \quad (3.17)$$

Змінення кривизни серединної поверхні в окружному напрямку

$$\chi_\phi = -\frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial^2 w_n}{\partial \phi^2} + w_n \right),$$

$$\chi_\phi = -\xi(x) \left\{ \frac{1}{G_{zap} R^2 F} [\cos \phi + \sin \phi (\pi - \phi)] - \frac{1}{D_t} [\cos \phi + \sin \phi (\pi + \phi) + 1] \right\}.$$

Додаткові нормальні напруження

$$\sigma_{xdod} = E \frac{\partial u_n}{\partial x} = ER^3 \frac{\partial \xi^3}{\partial x^3} \left\{ \frac{1}{G_{zap} R^2 F} [\sin \phi (\phi^3 - 2,82\phi - 1) + \right. \\ \left. + 0,25 \cos \phi (\phi^4 - 11\phi^2 - 2\pi\phi + 2)] - \frac{1}{D_t} [\sin \phi (2\phi^3 + 0,5\pi\phi^2 - 0,68\phi + 1) + \right. \\ \left. + 0,5\phi^2 - \cos \phi (0,25\phi^4 + 1,32\phi^2 - 0,5\pi\phi - 0,5)] \right\}. \quad (3.18)$$

Складаємо вираз для потенціальної енергії

$$\Gamma = \oint \left[\frac{1}{2} m_\phi \chi_\phi + \frac{\delta_{n.cp}}{2} \sigma_{xdod} \varepsilon_x - m_{\phi 0} \chi_\phi \right] R d\phi. \quad (3.19)$$

Підставляємо відповідні вирази і отримуємо [87]

$$\Gamma = E \left(\frac{\partial^2 \xi(x)}{\partial x^2} \right)^2 \left[\frac{33266,89}{G_{zap}^2 R^4 F^2} - \frac{58923}{D_t^2} \right] - \frac{\xi^2(x)}{R} \left(\frac{33,43}{D_t} - \frac{2,28}{G_{zap} R^2 F} \right) - \\ - \frac{p}{2\pi R} \left(\frac{103,2}{D_t} - \frac{39,71}{G_{zap} R^2 F} \right).$$

Рівняння Ейлера варіаційної задачі

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial \xi(x)} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \xi'(x)} \right) + \frac{d^2}{dx^2} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \xi''(x)} \right) = 0.$$

Це приведе до лінійного неоднорідного диференційного рівняння четвертого ступеню відносно функції $\xi(x)$

$$\frac{\partial^4 \xi(x)}{\partial x^4} + 4k_n^4 \xi(x) = kp(x), \quad (3.20)$$

де

$$k_n^4 = \frac{\frac{2,28}{G_{zap} R^2 F} - \frac{33,44}{D_t}}{4ER \left(\frac{33266,89}{G_{zap}^2 R^4 F^2} - \frac{58923}{D_t^2} \right)},$$

$$k = \frac{\left(\frac{103,2}{D_t} - \frac{39,71}{G_{zap} R^2 F} \right)}{2\pi R^2 E \left(\frac{33266,89}{G_{zap}^2 R^4 F^2} - \frac{58923}{D_t^2} \right)^2}.$$

Рішенням рівняння (3.20) буде вираз

$$\xi(x) = e^{-k_n x} (C_1 \sin k_n x + C_2 \cos k_n x) + e^{k_n x} (C_3 \sin k_n x + C_4 \cos k_n x) + \xi_{hast}, \quad (3.21)$$

де ξ_{hast} – частне рішення, яке залежить від закону змінення функції $p(x)$.

Якщо граничні умови однакові з обох кінців системи і зовнішнє навантаження діє симетрично, то початок координат можна помістити в середині, при цьому кількість постійних інтегрування зменшується вдвічі

$$\xi(x) = C_1 e^{k_n x} \cos k_n x + C_2 e^{-k_n x} \sin k_n x + \xi_{hast}. \quad (3.22)$$

Граничні умови для визначення постійних інтегрування C_1 і C_2 рівняння (3.22) будуть:

$$\xi(x) \Big|_{x=\pm \frac{L}{2}} = 0 \text{ – відсутність радіальних зміщень } W_n \text{ і моментів згину } m_\varphi.$$

$$\left. \frac{d^2 \xi(x)}{dx^2} \right|_{x=\pm \frac{L}{2}} = 0 \text{ – відсутність додаткових напружень } \sigma_{xdod}.$$

$$C_1 = -\frac{\frac{k}{k_n^4} p_0 \left[1 - a \left(\frac{L}{2} \right)^2 \right]}{\cos k_n \frac{L}{2} e^{k_n \frac{L}{2}}} \left[1 + \frac{(1 - e^{-k_n L}) e^{-k_n \frac{L}{2}}}{e^{k_n \frac{L}{2}} + e^{-k_n L}} \right],$$

$$C_2 = \frac{\frac{k}{k_n^4} p_0 \left[1 - a \left(\frac{L}{2} \right)^2 \right] \left[1 - \frac{1}{e^{k_n L}} \right]}{\sin k_n \frac{L}{2} \left(e^{k_n \frac{L}{2}} + e^{-k_n L} \right)}.$$

Це показує, що сумарні моменти згину m_ϕ , додаткові подовжні моменти згину m_{xdod} , додаткові нормальні напруження σ_{xdod} , радіальні і колові переміщення W_n, V_n змінюються по довжині оболонки відповідно закону зовнішнього навантаження $p(x)$.

Часткове рішення буде мати вигляд

$$\xi(x) = \frac{k}{k_n^4} p_0 (1 - ax^2).$$

Постійні інтегрування визначаються з граничних умов.

Тоді ми можемо визначити поперечну силу

$$Q_\phi = - \left[\frac{k}{R} \xi(x) - \frac{D_t R}{D_{cdv} k} \frac{d^2 \xi(x)}{dx^2} \right]. \quad (3.23)$$

Для ходового колеса, яке має наступні розміри: зовнішній діаметр 200 мм, внутрішній діаметр 50 мм, ширину 80 мм і навантажене зовнішнім тиском 209,4 Н/мм, отримаємо $Q_\phi = 2774,55$ Н, для колеса, яке має пружну вставку зовнішнім діаметром 150 мм і внутрішнім діаметром 100 мм буде мати поперечну силу $Q_\phi = 1985,45$ Н.

Нормальні напруження у першому випадку складають $\sigma_\phi = 63$ МПа, а для колеса з пружною вставкою $\sigma_\phi = 30,24$ МПа.

Висновки по розділу 3

1. Отримане рішення дозволяє визначити напружений стан циліндричної оболонки і радіальні переміщення в залежності від закону розподілення навантаження, геометричних розмірів її шарів і модуля зсуву заповнювача.
2. Проведені розрахунки показують, що напружений стан колеса з пружною вставкою менший, ніж в ходовому колесі старої конструкції.
3. Зменшення силових і пружних факторів у ходовому колесі, яке має пружну вставку пояснюється тим, що її застосування приводить до зростання жорсткості згину зовнішнього кільця оболонки.
4. Отримане рішення задачі міцності трьохшарової циліндричної конструкції дозволяє визначити напруження в оболонці в залежності не тільки геометричних її параметрів, але і модулю зсуву заповнювача, що покращує достовірність проектування і експлуатацію таких конструкцій.

РОЗДІЛ 4

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ХОДОВИХ ВІЗКІВ МОСТОВИХ КРАНІВ

4.1 Постановка задачі

Дослідженню динамічних режимів навантаження кранів і розробці методів їх динамічного розрахунку присвячено велику кількість робіт відомих вчених, про що свідчить важливість цього питання. Особлива увага приділяється питанням динаміки кранів, які рухаються по рейковим коліям в режимах сталого руху. Ця задача являється досить складною, тому при її вирішенні приймається ряд спрощень. Наприклад, прийнято, що геометричний центр крану в сталому русі має постійну швидкість, при цьому рейки являються і абсолютно жорсткими. Для знаходження основних закономірностей навантаження кран розглядається як нелінійна система із змінною структурою, число ступенів вільності якої в залежності від її стану змінюється від шести до чотирьох. При русі центра мас крана з постійною швидкістю виникає зсув кранового мосту в поперечному напрямку і його обертання в межах зазорів між ребордами коліс та головками рейок за рахунок поперечного пружного сковзання ходових коліс відносно рейок. Це явище і його наслідки до теперішнього часу не розглядалося ні в одному науковому дослідженні.

На динамічні процеси, які виникають при пересуванні крана, значно впливають конструктивні особливості механізмів пересування крана, основними з яких являються:

- тип ходових коліс;
- кількість ходових коліс;
- схема ходової частини крана;
- тип підкранової рейки і спосіб його кріплення;
- тип приводного двигуна.
- особливості металоконструкції крана.

Якщо двигун приводить до руху одне ходове колесо, то його тягове зусилля в сталому режимі пропорційне моменту двигуна. Якщо двигун приводить до руху два колеса і більше, то необхідно знати розподілення моменту двигуна між ними.

Виникненню динамічних сил допомагають такі фактори:

- установчий перекис ходових коліс в горизонтальній площині;
- зміщення вантажного візка від середини прогону;
- різні характеристики приводних двигунів для кранів з роздільним приводом;
- різниця в діаметрах приводних коліс кранів;
- перекис ходових коліс внаслідок пружної деформації мосту.

Викривлення рейкового шляху в плані змінює ситуацію виникнення контакту з рейками реборд ходових коліс. Якщо кран стоїть нерухомо у

загальмованому стані і ні одна реборда не торкається рейкового шляху, то всі зовнішні сили, які діють на міст в горизонтальній площині можна звести по шести силам:

- гальмівним зусиллям F_1, F_2 , які діють на міст вповдовж рейки;
- поперечним реакціям R_1, R_2, R_3, R_4 рейкового шляху, які діють на ходові колеса по шляху кочення.

Така система тричі статично невизначена.

Якщо кран стоїть нерухомо так, що реборди двох коліс торкаються рейок, то це система п'ять разів статично невизначена, тому що при цьому виникають ще невідомі сили контакту реборд і рейок N_1, N_2 .

Якщо кран рухається, число невідомих зовнішніх сил, які діють на ходове колесо з боку рейкового шляху не зменшується і для їх визначення необхідно складати рівняння руху крана, при цьому враховувати поперечне зміщення всіх коліс відповідно підкранових рейок.

Сили R_1, R_2, R_3, R_4 можна розглядати як сили тертя, вони залежать не тільки від вертикального навантаження на ходові колеса і коефіцієнта тертя але і від виду контакту між ходовими колесами і рейковим шляхом.

Тому при складанні рівнянь руху крана необхідно враховувати пружну податливість мосту і зміни швидкості поперечного зміщення коліс в залежності від діючих на них сил, тобто враховувати ефект пружного сковзання коліс, які котяться по рейковому шляху.

4.2 Динамічні зусилля в ходових колесах при врахуванні гнучкого підвісу вантажу

Великий внесок в теорію динаміки мостових кранів зробив С.А. Казак. Він розглядав випадок роботи механізму пересування при гнучкому підвісі вантажу без урахування співударянь у зубчастих з'єднань. С.А. Казак обґрунтовано пропонує використовувати трьохмасову розрахункову схему з двома пружними зв'язками (рис.4.1) [38].

При незначних коливаннях вантажу коефіцієнт жорсткості другого пружного зв'язку C_2 визначається за формулою [38]

$$C_2 = \frac{Q}{l},$$

де Q – вага вантажу;
 l – довжина підвісу.

Горизонтальна складова натягнення канату при малих коливаннях визначається таким виразом

$$H = Q\varphi,$$

де φ – кут відхилення центру тяги вантажу від вертикалі.

Переміщення по горизонталі $x_3 = l\varphi$, так як $x_3 = \frac{H}{C_2}$.

Рівняння руху кожної маси будуть мати вигляд [38]

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= P - F_1, \\ m_2 \ddot{x}_2 &= F_1 - F_2 - W, \\ m_3 \ddot{x}_3 &= F_2. \end{aligned} \quad (4.1)$$

Зусилля в пружних зв'язках

$$\begin{aligned} F_1 &= W + C_1 (x_1 - x_2), \\ F_2 &= C_2 (x_2 - x_3). \end{aligned} \quad (4.2)$$

Вирішуючи систему (4.1) С.А. Казак отримав рівняння для навантажень

$$\begin{aligned} F_1 &= A_1 \cos \omega_1 t + A_2 \cos \omega_2 t + D_1, \\ F_2 &= A_3 \cos \omega_1 t + A_4 \cos \omega_2 t + D_2. \end{aligned} \quad (4.3)$$

де частоти визначаються за формулою

$$\begin{aligned} \omega_{1,2}^2 &= \frac{1}{2} \left(\frac{C_1}{J_1} + \frac{C_1 + C_2}{J_2} + \frac{C_3}{J_3} \right) \mp \\ &\mp \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{C_1}{J_1} + \frac{C_1 + C_2}{J_2} + \frac{C_3}{J_3} \right)^2 - \frac{4C_1 C_2}{J_1 J_2} \frac{J}{J_3}}, \end{aligned} \quad (4.4)$$

де

$$J = J_1 + J_2 + J_3.$$

Часткові рішення будуть такими

$$\begin{aligned} D_1 &= W + \frac{(P - W)(m_2 + m_1)}{m_1 + m_2 + m_3}, \\ D_2 &= \frac{(P - W)m_3}{m_1 + m_2 + m_3}. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Частоти можна визначати за такими формулами [38]

$$\omega_1^2 = \frac{C_1 C_2 (m_1 + m_2 + m_3)}{C_1 m_2 m_3 + (C_1 + C_2) m_1 m_3 + C_2 m_1 m_2},$$

$$\omega_2^2 = \frac{C_1}{m_1} + \frac{C_1 + C_2}{m_2} + \frac{C_2}{m_3} - \omega_1^2. \quad (4.6)$$

Для механізмів пересування приведені жорсткості валопроводів трансмісії набагато більші жорсткості канатної підвіски вантажу

$$C_1 > C_2.$$

Тоді отримаємо спрощення [38]

$$\begin{aligned} \omega_1^2 &\approx \frac{C_2 (m_1 + m_2 + m_3)}{(m_1 + m_2) m_3}, \\ \omega_2^2 &\approx \frac{C_1 (m_1 + m_2 + m_3)}{m_1 (m_2 + m_3)}. \end{aligned} \quad (4.7)$$

При русенні з місця механізму пересування вантажного візка з гнучкою підвіскою вантажу першою буде рухатися маса частин, які обертаються. Цей етап руху буде супроводжуватися вибіркою щілини, а швидкість маси m_1 досягає величини \dot{x}_{120}

$$\dot{x}_{11k} = \dot{x}_{120} = \sqrt{\frac{2P\Delta}{m_1}}. \quad (4.8)$$

Наступним етапом руху буде деформування першого пружного зв'язку, поки навантаження в ньому не стане рівним силі опору W . Швидкість руху першої маси досягає при цьому величини

$$\dot{x}_{12k} = \dot{x}_{130} = \sqrt{\dot{x}_{120}^2 + \frac{(2P - W)W}{C_1 m_1}}.$$

Після цього друга маса, а за нею і третя маса приходять до руху. Початкові умови руху пружної системи при $t=0$.

$$x_{130} = x_{230} = x_{330} = 0,$$

$$\dot{x}_{230} = \dot{x}_{330} = 0, \quad \dot{x}_{130} = \dot{x}_{12k},$$

$$F_{13} = A_{13} \cos \omega_{13} t + B_{13} \sin \omega_{13} t + A_{23} \cos \omega_{23} t + B_{23} \sin \omega_{23} t + D_{13},$$

$$F_{23} = A_{33} \cos \omega_{13} t + B_{33} \sin \omega_{13} t + A_{43} \cos \omega_{23} t + B_{43} \sin \omega_{23} t + D_{23}.$$

Тривалість третього етапу визначається часом падіння навантаження першого зв'язку до нуля [38]

$$A_{13} \cos \omega_{13} t_3 + B_{13} \sin \omega_{13} t_3 + A_{23} \cos \omega_{23} t_3 + D_{13} = 0. \quad (4.9)$$

Навантаження другого зв'язку до кінця другого етапу

$$F_{23k} = F_{240} = A_{33} \cos \omega_{13} t_3 + B_{33} \sin \omega_{13} t_3 + A_{43} \cos \omega_{23} t_3 + B_{43} \sin \omega_{23} t_3 + D_{23}$$

Швидкості мас на третьому етапі [38]

$$\begin{aligned} \dot{x}_{13k} = \dot{x}_{140} = \dot{x}_3 &+ \frac{P - W}{m_1 + m_2 + m_3} t_3 - \frac{A_{13}}{m_1 \omega_{13}} \sin \omega_{13} t_3 + \\ &+ \frac{B_{13}}{m_1 \omega_{13}} \cos \omega_{13} t_3 - \frac{A_{23}}{m_1 \omega_{23}} \sin \omega_{23} t_3 + \frac{B_{23}}{m_1 \omega_{23}} \cos \omega_{23} t_3, \\ \dot{x}_{23} = \dot{x}_{240} = \dot{x}_3 &+ \frac{P - W}{m_1 + m_2 + m_3} t_3 + \frac{A_{13} - A_{33}}{m_2 \omega_{13}} \sin \omega_{13} t_3 - \\ &- \frac{B_{13} - B_{33}}{m_2 \omega_{13}} \cos \omega_{13} t_3 + \frac{A_{23} - A_{43}}{m_2 \omega_{23}} \sin \omega_{23} t_3 - \frac{B_{23} - B_{43}}{m_2} \cos \omega_{23} t_3, \\ \dot{x}_{33k} = \dot{x}_{340} = \dot{x}_3 &+ \frac{P - W}{m_1 + m_2 + m_3} t_3 + \frac{A_{33}}{m_2 \omega_{13}} \sin \omega_{13} t_3 - \\ &- \frac{B_{33}}{m_2 \omega_{13}} \cos \omega_{13} t_3 + \frac{A_{43}}{m_3 \omega_{23}} \sin \omega_{23} t_3 - \frac{B_{43}}{m_3 \omega_{23}} \cos \omega_{23} t_3. \end{aligned}$$

На четвертому етапі перша маса буде рухатися рівноприскорено, а друга повільно, тому

$$m_2 \ddot{x}_{24} = -W - F_{24},$$

$$m_3 \ddot{x}_{34} = F_{24},$$

$$F_{24} = F_{240} - C_2 (x_{34} - x_{24}),$$

$$F_{24} = A_{24} \cos \omega_4 t + B_{24} \sin \omega_4 t + D_{24},$$

де

$$\omega_4^2 = C_2 (m_2^{-1} + m_3^{-1}),$$

$$D_{24} = -\frac{m_2}{m_2 + m_3} W,$$

$$A_{24} = F_{24} - D_{24}; \quad B_{24} = \frac{\dot{F}_{240}}{\omega_4}.$$

Переміщення першої і другої мас

$$x_{14} = \dot{x}_{140}t + \frac{P}{2m_1}t^2,$$

$$x_{24} = \dot{x}_4t - \frac{Wt^2}{2(m_2 + m_3)} + \frac{A_{24}}{m_2\omega_4^2}\cos\omega_4t +$$

$$+ \frac{B_{24}}{m_2\omega_4^2}\sin\omega_4t - \frac{A_{24}}{m_2\omega_4^2}.$$

Четвертий етап закінчується тоді, коли друга і перша маси пройдуть однакові шляхи

$$\dot{x}_{140}t_4 + \frac{P}{2m_1}t_4^2 = \dot{x}_4t_4 - \frac{Wt_4^2}{2(m_2 + m_3)} + \frac{A_{24}}{m_2\omega_4^2}\cos\omega_4t_4 +$$

$$+ \frac{B_{24}}{m_2\omega_4^2}\sin\omega_4t_4 - \frac{A_{24}}{m_2\omega_4^2},$$

$$F_{24k} = F_{250} = A_{24}\cos\omega_4t_4 + B_{24}\sin\omega_4t_4 + D_{24},$$

$$\dot{x}_{14k} = x_{150} = x_{140} + \frac{P}{m_1}t_4,$$

$$\dot{x}_{24k} = \dot{x}_{250} = \dot{x}_4 - \frac{Wt_4}{m_2 + m_3} - \frac{A_{24}}{m_2\omega_4}\sin\omega_4t_4 + \frac{B_{24}}{m_2\omega_4}\cos\omega_4t_4.$$

4.3 Динаміка встановленого руху вантажного візка з урахуванням пружного елемента ходового колеса мостового крана

При врахуванні гнучкого підвісу вантажу ми будемо мати трьохмасову схему (рис. 4.1).

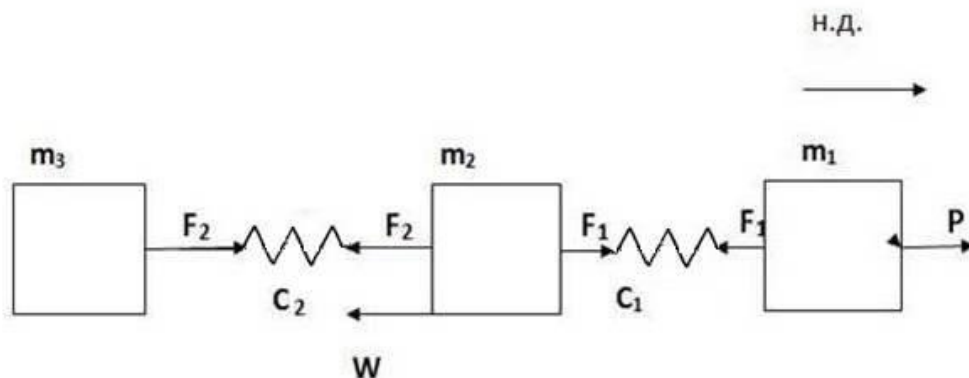


Рис. 4.1 Трьохмасова схема

де m_1 – маса частин, які обертаються (маса мотора двигуна та інших частин, в основному моторної муфти і гальмівного шківів);

m_2 – приведена маса частин, які поступально рухаються;

m_3 – маса вантажу;

C_1 – коефіцієнт жорсткості тихохідного трансмісійного валу;

C_2 – жорсткість іншого пружного зв'язку.

Привод механізму пересування вантажного візка розташований, як правило, посередині колії візка. Рух на ведучі колеса передається за допомогою трансмісійного валу. При детальному дослідженні динаміки механізму пересування можливо використовувати розрахункову схему з трьома масами і двома пружними зв'язками. Можна привести всі параметри до ходової частини візка і вантажу, тоді ми отримаємо схему поступового руху (рис. 4.1), де m_1 – маса частин, які обертаються (маса ротора двигуна і інших частин, в основному моторної муфти і гальмівного шківів), m_2 – приведена маса частин, які поступово рухаються, m_3 – маса вантажу, C_1 – коефіцієнт жорсткості тихохідного трансмісійного валу, C_2 – жорсткість другого пружного зв'язку.

Після підстановки рівнянь (4.2) у систему (4.1) отримаємо [88]

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = P - W - C_1 (x_1 - x_2) \\ m_2 \ddot{x}_2 = C_1 (x_1 - x_2) - C_2 (x_2 - x_3) \\ m_3 \ddot{x}_3 = C_2 (x_2 - x_3) \end{cases} \quad (4.10)$$

Після вирішення системи (4.10) отримаємо диференціальне рівняння [89]

$$\ddot{\ddot{x}}_1 + a_1 \ddot{x}_1 + a_2 x_1 = a_3, \quad (4.11)$$

де

$$a_1 = \frac{m_1}{2} \left(\frac{C_1}{m_1} + \frac{C_1 + C_2}{m_2} \right) + \frac{m_1 (C_1 + C_2)}{2m_2},$$

$$a_2 = \frac{C_1}{2} \left(\frac{2C_1}{m_1} + \frac{2C_2 + C_1}{m_2} \right),$$

$$a_3 = \frac{P - W}{2} \left(\frac{C_1 + C_2}{m_2} - \frac{C_1}{m_1} \right).$$

Рішення рівняння (4.11) будемо шукати у вигляді

$$x_1 = A_1 \sin k_1 t + A_2 \cos k_2 t + A_3 \sin k_3 t + A_4 \cos k_4 t + x_{1\text{hast}}, \quad (4.12)$$

де $x_{1\text{hast}} = \frac{a_3}{a_2},$

$$k_{1,2,3,4} = \pm \sqrt{-\frac{a_1}{2} \pm \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}}.$$

Коефіцієнти A_1, A_2 визначаємо, використовуючи початкові умови

$$x_1(0) = 0, \dot{x}_1(0) = 0,$$

$$\ddot{x}_1(0) = 0, x_2(0) = 0.$$

Знаходимо коефіцієнти

$$A_3 = A_4 = 0,$$

$$A_1 = -\frac{a_3 k_2^2}{a_2 (k_2^2 - k_1^2)}, \quad A_2 = \frac{a_3 k_1^2}{k_2^2 - k_1^2}.$$

Після цього рівняння (4.12) приймає вид

$$x_1 = \frac{a_3}{a_2} \left[1 - \frac{1}{k_2^2 - k_1^2} (k_2^2 \cos k_1 t - k_1^2 \cos k_2 t) \right]. \quad (4.13)$$

Рівняння руху для другої і третьої мас будуть складати

$$x_2 = \frac{a_3}{a_2} \left\{ 1 + \frac{1}{k_2^2 - k_1^2} \left[k_2^2 \left(\frac{m_1 k_1^2}{C_1} - 1 \right) \cos k_1 t - k_1^2 \left(\frac{m_1 k_1^2}{C_1} - 1 \right) \cos k_2 t \right] \right\} - \frac{P - W}{C_1}. \quad (4.14)$$

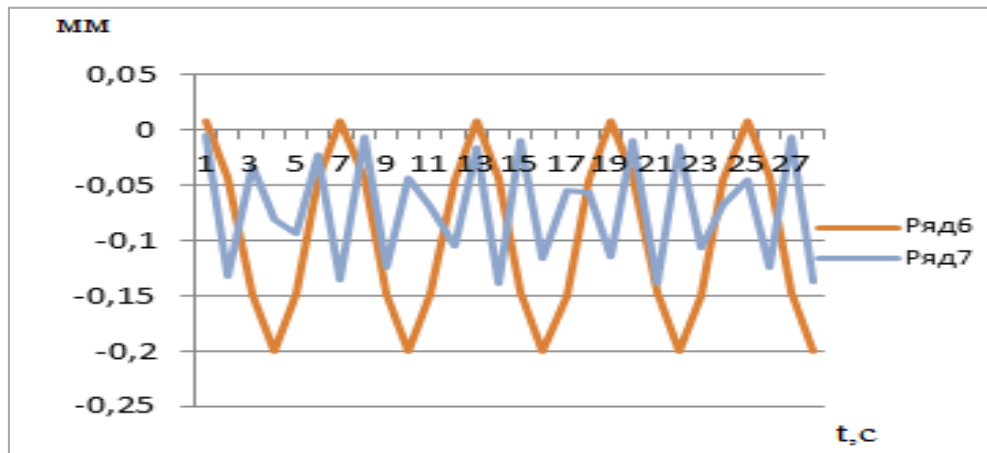


Рис. 4.4 Графік коливання x_2

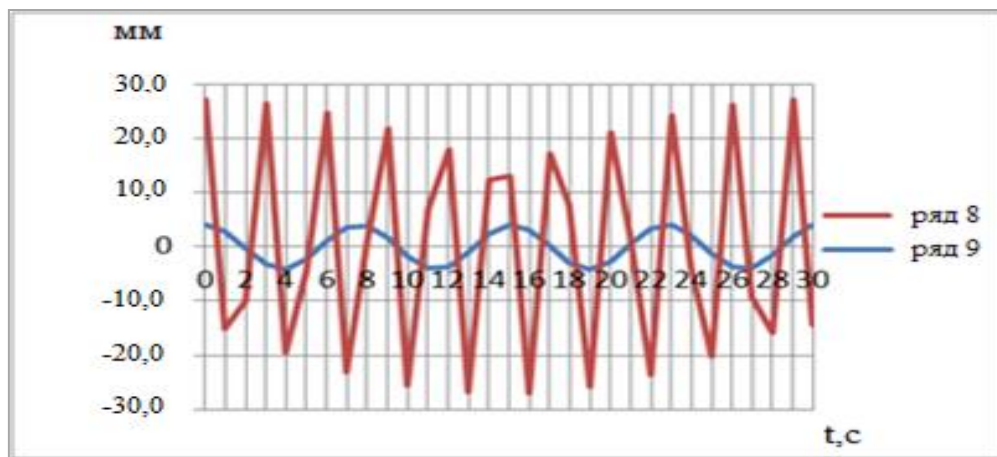
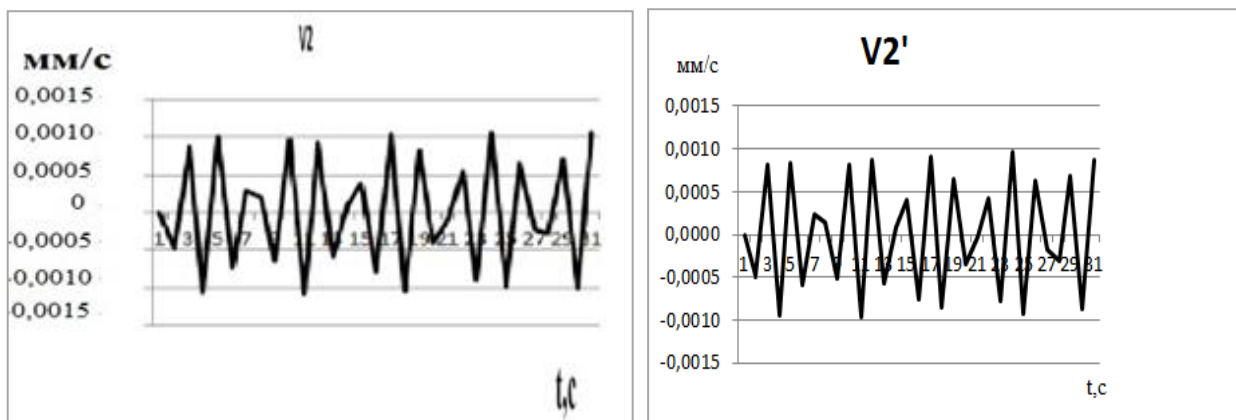


Рис. 4.5 Графік коливання x_3



а

б

Рис. 4.6 Швидкість коливання металоконструкції
(а – штатне ходове колесо; б – ходове колесо з пружною вставкою)

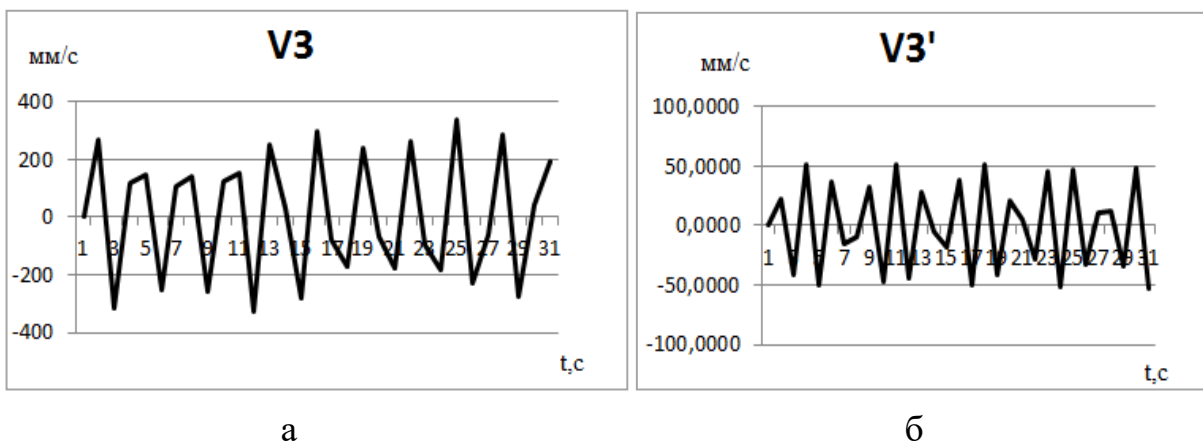


Рис. 4.7 Швидкість коливання вантажу
(а – штатне ходове колесо; б – ходове колесо з пружною вставкою)

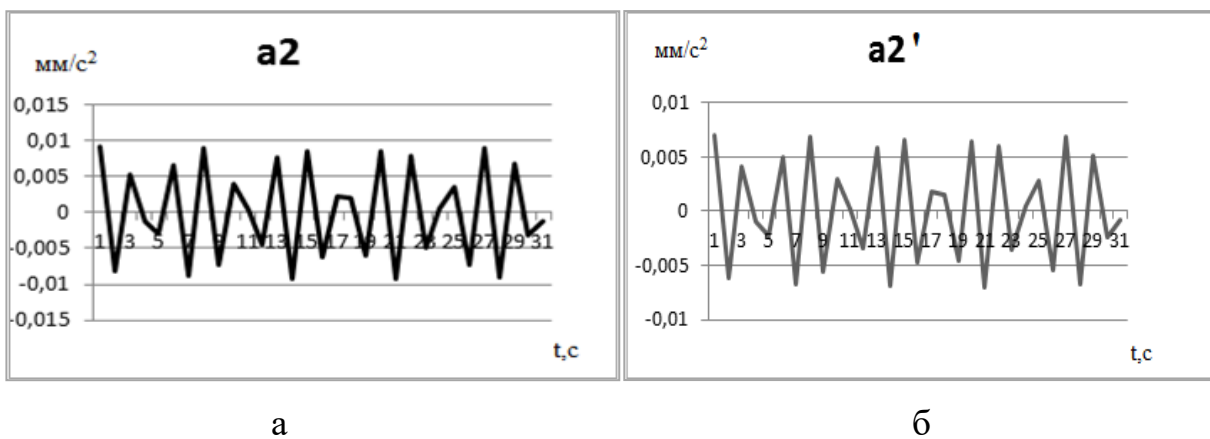


Рис. 4.8 Прискорення коливання металоконструкції
(а – штатне ходове колесо; б – ходове колесо з пружною вставкою)

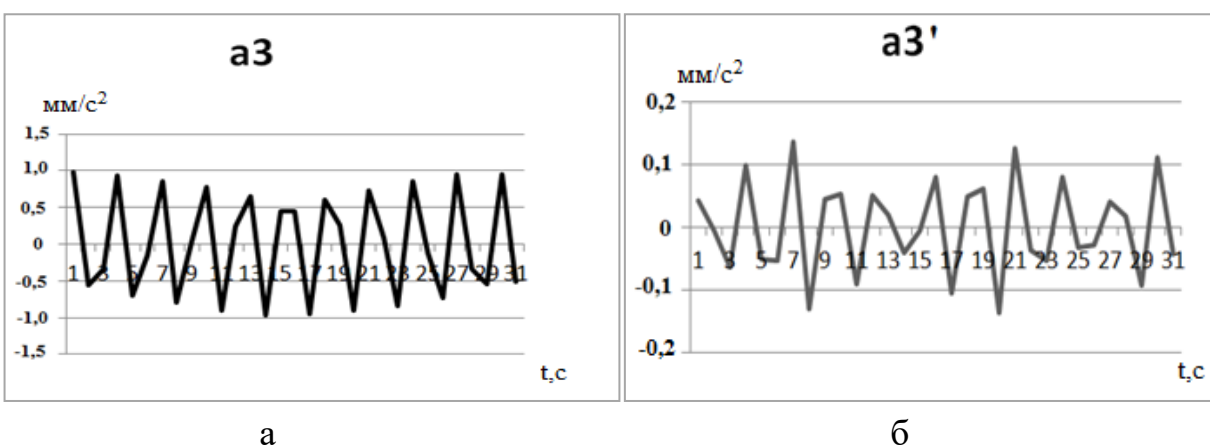


Рис. 4.9 Прискорення коливання вантажу
(а – штатне ходове колесо; б – ходове колесо з пружною вставкою)

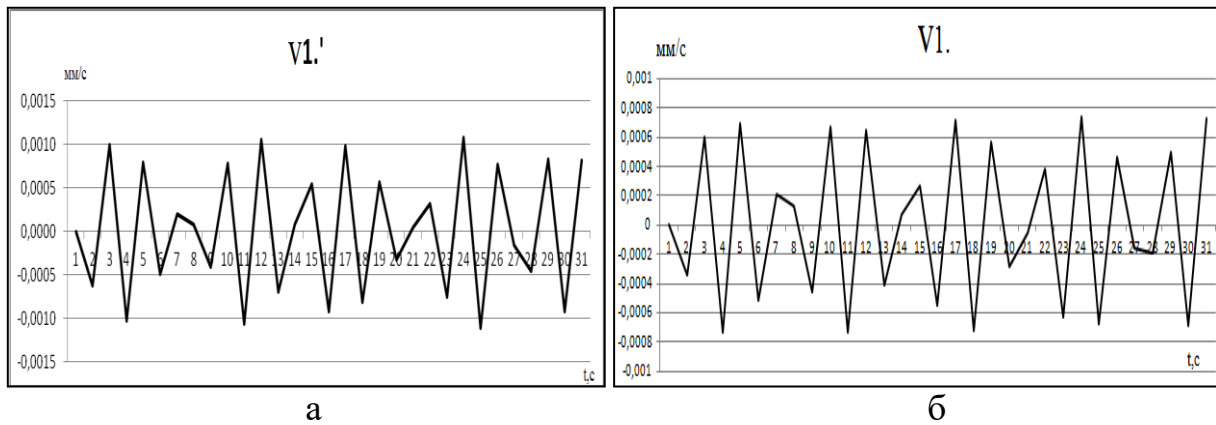


Рис. 4.10 Швидкість коливання механізму пересування вантажного візка (а – штатне ходове колесо; б - ходове колесо з пружною вставкою)

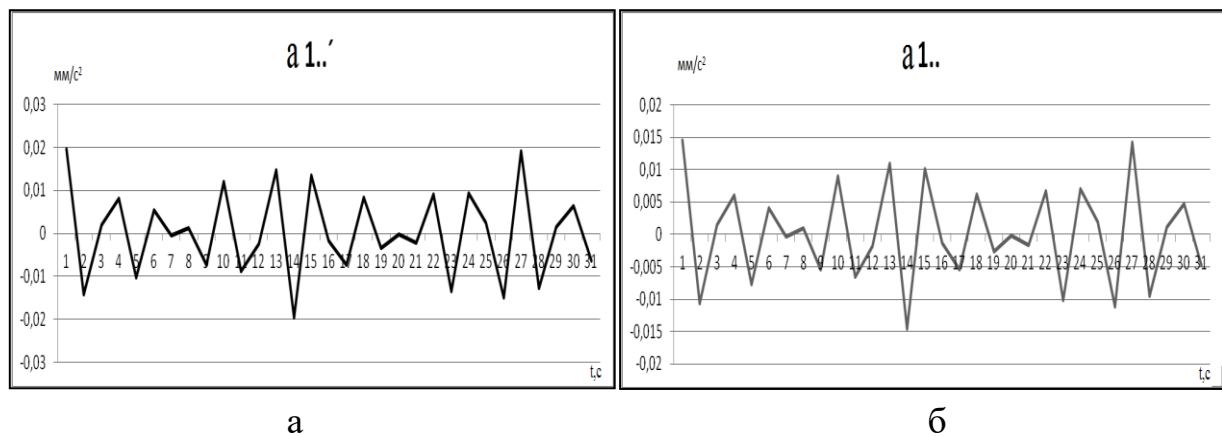


Рис. 4.11 Прискорення коливання механізму пересування вантажного візка (а – штатне ходове колесо; б - ходове колесо з пружною вставкою)

Як бачимо, при застосуванні ходових коліс з пружним кільцем на вантажному візку швидкість коливань вантажу зменшується в 4.8 рази, прискорення – в 6.0 разів, швидкість коливань металоконструкцій зменшується в 1,2 рази, прискорення в 1.43 рази.

Отримані рішення трьох масової системи дає можливість точно визначати параметри динамічних складових навантажень при пересуванні ходових кранових коліс вантажних візків кранів мостового типу.

Висновки по розділу 4

1. Отримане рішення трьох масової динамічної схеми пересування вантажного візка.
2. Аналіз отриманих рішень показав, що при застосуванні ходового колеса з пружним кільцем, динамічні фактори при пересуванні вантажного візка зменшуються.

РОЗДІЛ 5

ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ХОДОВИХ КОЛІС ВАНТАЖНОГО ВІЗКА МОСТОВОГО КРАНА

5.1 Визначення напружень у зоні контакту ходових коліс вантажного візка і рейками

Попередньо колеса і рейки вибирають виходячи з максимального статичного навантаження P (без урахування динамічних навантажень і вітрового навантаження).

Ходові колеса повинні відповідати умові міцності по контактним напруженням [20]

$$\sigma \leq [\sigma].$$

Напруження в контактні обіді колеса і рейки з плоскою головкою

$$\sigma = 505 \sqrt{\frac{K_D P}{BD}}, \quad (5.1)$$

де P – максимальна статичне навантаження на колесо, кН;

D – діаметр колеса, см;

K_D – динамічний коефіцієнт.

$$K_D = 1 + av,$$

де v – швидкість пересування, м/с;

$a = 0,1; 0,15; 0,2; 0,25$ відповідно для укладання рейок на шпали, баласт, металеві балки, залізобетонні балки і масивний фундамент;

D – діаметр ходового колеса, см;

B – розрахункова ширина плоскої рейки;

P – максимальна статичне навантаження на колесо.

Допустиме напруження σ визначається залежно від твердості поверхні колеса HV і наведеного числа обертів колеса.

Нами був проведений експеримент на самохідному візку (рис. 5.1), що пересувається по рейковому шляху [90]. Для експерименту були обрані одноробордні (рис. 5.2) і безробордні (рис. 5.3) ходові колеса з конічним ободом. На дисках коліс були наклеєні датчики базою 10 мм, опором 100 Ом, показання з яких знімалися за допомогою приладу ZETLAB (рис. 5.4).



Рис. 5.1 Самохідний візок



Рис. 5.2 Колесо одноробордне з конічним ободом

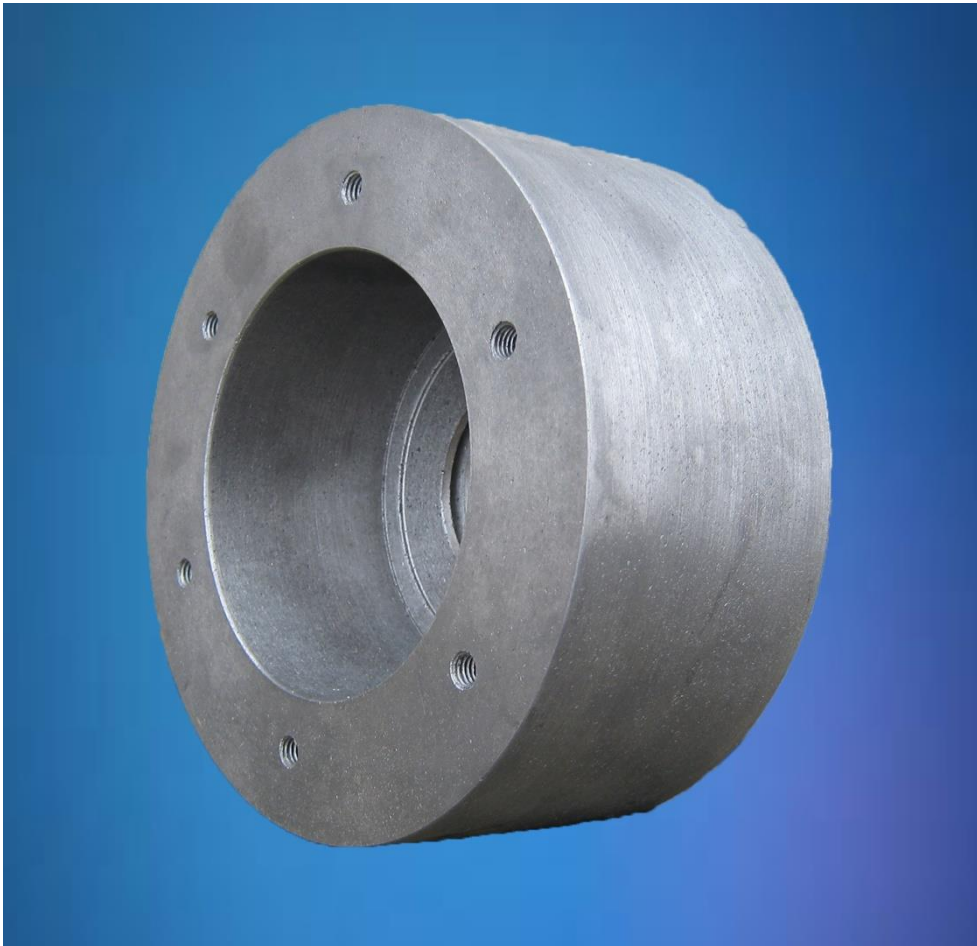


Рис. 5.3 Колесо безребордне з конічним ободом

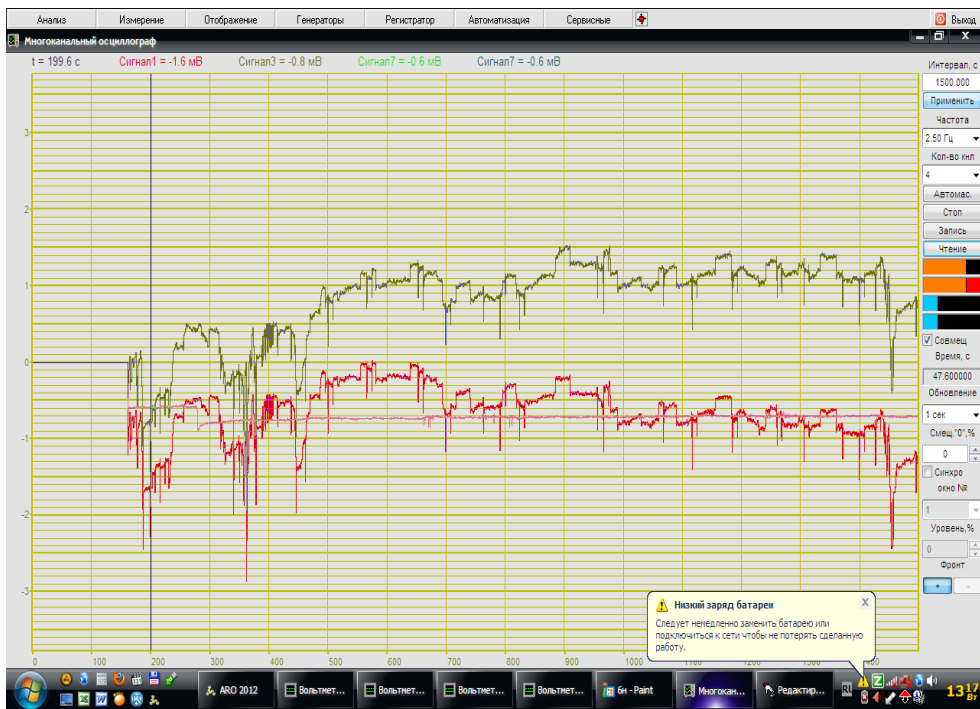


Рис. 5.4 Экспериментальні дані

Для даної схеми напівмостів:

$$l_0 = \left(\frac{(1+V) \cdot E}{4} \right) \cdot K_s \cdot \varepsilon_0, \quad (5.2)$$

$$l_0 = \left(\frac{E}{2} \right) \cdot K_s \cdot \varepsilon_0, \quad (5.3)$$

де ε_0 - деформація. Висловлюємо ε_0 з (5.2) та (5.3)

$$\varepsilon_0 = \frac{4 \cdot l_0}{(1+V) \cdot E \cdot K_s},$$

$$\varepsilon_0 = \frac{2 \cdot l_0}{E \cdot K_s}.$$

Навантаження на візок (рис. 5.5):

$Q=125$ кг; $R=92,5$ мм.

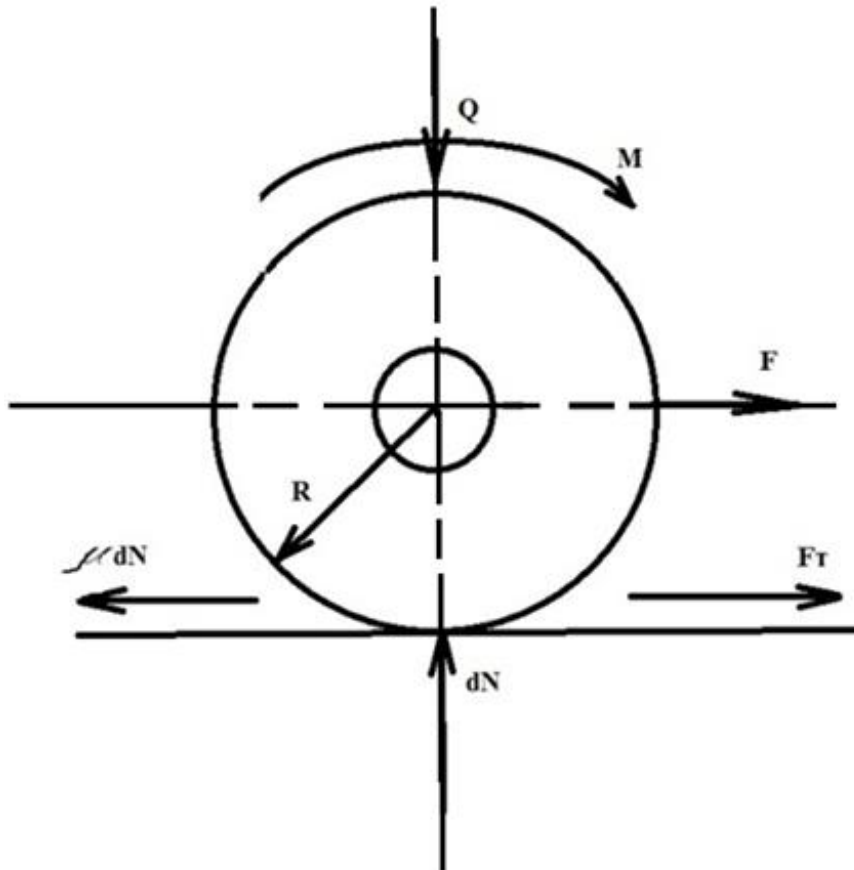


Рис. 5.5 Напруження в ободі колеса

Сигнал 1 – 1-2д.; Сигнал 2 – 3-4д.; Сигнал 3 – 5-6д.; Сигнал 4 – 7-8д.;

V – коефіцієнт Пуасона, $V=0,3 \div 0,1$.

Досліджуємо отримані графіки в залежності від часу програми навантаження [92].

Розіб'ємо на: початок ходу (1); хід (2); зупинка ходу (3); зворотний хід (4); зупинка (5) (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 Експериментальні дані

Назва етапу	Напруга в мВ max		Напруга в мВ min		Час, сек
	Сигнал 1 l_0	Сигнал 2 l_0	Сигнал 1 l_0	Сигнал 2 l_0	
1	1,2	1,5	0	0,1	8
2	1	1,5	1	1,3	30
3	1	1,5	0,8	1,3	10
4	1,3	1,7	1,2	1,6	30
5	1	1,4	0,3	0,5	8

Знайдемо відносну деформацію (рис. 5.6) за максимальним навантаженням (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 Деформація в диску колеса

Сигнал 1	Сигнал 2
$18 \cdot 10^{-4}$	$115 \cdot 10^{-4}$
$26,6 \cdot 10^{-4}$	$215 \cdot 10^{-4}$
$36,6 \cdot 10^{-4}$	$315 \cdot 10^{-4}$
$48,6 \cdot 10^{-4}$	$417 \cdot 10^{-4}$
$56,6 \cdot 10^{-4}$	$514 \cdot 10^{-4}$

Абсолютна деформація $\varepsilon_0 = \frac{dl}{l} = \frac{\varepsilon_0}{l_g}$

Напруга в точці $\delta = E \cdot \varepsilon_0$

Проведено порівняння розрахункових значень напружень, які виникають в диску ходового колеса і експериментальних значень. Експеримент показав (табл. 5.3), що дійсні напруження значно менші (майже в 1,5 рази) тих, що визначаються за діючими методиками (рис. 5.7).

Таблиця 5.3 Напруження в диску колеса

Сигнал 1	Сигнал 2
9 МПа	16,7 МПа
7,2 МПа	16,7 МПа
7,2 МПа	16,7 МПа
9,5 МПа	18,2 МПа
7,2 МПа	15,4 МПа

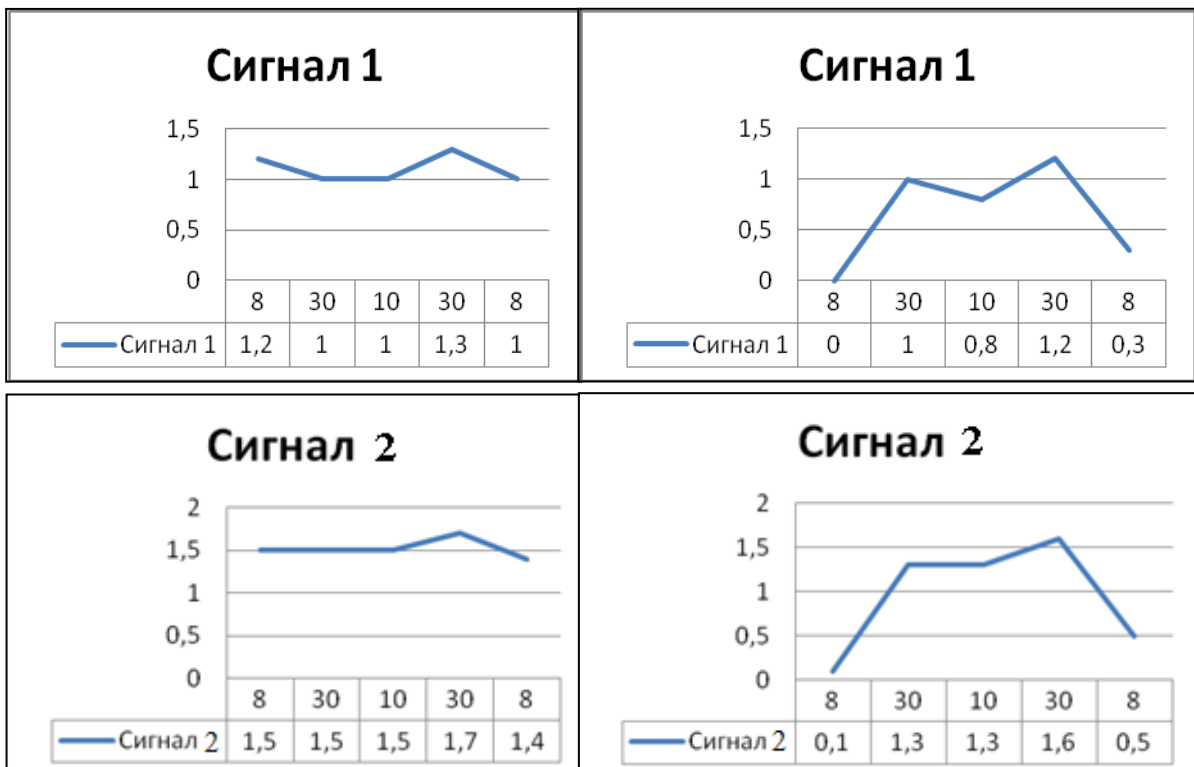


Рис. 5.6 Деформації в ободі колеса

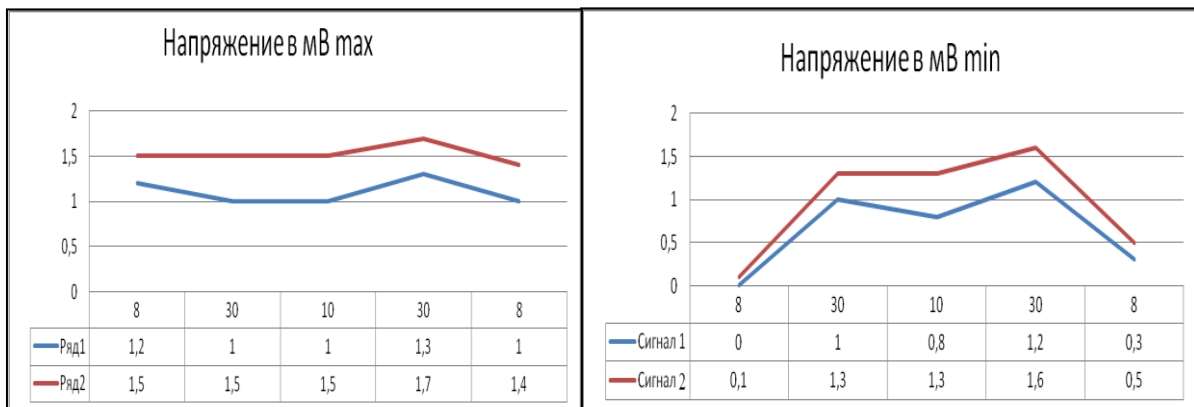


Рис. 5.7 Дані напружень, які отримані експериментально

5.2 Вибір метода діагностування кранових ходових коліс

З'ясування виникнення дефекту коліс та рейок в основному проводиться двома методами - при появі ударних імпульсів і по збільшеному фону вібрації. Практично іде процес “сухого” тертя кочення і це значить, що метод ударних імпульсів для діагностики стану коліс і рейкового шляху може застосовуватися лише в деяких випадках у вигляді крайнього зносу пар тертя колеса і рейки. Тобто, метод спектрального аналізу коливань потужності випадкової вібрації, успішно може застосовуватися для діагностики стану рейкового шляху і кранового колеса.

В загальному випадку можна виділити наступні методи оцінки технічного стану вузлів і механізмів і пошуку дефектів:

- по загальному рівню вібрації;
- по середньому квадратичному значенню (СКЗ) віброшвидкості;
- по спектру вібросигналу;
- по співвідношенню пік/фон вібросигналу;
- по спектру огинаючої сигналу.

Метод діагностики по загальному рівню вібрації дає змогу простої оцінки загального технічного стану. Така діагностика дає можливість визначити дефекти тільки на самій останній стадії розвитку, коли вони приводять або уже привели до часткового руйнування поверхні кочення колеса і поверхні рейки, тобто, до підвищенню загального рівня вібрації.

Критерії оцінки роботоздатності повністю орієнтовані на відповідні нормативні рівні вібрації для досліджуваної пари тертя. Дефектною вважається така пара тертя, вібрація якої перевищує загальну норму. При визначенні підвищеного загального рівня вібрації обслуговуючому персоналу необхідно прийняти рішення про заміну деталей або вузла для подовження його експлуатації.

Перевагою цього метода являється так же те, що його застосування не потребує практично ніякого додаткового обладнання і підготовки обслуговуючого персоналу. Вартість технічного обладнання і витрат на його впровадження мінімальні.

Метод діагностики по СКЗ віброшвидкості дозволяє виявити дефекти на самих останніх стадіях їх розвитку, коли загальний рівень значно зростає. По суті застосування мало відрізняється від попереднього метода, але являється більш точним внаслідок застосування більш чутливого обладнання. Крім цього він потребує мінімальних витрат для впровадження і нема необхідності для спеціальної підготовки персоналу.

Метод діагностики по спектру вібросигналу, у порівнянні з попередніми методами, дозволяє виявити наряду з дефектами основних вузлів, дефекти відповідних вузлів і механізмів. Він дозволяє почати діагностику розвитку дефектів приблизно з середини другої стадії розвитку, коли енергія резонансних коливань зростає настільки, що стає помітна в загальній картині частотного розподілення вібросигналу. Для реалізації

даного метода необхідний хороший спектроаналізатор і підготовлений персонал.

Метод діагностики по відношенню пік/фон розроблявся деякими фірмами і має різні найменування:

- HFD (High Frequency Detection – метод виявлення високочастотного сигналу);
- SPM (Shock Pulse Measurement – метод вимірювання ударних імпульсів);
- SE (Spike Energy – метод вимірювання енергії імпульса).

Кращі різновидності даного метода дозволяють виявити дефекти на достатньо ранніх стадіях розвитку. Прибори, які реалізують данні методи діагностики, достатньо прості і дешеві.

Метод діагностики по спектру огинаючої сигналу дозволяє виявити дефекти на самих ранніх стадіях розвитку, починаючи з виходу дефекту на поверхню тіл кочення. Основою даного метода являється спеціальний датчик вібросигналу і аналізатор спектра, на який подається сигнал із датчика. В теперішній час цей метод вважається класичним для аналізу вібросигналів як самий ефективний із усіх перелічених методів. Також він дозволяє проводити більш повний аналіз обладнання, що робить його універсальним.

При використанні даного метода можливе поетапне накопичення результатів спектрального аналізу.

Для проведення діагностики стану рейок і кранових коліс вантажопідйомних машин більш всього підходить метод діагностики по спектру огинаючої, яка дозволяє проводити діагностику безпосередньо на працюючій машині з імітацією робочих навантажень. Для реалізації даного метода необхідно використовувати обладнання, яке дозволяє реєструвати і аналізувати частотні характеристики вібрації, які виникають в парі тертя рейка - колесо, з високою точністю і можливістю відсіювання (фільтрації) зовнішніх вібрацій, які знижують точність вимірювання особливо на ранніх стадіях розвитку дефектів.

5.3 Обладнання для проведення експерименту

Експериментальні дослідження проводились на холостих і приводних колесах механізму пересування вантажного візка мостового крана.

Особливості роботи вузлів кранових коліс механізму пересування полягають у наступному:

- швидкість обертання коліс крана і вантажного візка складає не більше 3-5 об/с., що обмежує можливості застосування методів вібродіагностики по високим частотам;
- більшу частину робочого часу механізми пересування мостового крана і вантажного візка знаходяться в режимі прискорення або гальмування, в результаті чого змінюється швидкість обертання кранових коліс, що не дає

можливості чітко визначати основні частоти дефектів в наслідок їх плавної зміни;

- навантаження, які витримує кранове колесо, являється змінним, так як на нього впливає нерівність підкранового шляху, проходження колеса через стики рейок і контакт реборд коліс з рейками;

- час встановленого режиму роботи, при якому надається можливість найбільш якісно провести вібродіагностичне дослідження кранових коліс, обмежене часом, за який проходить 3-7 обороти колеса в залежності від якості рейкового шляху.

Враховуючи ці особливості необхідно підбирати обладнання, в якому мається можливість запису сигналу протягом значного періоду часу, з можливістю наступного перегляду записаного з ціллю виключення хибних сигналів і вибору для аналізу ділянок, при яких кранові колеса обертаються в установлених режимах роботи, що забезпечить найбільшу достовірність дослідження.

Для реєстрації вібрації коліс, які встановлені на візку крана були вибрані два вібродатчика Д 14, які були встановлені в корпус букси кранового колеса і своїми щупами упирались у зовнішнє кільце підшипника кочення (рис. 5.8-5.9).



Рис. 5.8 Установка датчиків реєстрації шуму і вібрації на буксу штатного ходового колеса візка мостового крана

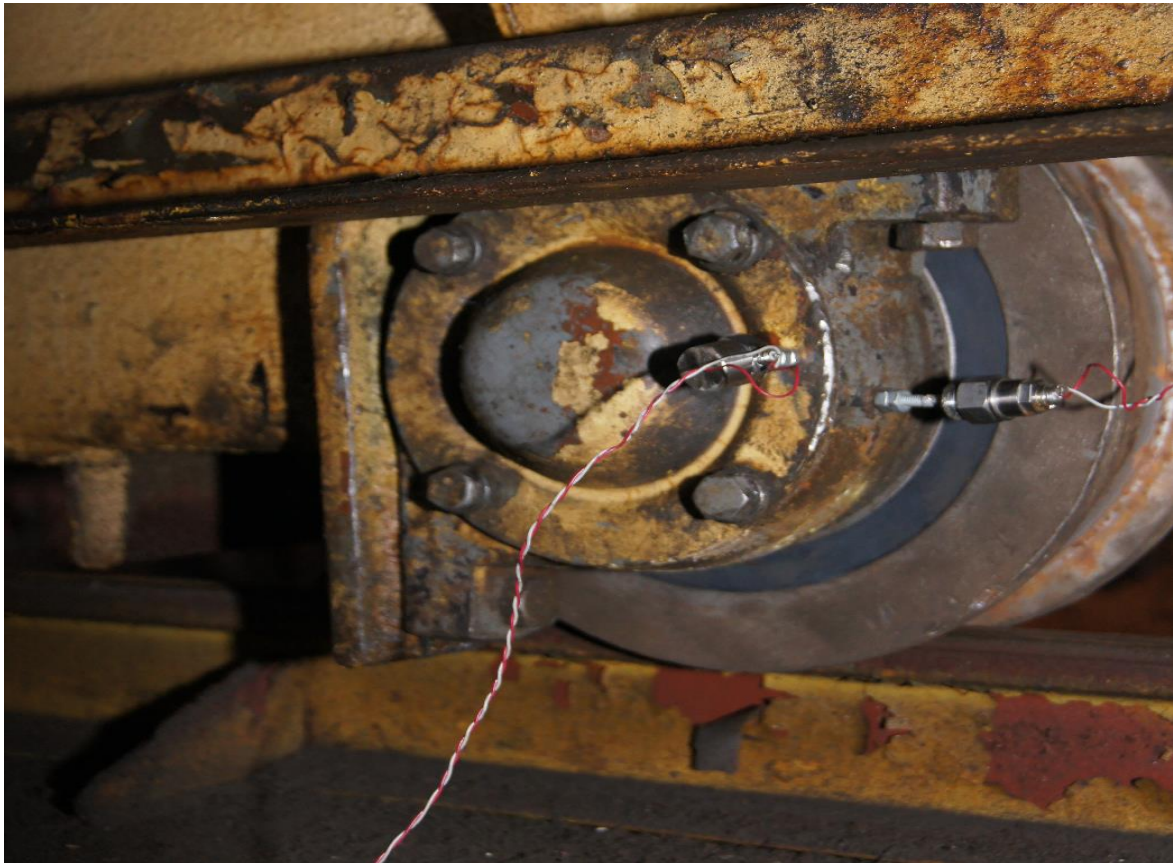


Рис. 5.9 Установка датчиків реєстрації шуму і вібрації на буксу ходового колеса з пружним кільцем візка мостового крана

Перший датчик призначався для фіксування осевої вібрації, а другий для фіксування радіальної вібрації. При цьому була проведена перевірка опорних підшипників по рівню вібрації і проведена заміна зношених підшипників на нові. Сигнал від двох датчиків передавався на посилювач ZETLAB (рис. 5.10) з наступною трансляцією сигналу на аналого-цифровий перетворювач (АЦП). В якості АЦП було використано універсальне ZETLAB, з можливістю оцифровки 14 біт і тактовою частотою 140 кГц яка дозволяє не тільки перетворювати аналоговий сигнал в цифровий, але і цифровий в аналоговий. Реєстрація і первинна обробка результатів експерименту була проведена на комп'ютері, який зібраний на платформі Intel Celeron частотою процесору – 2000 МГц. В комплект вимірювальної і реєструючої апаратури входив двухканальний підсилювач ZETLAB з фіксованими коефіцієнтами підсилення. Також для настройки і перевірки роботоздатності реєструючої апаратури був використаний генератор низької частоти і цифровий мультиметр.

В якості програми для реєстрації і аналізу сигналу була вибрана програма ZETLB, яка дозволяє не тільки відображати сигнал в режимі реального часу з можливістю масштабування, але і дозволяє проводити оцифровку сигналу з можливістю подальшої обробки результатів в різних

стандартах. Також ця програма дозволяє проводити запис сигналу, довжина запису обмежена тільки апаратними можливостями комп'ютера, і об'ємом жорсткого диска.

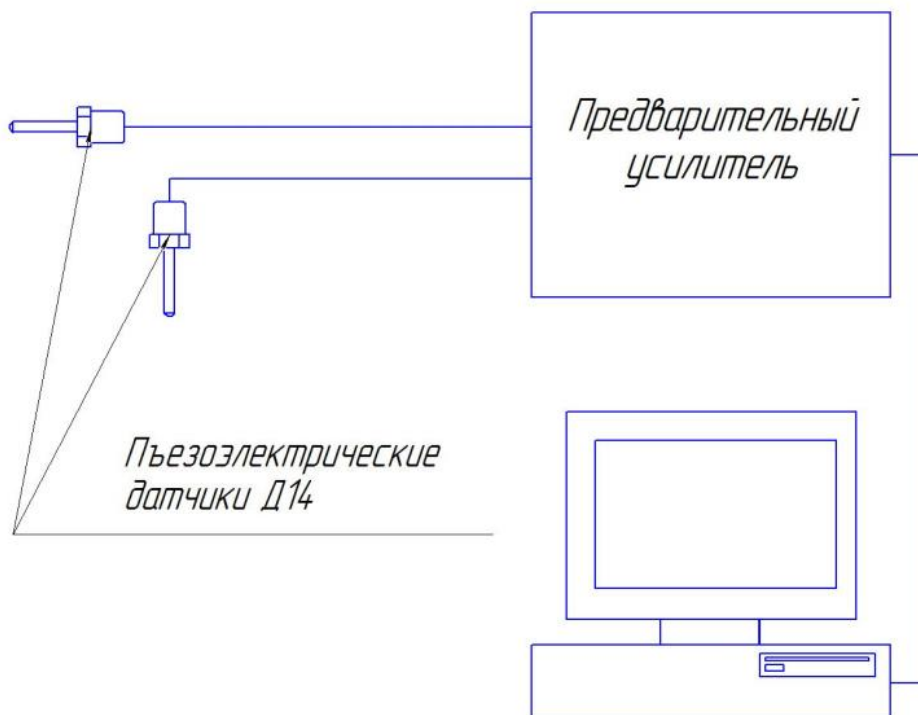


Рис. 5.10 Схема підключення вібродатчиків до АЦП комп'ютера

5.4 Тарировка обладнання для проведення експерименту

Для аналізу експериментальних досліджень необхідно провести тарировання датчиків, що дозволить оцінити рівень сприймання ними вібрації в фізичних величинах. Треба чітко визначити ті фізичні величини, в яких найбільш зручно провести оцінку рівня вібросигналу [89]. Простий вібросигнал представляє собою гармонічні синусоїдальні коливання, які можна записати наступною формулою

$$d = D \cdot \sin(\omega t), \quad (5.4)$$

де d – миттєве зміщення,

D – максимальне зміщення (амплітуда коливання),

ω – кутова (циклічна) частота.

Із (5.2) методом диференціювання отримаємо формули віброшвидкості і віброприскорення:

$$V = \frac{dd}{dt} = \omega D \cos(\omega t), \quad (5.5)$$

$$a = \frac{dV}{dt} = -\omega^2 D \sin(\omega t) \quad (5.6)$$

Відповідно, одиниці вимірювання для цих величин для зміщення d – мм, для віброшвидкості V – мм/с, для віброприскорення a – мм/с². В такому випадку аналіз вібрації можна провести в лінійному масштабі амплітуд, який дає справжнє уявлення про вимірювану амплітуду вібрації. При цьому використовується лінійна амплітудна шкала і це дає змогу дуже легко оцінити саму високу компоненту в спектрі, але менші компоненти можуть бути пропущені або виникнути труднощі при їх оцінці в наслідок того, що другі гармоніки будуть мало відрізнятися від рівня сторонніх шумів машин. В такому випадку важко оцінити вібрацію, яка починається із зародження дефекту в парах тертя рейка – колесо. Тому, для більш точної оцінки краще перейти до логарифмічних амплітуд, які дозволяють оцінити динамічний діапазон приблизно в 100 разів більше, ніж при оцінці в лінійному масштабі.

Найбільш оптимальною одиницею вимірювання шуму вібрації прийнято вважати логарифмічні вимірювання в децибелах. При допомозі даних одиниць можна представити амплітуду, віброшвидкість і віброприскорення використовуючи наступну функцію

$$L = 20Lg \left(\frac{U}{U_0} \right), \quad (5.7)$$

де L – рівень сигналу в дБ;

U – рівень вібрації у звичайних одиницях (амплітуда, віброшвидкість, віброприскорення);

U_0 – опорний рівень, який відповідає 0 дБ.

Відповідно ДСН 3.3.6.039-99 для вимірювання віброшвидкості і віброприскорення прийняті наступні опорні значення вібрації:

$$V_0 = 5 \cdot 10^{-8} \left(\frac{m}{c} \right),$$

$$a_0 = 3 \cdot 10^{-4} \left(\frac{m}{c^2} \right).$$

Цього значення достатньо для визначення в децибелах зміщення швидкості і прискорення при вібрації [91].

Для запобігання помилок між вимірюваннями різних фізичних параметрів вібрації введені наступні одиниці вимірювання:

- одиниці вимірювання зміщення – D дБ (від Displacement – зміщення);
- одиниці вимірювання швидкості – V дБ (від Velocity - швидкість);
- одиниці вимірювання прискорення – A дБ (від Acceleration – прискорення).

В подальшому буде використовуватися тільки рівень вимірювання віброприскорення, так як вібраційний датчик по своїй конструкції являється акселерометром, тобто, робота з віброшвидкістю буде некоректна внаслідок

проведення додаткових математичних перетворювань, які тільки ускладнюють систему тарировки.

Для тарировки вібродатчиків, які були використані при проведенні експерименту, був розроблений стенд на основі істочника сигналу низької частоти, індукційномагнітного вібростолу на основі гучномовця ГДШ 10, і вимірювача гаму і вібрації ВШВ-М3-003, а також вібродатчиків і комп'ютера, за допомогою яких проводився експеримент. Принципова схема представлена на рисунку 5.11.

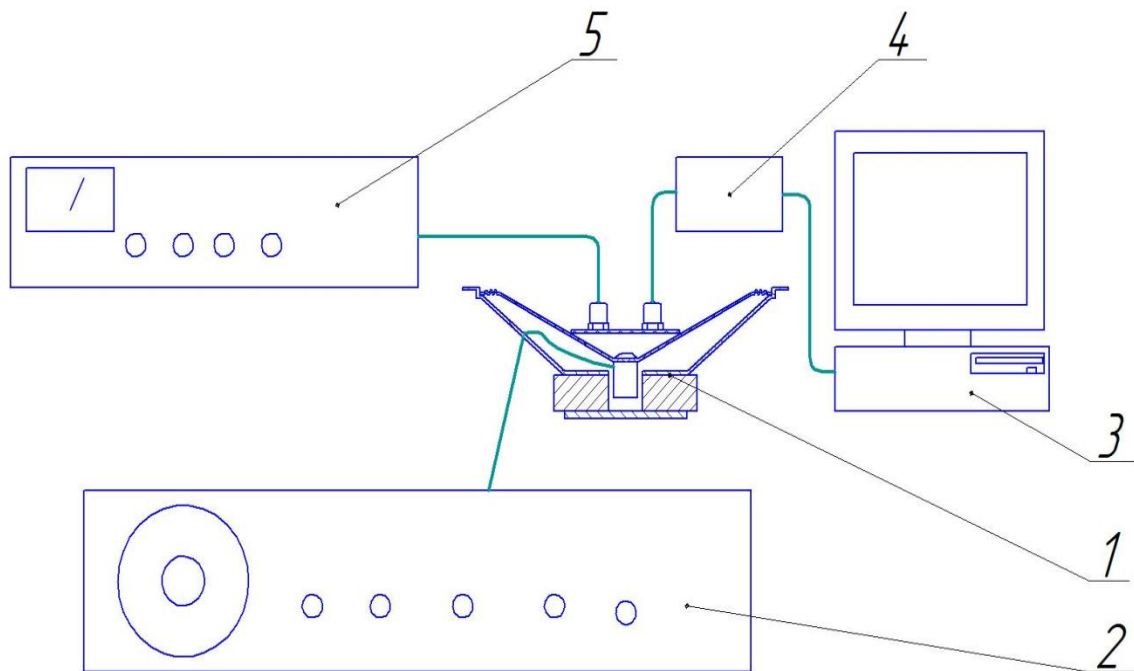


Рис. 5.11 Установка для проведення тарировки вібродатчиків
1 – вібростіл на основі гучномовця ГДШ 10, 2 – генератор низької частоти, 3 – комп'ютер для реєстрації даних, 4 – попередній підсилювач, 5 – віброшумомір ВШВ-М3-003.

Принцип дії даної установки полягає в наступному: за допомогою генератора низької частоти 2, формується базовий електричний сигнал змінного струму низької частоти, який в наступному перетворюється у вібрацію заданої частоти за допомогою вібростола 1. Далі проводиться порівняння показників між даними вібродатчика, який приєднаний до комп'ютеру, і показниками віброшумоміра ВШВ. В результаті аналізу отриманих даних, був отриманий тарировочний графік залежності між показниками віброшумоміра ВШВ і отцифрованих даних спектра вібрації (рис. 5.12).

По осі абсцис відкладені значення віброприскорення. По осі ординат показання вібродатчика.

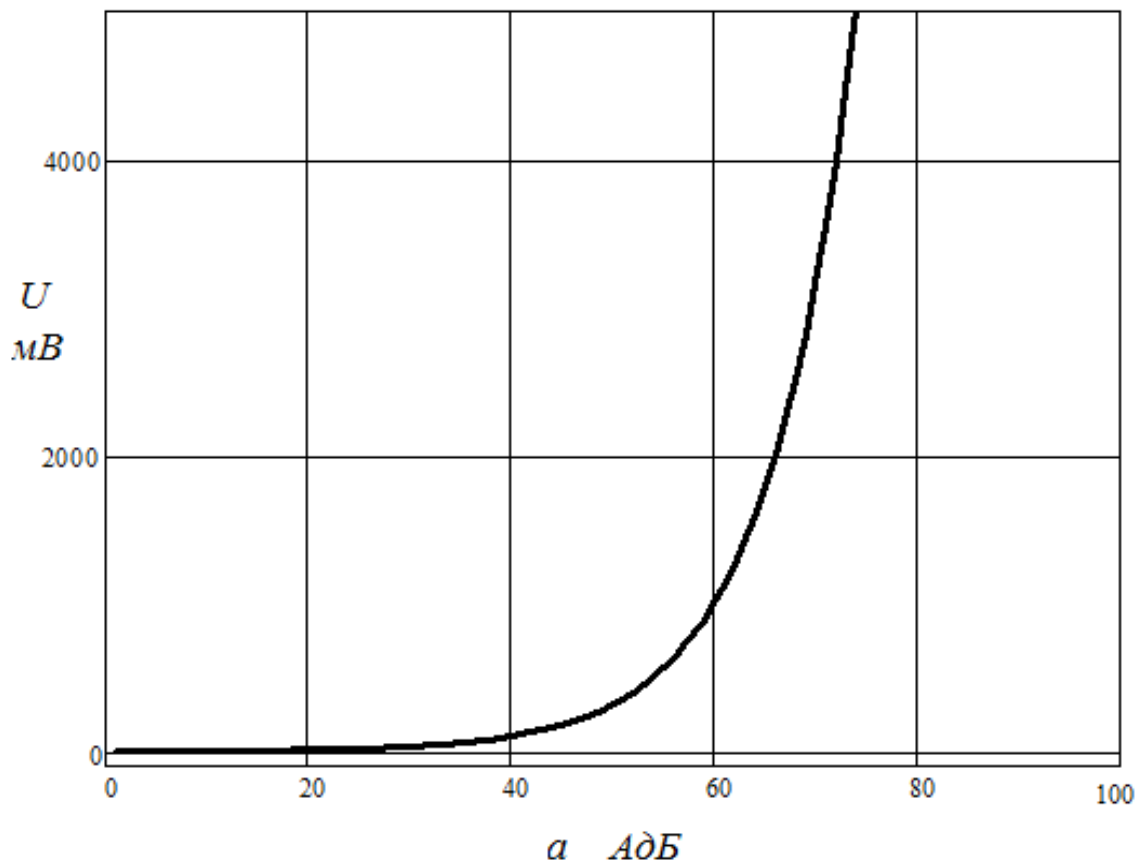


Рис. 5.12 Тарировочний графік

5.5 Результати експериментальних досліджень

В теперішній час, накопичений значний, практичний досвід діагностування стану коліс візків мостових кранів і рейок. Як правило, основною проблемою при діагностуванні стало обмежений час обертання коліс із стабільними навантаженнями і частотою обертання.

Для достатньо повної діагностики коліс треба використовувати спектральний аналіз 3-5 оборотів колеса. В таких гільках промисловості, як енергетика, машинобудування та інші, де машини обертаються із стабільною частотою довгий час, ніяких спеціальних режимів роботи вимірювальної системи застосовувати нема необхідності. Особливості діагностики коліс низько обертових машин в цих гільках мають місце лише в визначенні полоси частоти сигналу вібрації, який використовується для проведення спектрального аналізу і розширення списку діагностичних ознак дефектів.

Важливими критеріями якості діагностики, в тому числі і низько обертових деталей і вузлів, являються ймовірності пропуску сильного дефекту, помилкового виявлення дефекту і правильності визначення виду дефекту. Якщо перші два показника визначають ефективність

діагностування, то останній – ефективність довгострокового прогнозу, тривалість якого прямо пов'язане як з глибиною, так і з видом дефектів, які розвиваються.

Найбільш високі показники, які складають менш трьох відсотків для суми ймовірностей пропуску сильного дефекту і помилкової тривоги, досягаються при періодичному вимірюванні спектра вібрації. При інтервалах між вимірюваннями порядку 10% від очікуваного ресурсу забезпечується і довгостроковий прогноз безаварійної роботи, і, після того, як в деталі або з'являються розвинуті дефекти, прогноз остаточного ресурсу. Останній ймовірно проводити по трендам, які характеризують збільшення спектральних складових вібрації на низьких і, особливо, на середніх частотах.

Високі показники досягаються і при діагностиці по одному вимірюванню спектрів вібрації з наступним порівнянням результатів з даними вимірювань однакових параметрів вібрації групи вузлів ідентичних машин (діагностика по множині). При такому підході знижується, в основному, ймовірність прогнозу остаточного ресурсу при наявності сильних дефектів, але практично зберігається ймовірність діагнозу і прогнозу стану при відсутності розвинутих дефектів.

Наступний напрямок діагностики коліс кранів по одноразовим вимірюванням тільки спектра має меншу ймовірність, ніж наведені вище, але і воно оказується ефективним більш, ніж в 90% практичних задач. При одноразовому вимірюванні спектра вібрації можна зробити дві помилки, а саме, не ідентифікувати дефекти змащення (мастило відсутнє в парі тертя рейка - колесо), які приводять до росту сил тертя і високочастотної вібрації або не розділити групи розвинутих дефектів колеса і рейки, які знаходяться в перед аварійному стані, коли в наслідок відсутності періодичності обертання сили тертя перестають бути періодично модульованими. Але в обох наведених випадках знос коліс і рейок виявляється по підвищеній вібрації (шуму) або температурі. Авторами використовувався метод порівняння рівня шуму і вібрації для нормального завідомо зношеного колеса, які були встановлені на візку мостового крана.

Нами був проведений експеримент на вантажному візку мостового двох балкового крана вантажопідйомністю 5 т, висотою підйому 8 м, прогоном 22,5 м, режимом роботи 5К.

Суть методу ілюструється рисунками, на яких показано спектральний аналіз сигналу високочастотної вібрації при використанні штатного кранового колеса (рис. 5.13) і колеса з пружним кільцем (рис. 5.14), а також сигнал вібрації штатного кранового колеса (рис. 5.15) і колеса з пружним кільцем (рис. 5.16).

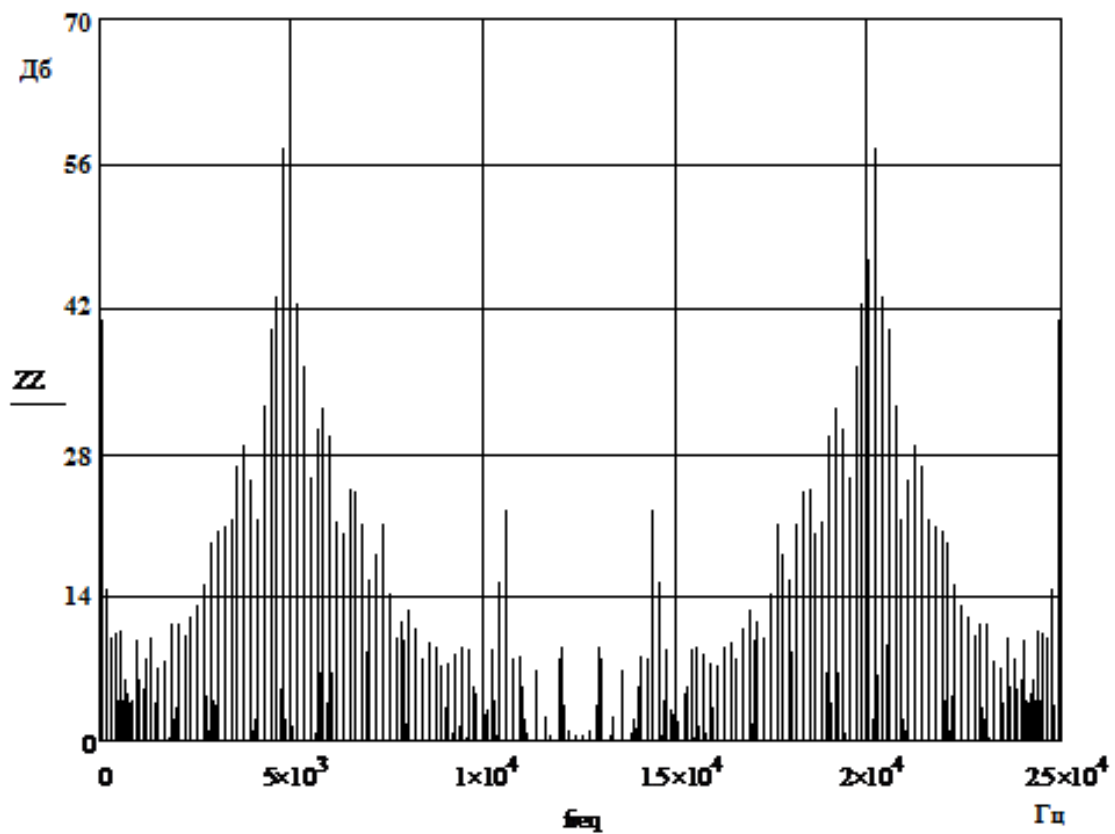


Рис. 5.13 Спектральний аналіз сигналу високочастотної вібрації штатного кранового колеса

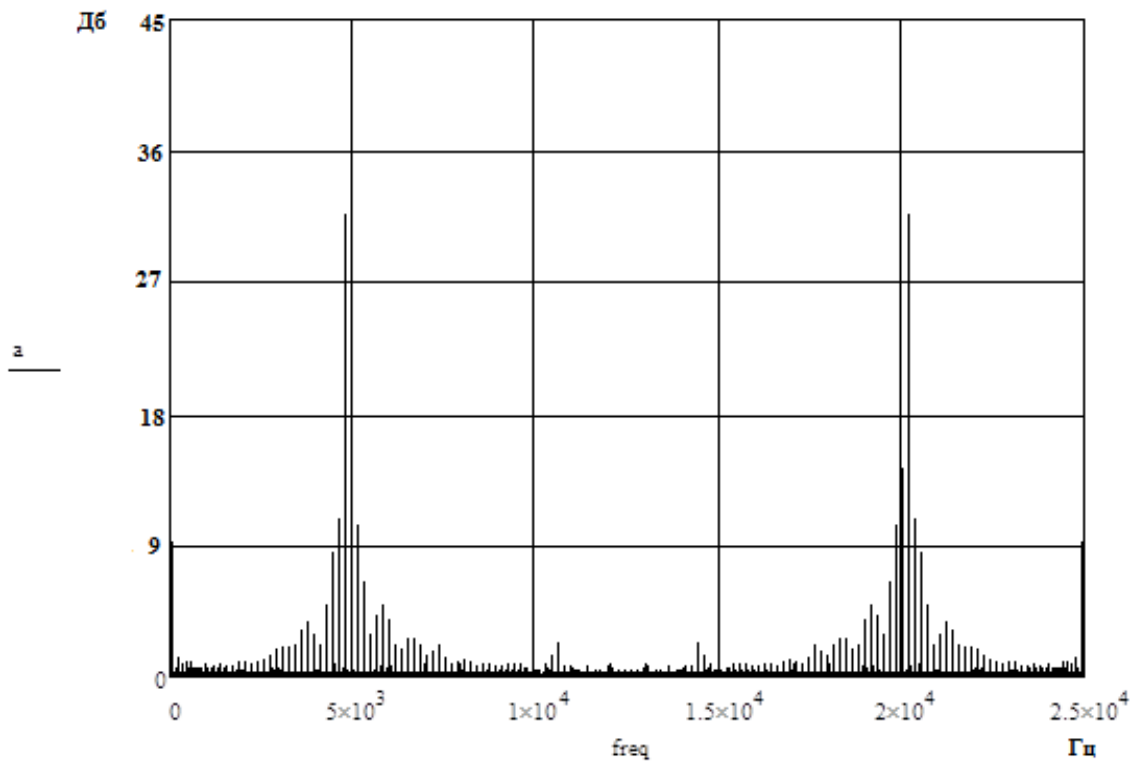


Рис. 5.14 Спектральний аналіз сигналу високочастотної вібрації кранового колеса з пружним кільцем

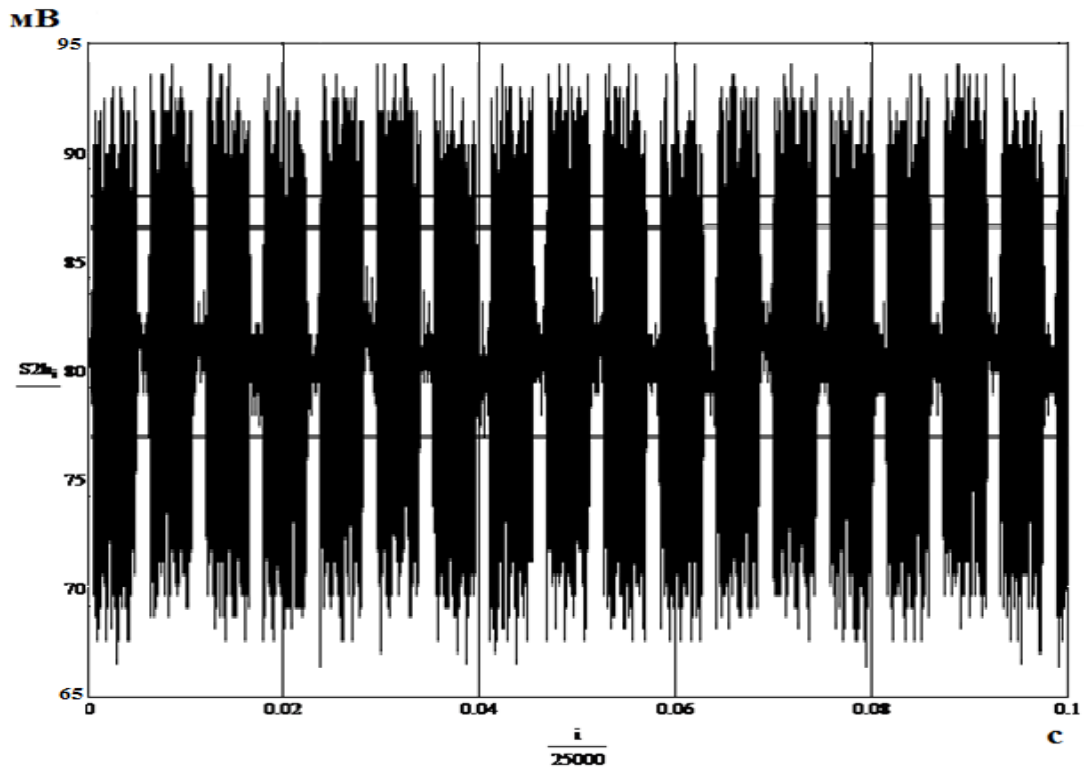


Рис. 5.15 Сигнал вібрації штатного кранового колеса

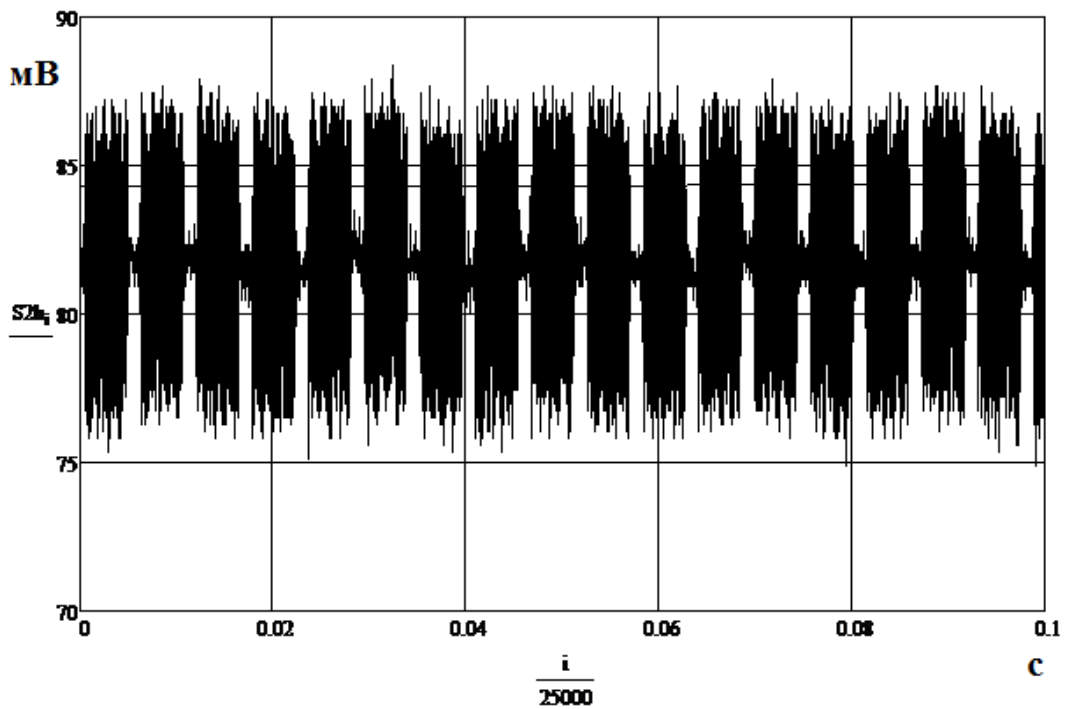


Рис. 5.16 Сигнал вібрації кранового колеса з пружним кільцем

В ходовому колесі з пружним кільцем, потужність сигналу не має періодичних низькочастотних коливань, а в звичайному ходовому колесі ці

коливання достатньо сильні і добре виділяються в спектрі згинаючої у вигляді гармонічних складових.

Метод дозволяє знайти і визначити характер динамічних навантажень, які діють на кранове колесо з боку вантажного візка [93].

Таблиця 5.4 Несущі частоти

n₁	n₂
$4,8 \cdot 10^3$	$2,1 \cdot 10^4$

Таблиця 5.5 Розміри жорсткості

S₁	S₂
$\frac{V \cdot 1000}{n_1} = 0,132$	$\frac{V \cdot 1000}{n_2} = 0,03$

Висновки по розділу 5

1. Проведений експеримент показав, що дійсні напруження в зоні контакту колеса і рейки набагато менше (майже в 1,5 рази), ніж дає розрахункова практика.
2. Експериментально доведено, що ходове колесо з пружною вставкою значно зменшує динамічні навантаження, які виникають під час руху вантажного візка.

ЗАКЛЮЧЕННЯ

В роботі вирішена актуальна наукова задача, яка складається в обґрунтуванні нової конструкції кранового ходового колеса і розробці методики його розрахунку з урахуванням пружного кільця, що дозволяє значно зменшити динамічні навантаження при пересуванні вантажного візка і мосту крана.

На основі проведеного аналізу конструкцій ходових кранових коліс можна зробити висновок, що всі конструкції ходових коліс являються досить жорсткими і не можуть сприймати ті поштовхи і перекоси, які виникають при відхиленні рейкового шляху від рекомендованих значень і приводять до значного зносу реборд і рейок.

Запропонована конструкція кранового ходового колеса з пружним кільцем, розташованим в ободі. Пружне кільце має ступінчасту форму та входить в пази, які нарізані на внутрішній поверхні колеса. Це дозволяє зменшити вібрації при пересуванні коліс за рахунок поглинання динамічних навантажень, до яких призводять поштовхи при русі вантажного візка і кранового мосту.

Циліндричне ходове кранове колесо з пружним кільцем, розглянуто як циліндричну трьохшарову оболонку під дією нерівномірного навантаження, яке відповідає дійсному навантаженню, яке передається на ходове колесо. Отримане рішення дозволяє визначити напружений стан циліндричної оболонки і радіальні переміщення в залежності від закону розподілення навантаження, геометричних розмірів її шарів і модуля зсуву заповнювача, що покращує достовірність проектування і експлуатацію таких конструкцій.

Виведено аналітичні залежності для визначення напружень і поперечних сил, які виникають у процесі роботи ходових кранових коліс. Проведені розрахунки показують, що напружений стан колеса з пружним кільцем менший, ніж в ходовому колесі штатної конструкції. Це пояснюється тим, що застосування пружного кільця приводить до зростання жорсткості згину зовнішнього кільця оболонки.

Отримане рішення трьохмасової динамічної схеми пересування вантажного візка з колесами, які мають пружні кільця. Порівняльні розрахунки, які були проведені для мостового двох балочного крану вантажопідйомністю 5 т, прогоном 22,5 м, висотою підйому 8 м, режимом роботи 7 К, показали, що при застосуванні ходових коліс з пружним кільцем на вантажному візку зменшується швидкість коливань вантажу в 4,8 рази, прискорень в 6,0 разів, швидкість коливань металоконструкцій зменшується в 1,2 рази, прискорень в 1,43 рази.

Проведені експерименти на самохідному візку показали, що дійсні напруження набагато менші (приблизно в 1,5 рази), ніж дає розрахункова практика.

Експериментально доведено, що ходове колесо з пружним кільцем значно зменшує (в 1,8 рази) динамічні навантаження, які виникають під час руху вантажного візка.

Аналіз отриманих рішень показав, що застосування ходового колеса з пружним кільцем підвищує роботоздатність механізму пересування за рахунок зменшення динамічних сил. Коефіцієнт динамічності штатного ходового колеса 1,65, а ходового колеса з пружною вставкою 1,1.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ковальский Б.С. Грузоподъемные краны. Передвижение кранов / Б.С. Ковальский – Харьков, ХВКИУ, 1963 – 216 с.
2. Ковальский Б.С. О применении конических ходовых колес на мостовых кранах / Б.С. Ковальский – М., Вестник машиностроения, 1978. – № 6 – С. 9–11.
3. Ковальский Б.С. Вопросы передвижения мостовых кранов / Б.С. Ковальский – Луганск, ВГУ, 1998 – 39 с.
4. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие / Б.С. Ковальский – Харьков, ХВКИУ, 1967 – 105 с.
5. Ковальский Б.С. Механическое оборудование. Элементы грузоподъемных устройств / Б.С. Ковальский. – Харьков. : ХВКИУ, 1971. – 340 с.
6. Ковальский Б.С. Допускаемые нагрузки крановых ходовых колес / Подъемно-транспортное оборудование, – вып.14. – К., Техника, – 1983. – С. 9–13.
7. Ковальский Б.С. Глубинная текучесть стали при местном сжатии / Б.С. Ковальский // Научные записки ХАИ, т. 3, вып. 1(7), 1940. – 32 с.
8. Ковальский Б.С. Напряжения на площадке местного сжатия при учете силы трения / Б.С. Ковальский. – Изд. АН СССР ОНТ № 9, 1942. – 65 с.
9. Абрамович И.И. Козловые краны общего назначения / И.И. Абрамович, Г.А. Котельников. – М. : Машиностроение, 1983. – 223с.
10. Абрамович И.И. Облегченные конструкции в современном краностроении / И.И. Абрамович // Подъемно-транспортное машиностроение. – М. : ВИНТИ АН ССР, 1984. – 40 с.
11. Абрамович И.И. Грузоподъемные краны / И.И. Абрамович, В.Н. Березин, А.Г. Яуре. Справочник – М. : Машиностроение, 1989. – 360 с.
12. Иванов В.Н. О перекосе крановых ходовых колес и способе устранения его в условиях эксплуатации крана / В.Н. Иванов // Подъемно-транспортное оборуд.: – К. : Техника, 1980. – № 11. – С. 10–13.
13. Иванов В.Н. Особенности использования конических приводных колес на мостовых кранах с отдельным приводом механизма передвижения // Подъемно-транспортное оборудование, – вып. 20. – К., Техника, – 1989. – С. 23–26.
14. Балашов В.П. Экспериментальное исследование поперечных сил при движении литейного крана г/п 100т с безребордными колесами / В.П. Балашов // Труды ВНИИПТМАШ.: – М. : 1962. – С. 44–46.
15. Шеффлер М. Основы расчета конструирования подъемно-

- транспортных машин / М. Шеффлер, Г. Пайер, Ф. Курт – М. Машиностроение, 1980. – 256 с.
16. Scheffler M., Pajer G., Kurth F. Grundladen der Fordertechnik. Berlin, 1973. – 403 s.
 17. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М.М. Гохберг – Л. Машиностроение, 1976. – 456 с.
 18. Гохберг М.М. О динамических воздействиях на металлические конструкции кранов, возникающих при их передвижении. – В кн. : Труды ЛПИ им. Н.И. Калинина, 1954, № 3, с.17 – 41.
 19. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. – Харків: НТУ «ХП», 2006. – 300 с.
 20. Спицына И.О. Повышение долговечности крановых ходовых колес / И.О. Спицына // Вестник машиностроения, 1973. № 3. – С. 30–37.
 21. Спицына Д.Н. Исследование динамики кранов с жестким подвесом груза при движении их по неровностям пути / Д.Н. Спицына, К.В. Поликарпов // Подъемно-транспортные машины на рубеже веков: Программа и тезисы НТК. – М., 1999. – С. 99.
 22. Спицына Д.Н., Поликарпов К.В. Динамика кранов с жестким подвесом груза: Учеб. пособие / Под ред. О.С. Нарайкина: – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 184 с.
 23. Спицына Д.Н. Исследование боковых сил, действующих на многоколесные мостовые краны // Вестник машиностроения. – 2003. – №3. М. : Машиностроение – С. 3–9.
 24. Аникеева Ф.Л. Расчет крановых ходовых колес на долговечность // Подъемно-транспортное оборудование, – вып. 16. – К., Техника, – 1988. – С. 3–5.
 25. Соболев В.М. Конусно-цилиндрические ходовые колеса и их центрирующие свойства // Подъемно-транспортная механика / Сб. научных трудов. – Тула, Тульский политех – 1979. – С. 49–56.
 26. Соболев В.М. Боковая сила на колесах мостового крана при его движении // Подъемно-транспортная механика / Сб. научных трудов. – Тула, Тульский политех – 1977. – С. 39–44.
 27. Симонов Д.Н. Экспериментальное исследование давлений ходовых колес мостового крана // Подъемно-транспортное оборудование, – вып.16. – К., Техника, – 1988. – С. 28–31.
 28. Трушин А.В. Влияние точности ходовых колес на перекосы мостового крана при свободном его движении / А.В. Трушин, В.А. Добровенский // Подъемно-транспортная механика / Сб. научных трудов. – Тула, Тульский политех – 1977. – С. 6–10.
 29. Трушин А.В. Вопросы повышения долговечности ходовых колес мостовых кранов / А.В. Трушин, В.А. Добровенский // Подъемно-транспортная механика / Сб. научных трудов. – Тула, Тульский политех – 1977. – С. 112–115.
 30. Барштейн М.Ф. Статический анализ боковых сил, возникающих при движении мостового крана / М.Ф. Барштейн, А.Н. Зубков //

- Строительная механика и расчет сооружений. Вып. 2. – 1966. – С.17–23.
31. Герри Р. Крановые колеса и пути / Р. Герри. – Iron and Steel Engineer. Apr., 1930. – 83 р.
 32. Кичаев П.М. Застосування безребордних ходових коліс у кранах. / П.М. Кичаев, С.П. Житницький // Підйомно-транспортне устаткування. – Вип. 2. – К., Техніка, 1971. – С. 82–86.
 33. Бобов С.В. Анализ конического колесного ската с учетом контакта реборд. Подъемно-транспортная механика // Сб. научных трудов. – Тула, Тульский политех – 1979. – С. 56–62.
 34. Абрамович И.И., Лукьянов Н.И. Исследование механизмов передвижения козловых кранов в условиях эксплуатации. – В кн.: Труды ВНИИПТМАШ, вып. 4 (57), М. : 1965, с. 3–40.
 35. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины / В.Ф. Гайдамака. – К. : Высш. шк., 1989. – 208 с.
 36. Гайдамака В.Ф. Новые пусковые и тормозные устройства грузоподъемных машин. – Харьков: Вища школа, 1975. – 103 с.
 37. Гайдамака В.Ш., Томарев В.А. Снижение динамических нагрузок при торможении. – В сб. : Подъемно-транспортное оборудование. ЦНИИТЭЙТЯЖ-МАШ. 1981, вып. 6–8I–I2, – С. 5–8.
 38. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак// – М.: Машиностроение. 1968. – 332 с.
 39. Казак С.А. Статистическая динамика и надежность подъемно-транспортных машин / С.А. Казак.- Свердловск: Изд. УПИ, 1987. – 73 с.
 40. Казак С. А. Основы проектирования и расчета крановых механизмов / С.А. Казак. – Красноярск: Издат. Красноярского ун-та, 1987. – 184 с.
 41. Николаевский Г.М. Мостовые и металлургические краны / Г.М. Николаевский, К.С. Богинский, Ф.С. Зотов – М. Машиностроение, 1987. – С. 255–263.
 42. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М. : Машиностроение, 1971. – 296 с.
 43. Лобов Н.А. Динамические нагрузки металлоконструкций мостового крана с гибким подвесом груза при пуске и торможении. – Изд. вузов. Машиностроение, 1978, № 8, С.105–111.
 44. Исследование действительных нагрузок на металлоконструкции мостовых кранов производства УМЗ: Отчет по теме К-433, № Б 393136 / Рук. Лобов Н.А. – М. : МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1974. – 201 с.
 45. Лобов Н.А. О повышении долговечности ходовых колес мостовых кранов / Н.А. Лобов, А.Б. Масятин, И.А. Дулев // Вестник машиностроения. – 1998. – №2. М. : Машиностроение – С. 3–9.
 46. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов // – М. :

- Машиностроение. 1987. – 160 с.
47. Лобов Н.А. Расчет динамических нагрузок мостового крана при его передвижении. – Вестник машиностроения, 1976, № I, – С. 44–48.
 48. Смирнов С.С. Динамика мостовых кранов. – В сб.: Проблемы машиностроения. Челябинск, политехн. ин-т, 1973, № 123, – с. 224–230.
 49. Abdel-Rahman E. M., Nayfeh A. H. and Masoud Z. N. Dynamics and control of cranes: A review. *Journal of Vibration and Control*, 2003, № 9(7), p. 863–908.
 50. Ловейкін В.С. Теоретичні основи розрахунку віброгасителів коливань механізмів підйому вантажу промисловими роботами-маніпуляторами та вантажопідйомними (мостовими) кранами / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук // – Дніпропетровськ: Підйомно-транспортна техніка, 2003. – № 3. – С. 5–19.
 51. Будиков Л.Я. О динамике подъема груза грейферными кранами / Л.Я. Будиков, В.А. Добрицин, С.В. Коваленко // Подъемно-транспортная техника. – Днепропетровск: ДИИТ, 2008. – № 4 – С. 29–37.
 52. Дащенко А.Ф. Динамика движения груза, прикладываемого с некоторой начальной скоростью к концу упругого заторможенного стержня / А.Ф. Дащенко, М.А.Козлов, И.А.Николаева // Подъемно-транспортные сооружения: Спец. техн. – 2013. – № 10. – С.18–21.
 53. Khalid A., Huey J., Singhose W., Lawrence J., and Frakes D. Human operator performance testing using an input-shaped bridge crane. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2006, № 128, p. 835–841.
 54. Kalker J.J. Review of wheel rail Rolling contact theories. *The General Problem of Rolling contact* // ASME. 1980. p. 77–92.
 55. Джигкаев Т.С. Основы динамики мостовых перегружателей и кранов в условиях особых нагрузок. – Владикавказ: Терек, 2000. – 226 с.
 56. Ковальский Б.С. Вопросы передвижения мостовых кранов / Б.С. Ковальский // Луганск: Из-во ВУГУ им. В. Даля, 1998. – 40 с.
 57. Соколов С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. // Санкт-Петербург. : Политехника, 2005. – 424 с.
 58. Брауде В.И. Системные методы расчеты грузоподъемных машин. / В.И. Брауде, М.С. Тер – Мхитаров // Л. : Машиностроение, 1985. – 232с.
 59. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. – М. : Машгиз, 1962. – 267 с.
 60. Мамаев Л.М. К расчету устойчивости движения мостовых кранов / Л.М. Мамаев, Э.Т. Скрипник, А.С. Михайлусь // Подъемно-транспортная техника, №2. – К., Техника, – 2003. – С. 79–82.
 61. Бондарев В.С. Підйомно-транспортні машини / В.С. Бондарев, О.І. Дубинець, М.П. Колісник, С.В. Бондарев, Ю.П. Горбатенко, В.Я. Баранов. – К. : Вища школа, 2009. – 734 с.

62. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины / А.А. Вайнсон – М. : Машиностроение, 1989. – 563 с.
63. Грузоподъемные краны: В 2 кн. : Сокр. пер. с нем. – М. : Машиностроение. – Кн.1–2,1981. – 236 с.
64. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин / Ф.К. Иванченко. – К. : Высшая школа, 1983. – 351 с.
65. Шабашов А.П. Мостовые краны общего назначения / А.П. Шабашов, А.Г. Лысяков. – М. : Машиностроение, 1980. – 304 с.
66. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів: ДНАОП 0.00–1.03–02. – Х. : Форт, 2002. – 416 с.
67. Справочник по кранам / Под ред. М. М. Гохберга. Л. : Машиностроение, 1988. – Т. 1 – 536 с., Т. 2 – 569 с.
68. Колісник М.П. Крани будівельні. Технічні характеристики / М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, В.В. Мелашеч, С.В. Ракша// Довідник. – Дніпропетровськ: Пороги, 2006. – 188 с.
69. Розрахунки механізмів кранів мостового типу / С.В. Ракша, В.В. Мелашевич, М.П. Колесник – Днепропетровск: Пороги. 2006. – 147 с.
70. Расчет крановых конструкций методом конечных элементов / В.Г. Пискунов, И.М. Бузун, А.С. Городецкий и др. – М. : Машиностроение, 1991. – 240 с.
71. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ. – М. : 1993, т.1–187 с., т. 2–163 с.
72. Кан С.Н. Строительная механика оболочек / С.Н. Кан – М. : Машиностроение, 1966. – 508 с.
73. Кан С.Н. Прочность замкнутых и открытых цилиндрических оболочек / С.Н. Кан // Расчет пространственных конструкций. вып. 4, Госстройиздат, 1961. – 37 с.
74. Петухов И.З. Применение тензометрии в машиностроении / И.З. Петухов, А.С. Кузнецов // М. : Машиностроение, 1956. – 59 с.
75. Пат. 98454 UA, МПК В60В 9/00, В60В 17/00. Колесо ходове кранове з пружним кільцем, розташованим в ободі / Слепужніков Є.Д., Сенчихін Ю.М., Лісняк А.А., Фідровська Н.М., Чернищенко О.В.; Винахідник та власник патенту Національний університет цивільного захисту України - № 2014 12674; заявл. 25.11.2014; публ. 27.04.2015. Бюл. № 8.
76. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
77. Антоненко Э.В. Избранные главы по строительной механике оболочек / Э.В. Антоненко, С.Н. Кан, Ю.И. Каплан, Д.Е. Липковский. – Харьков: ХВКИУ, 1963, – 184 с.
78. Власов В.З. Общая теория оболочек и ее приложение в технике / В.З. Власов – М. : Гостехиздат, 1949. – 252 с.
79. Амбарцумян С.А. Теория анизотропных пластин. М., Физматгиз, 1967. – 24 с.

80. Амбарцумян С.А. Теория анизотропных оболочек / С.А. Амбарцумян. – М. : Физматгиз, 1961. – 72 с.
81. Галимов К.З. О работах казанских ученых по теориям пластин и оболочек. / К.З. Галимов, Р.Г. Суркин // В сб. «Исследования по теории пластин и оболочек» № 5. Из-во Казанс. Ун-та, 1967. – 81 с.
82. Григолюк Э.И. Уравнения прочности трехслойной оболочки с легким наполнителем. Из-во АН СССР, ОТН. 1957. – 143 с.
83. Огибалов П.М. Оболочки и пластины / П.М. Огибалов, М.А. Колтунов. М. : МГУ, 1969. – 696 с.
84. Solvey I. Bibliography and summaries of sandwich construction (1939-1954) / Aeronaut/ Res. Lab., Melbourne, Austral, AR/ SM 2, 1953. p. 67–72.
85. Донелл Л.Г. Балки, пластины и оболочки / Л.Г. Донелл. – М. : Наука, 1982. – 568 с.
86. Фідровська Н.М. Визначення напружень в циліндричній трьохшаровій конструкції / Н.М. Фідровська, Є.Д. Слепужніков, О.В. Чернишенко // Машинобудування : зб. наук. пр. – Х. : Укр. інж.-пед. акад., 2014. – Вип. 14. – С. 59–86.
87. Фідровська Н.М. Міцність трьохшарової циліндричної оболонки / Н.М. Фідровська, Є.Д. Слепужніков, О.В. Чернишенко // Науковий вісник будівництва : зб. наук. пр. – Х. : Харк. нац. ун-т будівництва та архітектури, 2015. – Вип. 1(79). – С. 190–193.
88. Лобов Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути // – М. : Из-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232 с.
89. Фидровская Н.М. Динамические нагрузки при передвижении грузовой тележки / Н.Н. Фидровская, Е.Д. Слепужников, А.В. Чернышенко, И.С. Варченко // Молодой ученый : научный журнал - Казань, 2015. – Вып. №19 – С. 232–235.
90. Слепужніков Є.Д. Визначення динамічних навантажень при пересуванні вантажного візка мостового крана / Є.Д. Слепужніков // Машинобудування : зб. наук. пр. – Х. : Укр. інж.-пед. акад., 2015. – Вип. 16. – С. 34–37.
91. Барков А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации : учеб. пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев ; С.-Петербур. гос. морской техн. ун-т. – СПб. : [б. и.], 2000. – 158 с.
92. Фідровська Н.М. Динамічні навантаження при пересуванні ходових коліс з гумовими вставками / Н.М. Фідровська, Є.Д. Слепужніков, О.В. Чернишенко // Машинобудування : зб. наук. пр. – Х. : Укр. інж.-пед. акад., 2015. – Вип. 15. – С. 87–91.
93. Фідровська Н.М. Визначення напруг у зоні контакту ходових коліс вантажного візка з рейками / Н.М. Фідровська, Є.Д. Слепужніков, І.С. Варченко // Машинобудування : зб. наук. пр. – Х. : Укр. інж.-пед. акад., 2013. – Вип. 11. – С. 72–75.
94. Александров М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. –

- М. : Высш. шк., 2000, – 552 с.
95. Австралийский стандарт AS 1418. Правила устройства кранов. Общие требования.
 96. Mises R. Der kritische Aussendruck zylindrische Rohre. Zeitschrift der VDI, 1914. Bd/58, № 196. – p. 750–755.
 97. Тимошенко С.П. Курс теории упругости / С.П. Тимошенко // Под ред. Э.И. Григолюка. – К. : Наукова думка. – 1972. – 508 с.
 98. Тимошенко С.П. Устойчивость стержней, пластин, оболочек. / С.П. Тимошенко. – М. : Наука. – 1971. – 808 с.
 99. Тимошенко С.П. Пластинки и оболочки / С.П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. – М. : Физмат, 1963. – 636 с.
 100. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Є.С. Уманський // – К. : Вища школа. 2004. – 656 с.
 101. Прочность, устойчивость, колебания. Справ. в 3 т. / Под ред. И.А. Биргера. Я.Г. Пановко // – М. : Машиностроение. 1968. – Т.1 – 831 с.
 102. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман // – М. : Машиностроение, 1980. – 408 с.
 103. Динник А.Н. Устойчивость упругих систем / А.Н. Динник – М. : ОНТИ, 1935. – 183 с.
 104. Беляев Н.М. Труды по теории упругости и пластичности / Н.М. Беляев. ГИТТЛ, 1957. – 135 с.
 105. Föppl L. Der Spannungszustand und die Austrennung des Werkstoffes bei der Berührung Zweier Körper, Forschung Ing.-Wes. 1936, 209 s.
 106. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости / Л.А. Галин – Гостехиздат, 1953. – 94 с.
 107. Donnel L.N., Wan C.C. Effect of Imperfections 142 an Buckling of Thin Cylinders and Columus Under Axial Compression. Trans, ASME / Vol. 72, 1950. – p. – 47–51.
 108. Вершинский А.В. Строительная механика и металлические конструкции / А.В. Вершинский, М.М. Гохберг // Под ред. М.М. Гохберга – М. – Л. : Машиностроение, 1984. – 231 с.
 109. Муштари Х.М. Нелинейная теория упругих оболочек / Х.М. Муштари, К.З. Галимов – Казань: Таткнигоиздат, 1957. – 58 с.
 110. Антоненко Э.В. Избранные главы по строительной механике оболочек / Э.В. Антоненко, С.Н. Кан, Ю.И. Каплан, Д.Е. Липковский – Харьков : ХВКИУ, 1963. – 184 с.
 111. Вольмир А.С. Гибкие пластины и оболочки / А.С. Вольмир – М. : Гостехиздат, 1956. – 420 с.
 112. Власов В.З. Тонкостенные пространственные системы / В.З. Власов – Госстройиздат, 1958. – 74 с.
 113. Даревский В.М. Определение перемещений и напряжений в цилиндрической оболочке при локальных нагрузках / В.М. Даревский // Прочность и динамика авиационных двигателей. Вып. 1. М. : Машиностроение, 1964. – С. 23–83.

114. Новожилов В.В. К расчету оболочек на сосредоточенные воздействия / В.В. Новожилов, К.Ф. Черных // Исследование по упругости и пластичности. Изд-во ЛГУ, 1963, № 2. – 218 с.
115. Чернышев Г.Н. О действии сосредоточенных сил и моментов на упругую оболочку произвольного очертания // Г.Н. Чернышев // Прикладная математика и механика. Т. 27. Вып. 1, 1963. – С. 35–37.
116. Ададунов Р.А. Напряжения и деформации в цилиндрической оболочке с жесткими поперечными сечениями. – ДАН, 62, № 2, 1948. – 69 с.
117. Безухов Н.И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести / Н.И. Безухов. – Высшая школа, 1961. – 112 с.
118. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем / В.В. Болотин – М. : Гостехиздат, 1956. – 84 с.
119. Огибалов И.Ф. Вопросы динамики и устойчивости оболочек / И.Ф. Огибалов – М. : МГУ, 1963. – 151 с.
120. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова – М. : Наука, 1964. – 72 с.
121. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник. Т.1. М. : Машиностроение, 1968. – 812 с.
122. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 700 с.
123. Казак С.А. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. / С.А. Казак, В.Е. Дусье, Е.С. Кузнецов // С.А. Казак – М. : Высшая школа, 1989. – 202 с.
124. Козлов М.А. Специфические вопросы расчета и конструирования грузоподъемных машин / М.А. Козлов – Одесса. : Наука и техника, 2014 – 84 с.
125. Серенсен С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин. / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович // С.В. Серенсен – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
126. Шеффлер М. Рекомендации к уточненному обоснованию работы крановых механизмов передвижения // Подъемные устройства и транспортирующие машины. – 1967. – № 9. – С. 247–279.
127. Богинский К.С. Мостовые и металлургические краны. / К.С. Богинский, Ф.С. Зотов, Г.М. Николаевский // – М. : Машиностроение, 1970. – 300 с.
128. Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.А. Гусенков // Справочник – М. : Машиностроение, 1985. – 224 с.
129. Махутов Н.А. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. / Н.А. Махутов – М. : Машиностроение. 1981. – 272 с.
130. Машиностроение. Энциклопедия. Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин. Т.1–3. В 2 кн. Кн. 2 / А.В. Александров,

- Н.А. Алфутов, В.В. Астанин; Под. общ. ред. К.С. Колесникова. – М. : Машиностроение, 1995. – 624 с.
131. K. Heinz Huser. Kranlauf und Fahrwider – standle hei verschiedenen Laufrad – Arden. – Stahl und Elsen №8, 1955, s. 485–499.
 132. Neumann S. Prediction and Analysis of Crane Wheel Service Life. // S. Neumann, L.E Arnold // Iron and Steel Engineer, 1971, p. 40–48.
 133. Дудев Н.А. Контактная прочность крановых ходовых колес с учетом сил трения // Известия вузов. – М. : Машиностроение. – 1991, № 7–9, – С. 83–88.
 134. Грузоподъемные краны: В 2-х кн. Сокр. пер. с нем. / Пер. М.М. Рунов, В.Н. Федосеев; Под. ред. М.П. Александрова. – М. : Машиностроение, 1981. – 164 с.
 135. Sedlmayer F. Bremskrafte der Fahrwerke-ihre dynamische. Wirkung auf die Tragkonstruktion der Krane-Fordern und heben, 1967, №4, s. 203–215.
 136. Кивенсон Б.М. Разработка методов и средств снижения нагрузок на реборды крановых колес. : Автор. дис. канд. техн. наук. Харьков, 1990. – 68 с.
 137. Вибрации в технике. Справочник. Т 1–6. М. : Машиностроение. Т.3, 1980.
 138. Будиков Л.М. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Л.М. Будиков // Монография, Луганск: Из-во ВНУ им. В. Даля, 2003. – 210 с.
 139. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л. : Машиностроение, 1970. – 320 с.
 140. Лалаянц Р.А. Расчеты крановых механизмов и их деталей / Р.А. Лалаянц // ВНИИИТМАШ : – М. : 1993. – С. 19–22.

ДОДАТКИ

Додаток 1

Результати розрахунків до рисунків 4.2-4.4

t	F1	F1-	X1	X1-	X2	X2-
0	9371,88	8967,53	0	0	0,00869	-0,00404
1	9054,984	8532,355	-0,04793	-0,13508	-0,04358	-0,13148
2	8420,74	8871,087	-0,14386	-0,02994	-0,14819	-0,03228
3	8102,482	8703,866	-0,192	-0,08184	-0,20069	-0,08126
4	8418,014	8662,517	-0,14427	-0,09468	-0,14864	-0,09337
5	9052,255	8903,273	-0,04834	-0,01995	-0,04403	-0,02286
6	9371,872	8516,466	-1,2E-06	-0,14001	0,008689	-0,13614
7	9057,706	8963,601	-0,04752	-0,00122	-0,04313	-0,00519
8	8423,473	8555,231	-0,14345	-0,12798	-0,14774	-0,12479
9	8102,498	8834,333	-0,192	-0,04134	-0,20069	-0,04305
10	8415,296	8746,353	-0,14469	-0,06865	-0,14909	-0,06881
11	9049,517	8623,714	-0,04876	-0,10672	-0,04448	-0,10473
12	9371,849	8929,793	-4,7E-06	-0,01171	0,008685	-0,01509
13	9060,421	8508,106	-0,04711	-0,1426	-0,04268	-0,13859
14	8426,215	8951,948	-0,14303	-0,00484	-0,14729	-0,0086
15	8102,529	8584,315	-0,19199	-0,11895	-0,20068	-0,11627
16	8412,585	8794,265	-0,1451	-0,05378	-0,14954	-0,05478
17	9046,772	8788,526	-0,04917	-0,05556	-0,04493	-0,05646
18	9371,81	8588,782	-1,1E-05	-0,11756	0,008678	-0,11496
19	9063,127	8949,743	-0,0467	-0,00552	-0,04224	-0,00925
20	8428,964	8507,561	-0,14262	-0,14277	-0,14684	-0,13875
21	8102,576	8932,969	-0,19199	-0,01073	-0,20067	-0,01416
22	8409,883	8618,613	-0,1455	-0,1083	-0,14999	-0,10622
23	9044,019	8752,25	-0,04959	-0,06682	-0,04539	-0,06709
24	9371,755	8828,948	-1,9E-05	-0,04302	0,008669	-0,04462
25	9065,825	8558,912	-0,04629	-0,12683	-0,04179	-0,12371
26	8431,72	8962,441	-0,1422	-0,00158	-0,14638	-0,00553
27	8102,638	8514,848	-0,19198	-0,14051	-0,20066	-0,13661
28	8407,189	8907,31	-0,14591	-0,01869	-0,15043	-0,02168
29	9041,258	8656,955	-0,05001	-0,0964	-0,04584	-0,09499
30	9371,685	8709,72	-3E-05	-0,08002	0,008658	-0,07954
31	9068,515	8866,239	-0,04588	-0,03144	-0,04135	-0,0337
32	8434,485	8535,124	-0,14178	-0,13422	-0,14593	-0,13067
33	8102,716	8967,454	-0,19196	-2,3E-05	-0,20065	-0,00406
34	8404,503	8529,721	-0,14632	-0,13589	-0,15087	-0,13226
35	9038,49	8875,848	-0,05043	-0,02846	-0,0463	-0,03089
36	9371,599	8698,035	-4,3E-05	-0,08365	0,008644	-0,08296
37	9071,197	8668,127	-0,04548	-0,09293	-0,04091	-0,09172
38	8437,256	8899,128	-0,14136	-0,02123	-0,14547	-0,02407
39	8102,81	8518,228	-0,19195	-0,13946	-0,20064	-0,13562
40	8401,825	8964,613	-0,14672	-0,00091	-0,15131	-0,00489
41	9035,715	8551,67	-0,05085	-0,12908	-0,04676	-0,12583

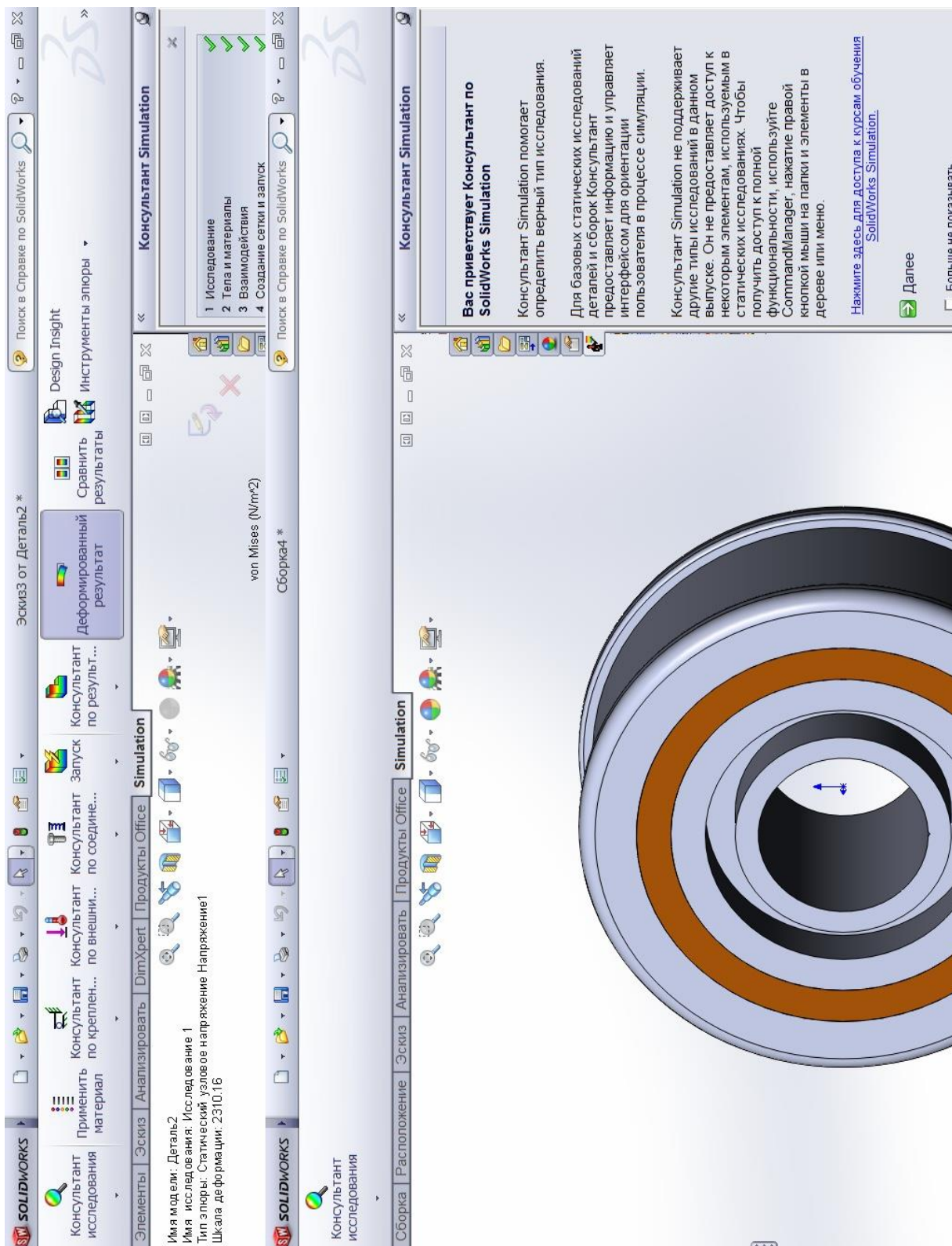
42	9371,497	8839,655	-5,8E-05	-0,03969	0,008627	-0,04149
43	9073,87	8740,45	-0,04507	-0,07049	-0,04046	-0,07054
44	8440,035	8628,89	-0,14094	-0,10511	-0,14501	-0,10321
45	8102,919	8926,492	-0,19193	-0,01274	-0,20062	-0,01606
46	8399,156	8508,802	-0,14713	-0,14239	-0,15176	-0,13838
47	9032,932	8954,012	-0,05127	-0,0042	-0,04722	-0,008
48	9371,38	8579,948	-7,6E-05	-0,1203	0,008608	-0,11755
49	9076,536	8799,967	-0,04467	-0,05201	-0,04003	-0,05311
50	8442,822	8782,753	-0,14052	-0,05735	-0,14455	-0,05815
51	8103,044	8593,347	-0,19191	-0,11615	-0,2006	-0,11362
52	8396,495	8947,398	-0,14753	-0,00625	-0,15219	-0,00994
53	9030,142	8507,166	-0,05169	-0,1429	-0,04768	-0,13886
54	9371,247	8936,015	-9,6E-05	-0,00978	0,008586	-0,01327
55	9079,193	8613,589	-0,04427	-0,10986	-0,03959	-0,10769
56	8445,615	8758,137	-0,1401	-0,065	-0,14409	-0,06536
57	8103,185	8823,502	-0,19189	-0,04471	-0,20057	-0,04622
58	8393,842	8562,71	-0,14793	-0,12565	-0,15263	-0,1226
59	9027,345	8961,132	-0,05211	-0,00199	-0,04814	-0,00591
60	9371,099	8513,377	-0,00012	-0,14097	0,008561	-0,13704

Колесо ходове кранове з пружним кільцем



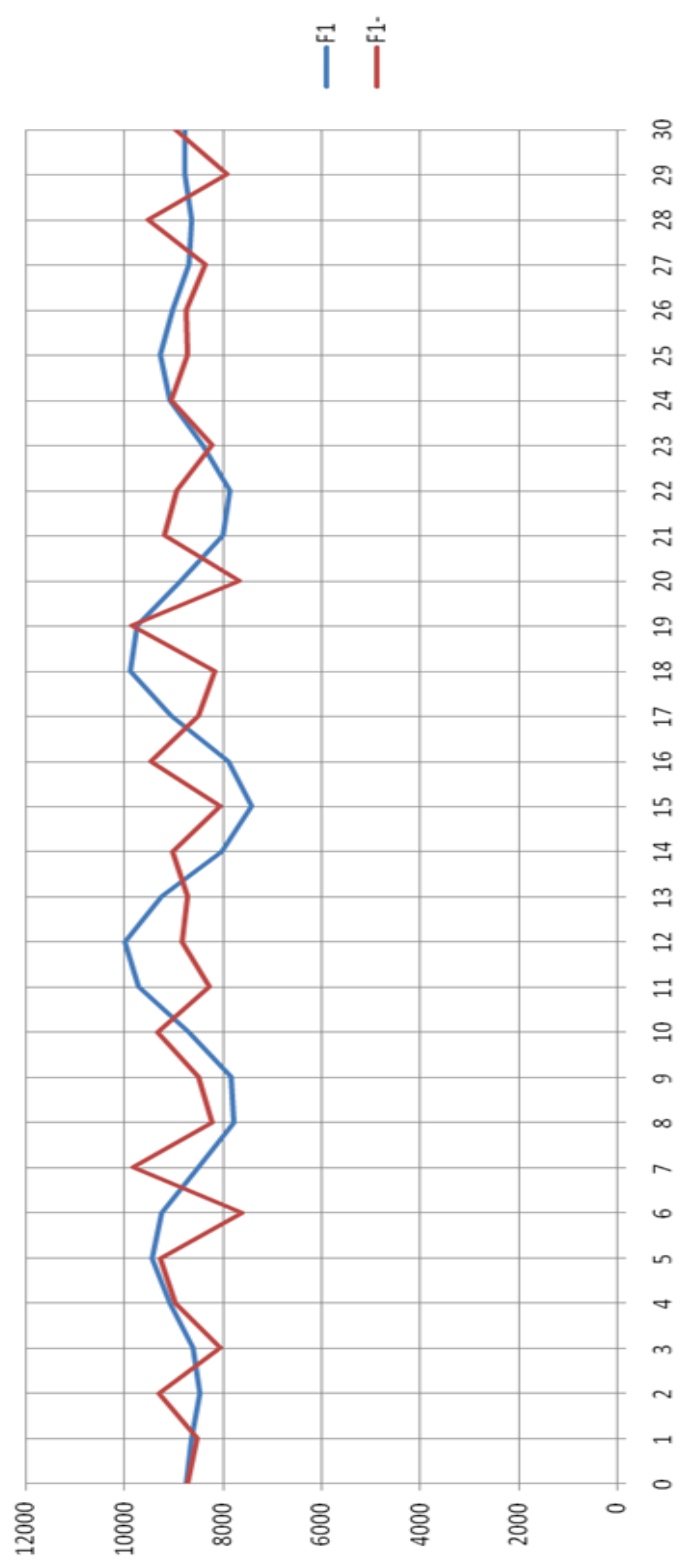


Твердотільна модель ходового кранового колеса з пружним кільцем, виконана в програмі SOLIDWORKS SWS – 12

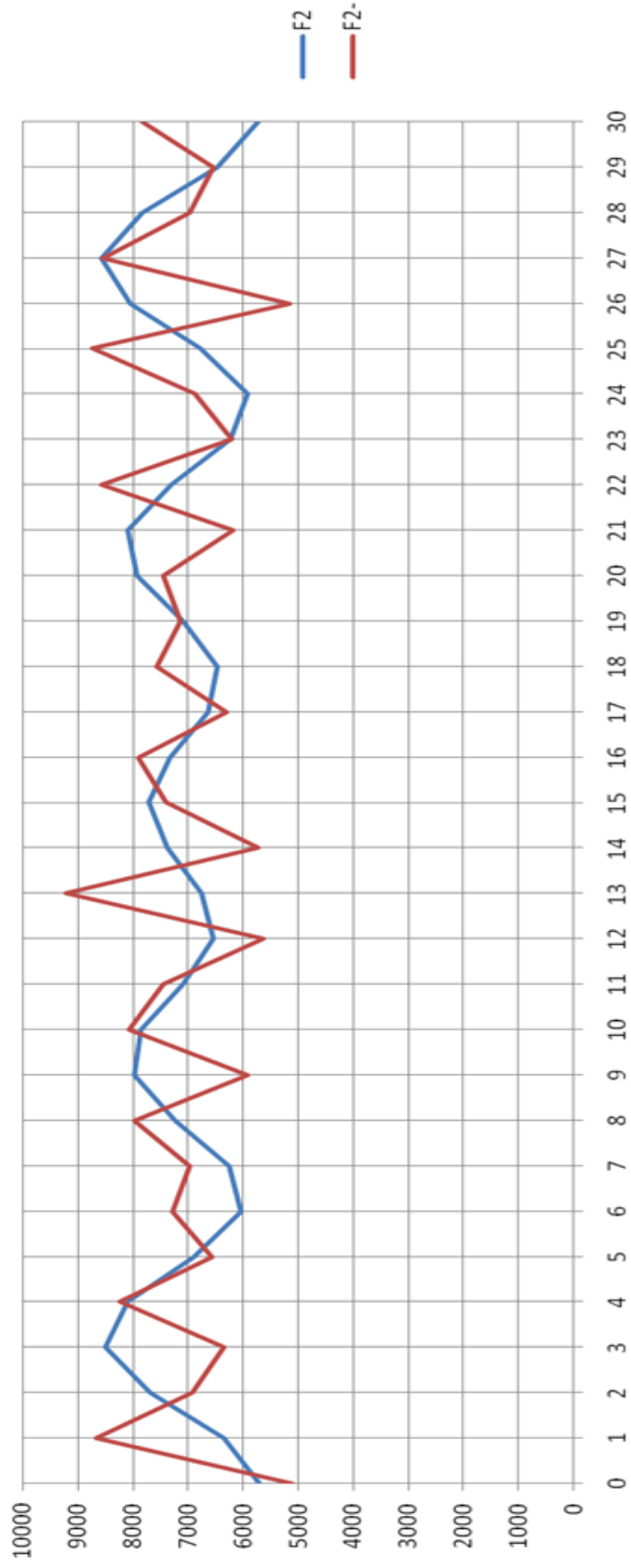


Результати розрахунків та графіки динамічних факторів

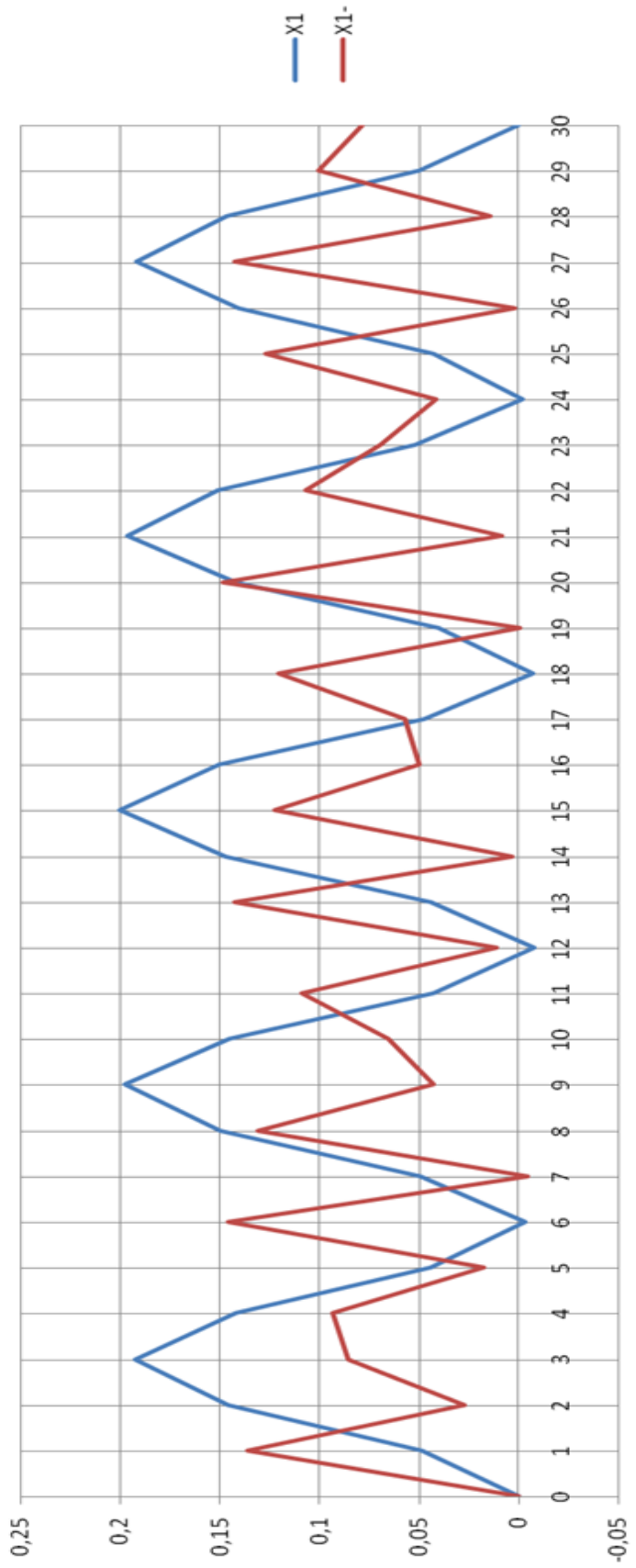
t	F1	F1-
0	8737,18	8540,801
1	8620,062	9306,458
2	8461,585	8067,366
3	8598,553	9059,625
4	9429,45	8975,228
5	9267,566	9267,566
6	9234,209	7621,639
7	8482,52	9833,083
8	7777,633	8238,706
9	7810,578	8510,046
10	8678,452	9324,506
11	9703,19	8290,577
12	9986,412	8843,737
13	9225,554	8735,972
14	8028,8	9022,559
15	7406,038	8052,433
16	7880,451	9479,701
17	9030,059	8492,601
18	9875,543	8181,162
19	9748,836	9857,802
20	8845,999	7675,115
21	7986,363	9198,111
22	7847,669	8948,945
23	8406,419	8241,13
24	9066,357	9055,543
25	9278,706	8720,036
26	9018,707	8741,981
27	8688,928	8364,865
28	8624,607	9528,643
29	8755,048	7932,584
30	8761,686	8984,052



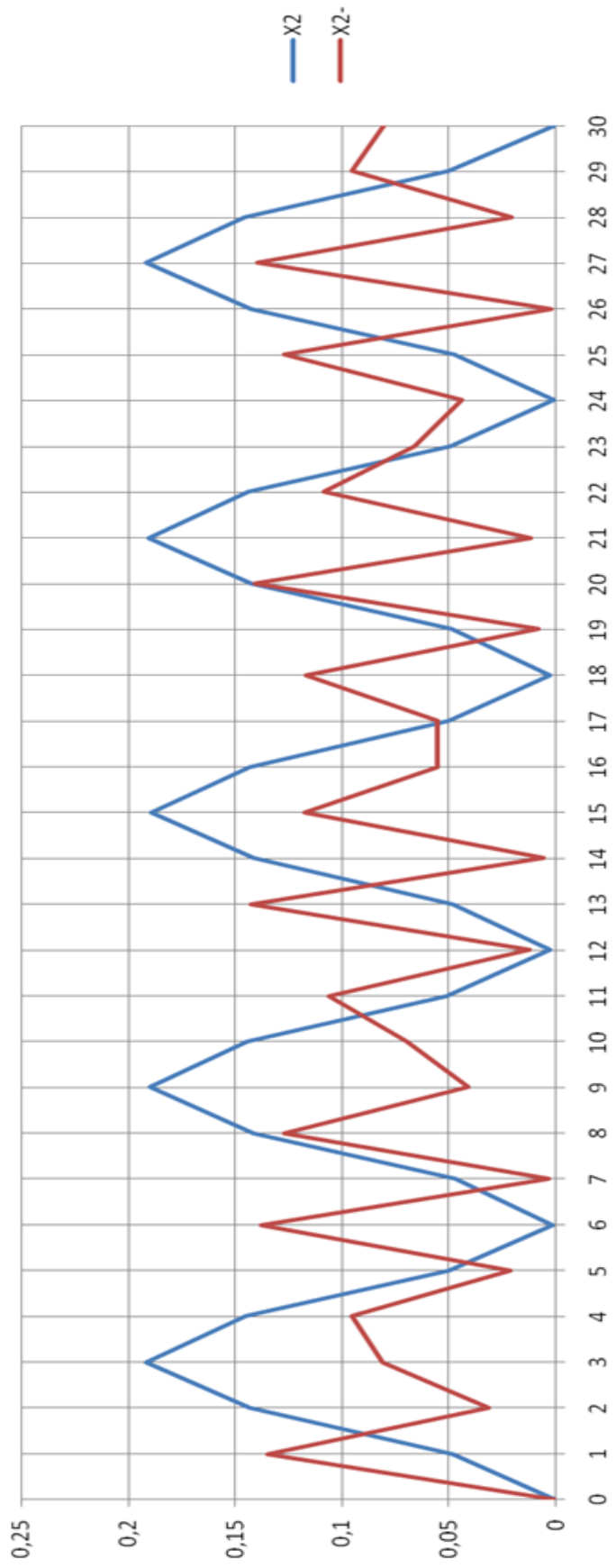
t	F2	F2-
0	5102,34	8662,35
1	7695,001	6356,638
2	6344,174	8512,187
3	8221,679	8103,446
4	6907,242	8221,679
5	6047,764	6557,306
6	7277,234	6047,764
7	6257,927	6958,059
8	7228,755	7956,184
9	7982,168	5914,489
10	7853,266	8053,252
11	7097,593	7430,785
12	6553,74	5616,364
13	6751,5	9203,139
14	7391,441	5715,594
15	7710,008	7387,003
16	7322,714	7883,206
17	6651,107	6294,582
18	6479,26	7560,967
19	7097,288	7122,883
20	7934,817	7445,601
21	8100,221	6176,732
22	7306,821	8570,092
23	6237,926	6200,772
24	5935,136	6868,823
25	6774,937	8722,949
26	8044,697	5155,765
27	8572,616	8526,404
28	7835,518	6954,986
29	6478,699	6539,19
30	5730,377	7814,797



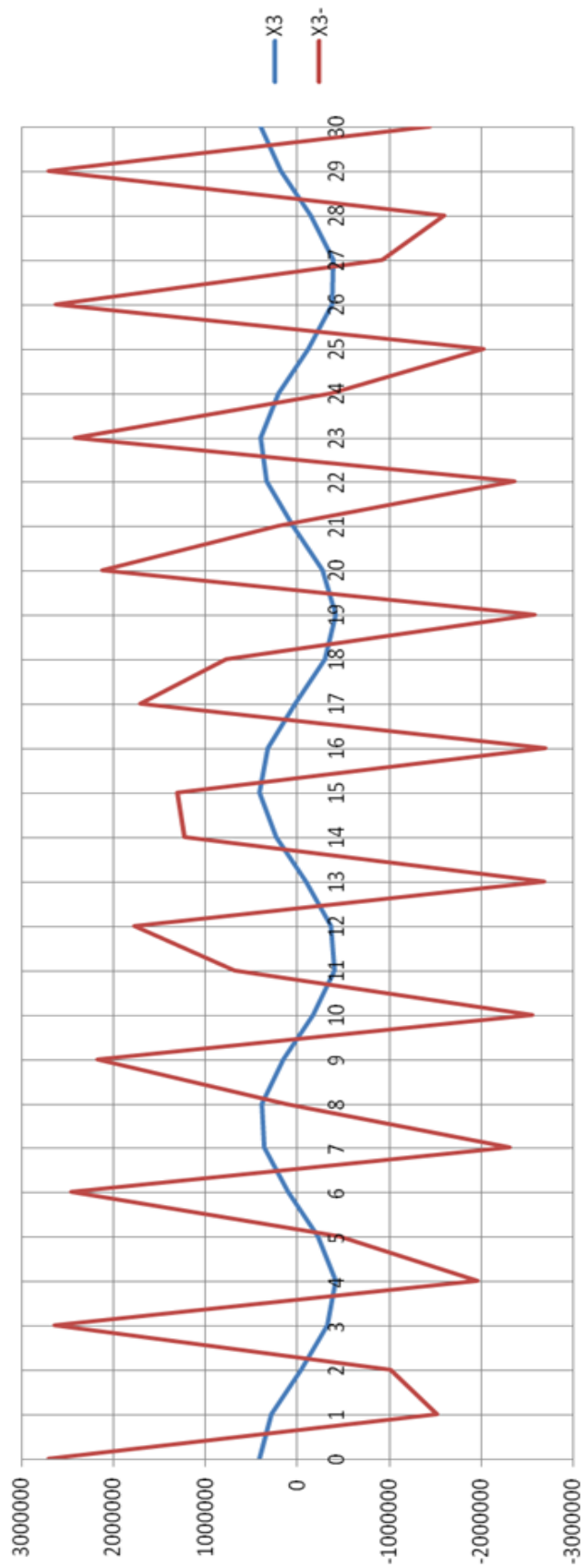
t	X1	-X1
0	0,000286	0,0001
1	0,048816	0,136037
2	0,145465	0,026954
3	0,192591	0,085403
4	0,142089	0,093371
5	0,044103	0,017185
6	-0,00286	0,14587
7	0,049276	-0,00453
8	0,149383	0,130559
9	0,197578	0,042599
10	0,144913	0,06552
11	0,042782	0,109055
12	-0,00762	0,011228
13	0,044162	0,142511
14	0,147379	0,003406
15	0,200135	0,122539
16	0,150374	0,04984
17	0,047459	0,056891
18	-0,00691	0,120467
19	0,040441	-0,00037
20	0,141791	0,148345
21	0,196453	0,008352
22	0,150989	0,10712
23	0,051822	0,069478
24	-0,00178	0,041355
25	0,043011	0,126848
26	0,140281	0,001652
27	0,191996	0,142403
28	0,146476	0,01454
29	0,050031	0,100663
30	0,00016	0,078693



t	X2	X2-
0	0,0001	0,000343
1	0,134639	0,047856
2	0,031005	0,143112
3	0,080636	0,191365
4	0,095065	0,144781
5	0,020959	0,049971
6	0,137932	0,00139
7	0,003264	0,047157
8	0,127012	0,141261
9	0,040983	0,189705
10	0,0697	0,144388
11	0,105877	0,050959
12	0,011987	0,002976
13	0,142502	0,048311
14	0,005437	0,141376
15	0,117666	0,188849
16	0,055124	0,143118
17	0,05515	0,049957
18	0,11651	0,002749
19	0,007604	0,049004
20	0,140787	0,142681
21	0,011632	0,190063
22	0,108627	0,143456
23	0,065948	0,04906
24	0,043621	0,001054
25	0,126726	0,047608
26	0,001686	0,142629
27	0,139753	0,191532
28	0,020172	0,145497
29	0,094938	0,050209
30	0,08045	0,000424



t	X	-X
0	414183,5	2707442
1	279956,2	-1516690
2	-35736,2	-1008282
3	-328291	2646638
4	-408079	-1957326
5	-223346	453571
6	106204,3	2465765
7	366957,7	-2309622
8	389844,6	122457
9	159971,9	2172153
10	-173666	-2556228
11	-394750	692096,4
12	-359898	1780571
13	-91676,9	-2686972
14	236003,4	1229854
15	410657	1309204
16	319030,4	-2697031
17	20550,89	1712880
18	-291226	77812,8
19	-414152	-2584628
20	-268564	2118534
21	51100,94	210494,4
22	337579,8	-2354138
23	405180,2	2427141
24	210133,9	-365457
25	-121085	-2017533
26	-373780	2625847
27	-384188	-924427
28	-145592	-1590340
29	187357,8	2706619
30	398871,4	-1442539



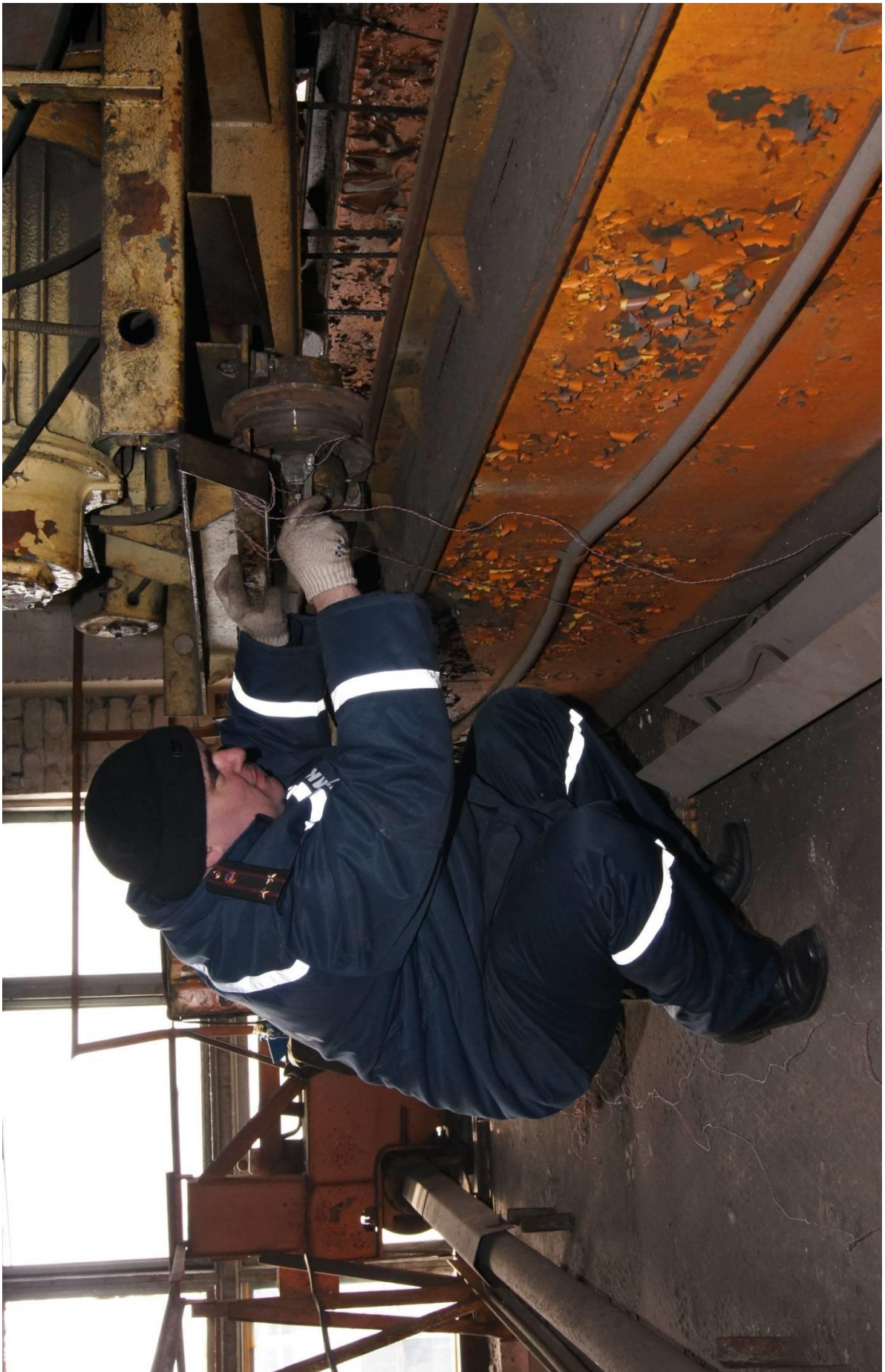
Ілюстрації до п'ятого розділу, експериментальні дослідження











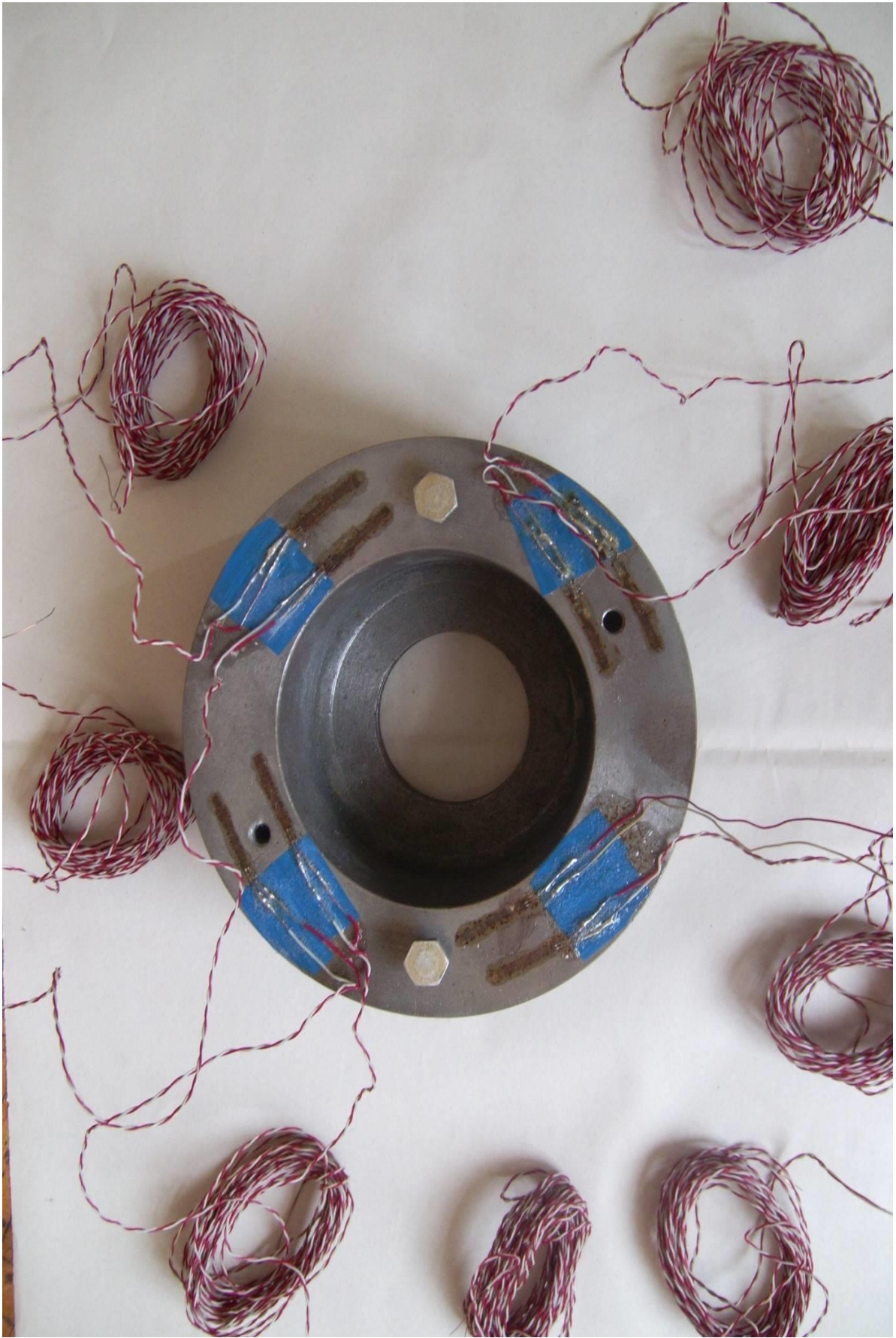






Ілюстрація колеса до експерименту на самохідному візку





11.1 Розрахунок механізму пересування візка

11.1.1 Визначення опору пересування візка

Опір пересування візка з номінальним вантажем при встановленім режимом роботи

$$W_{ct} = (Q + G_b) \frac{fd + 2\mu}{D_k} k_p + W_{yk} + W_b,$$

де D_k – діаметр ходового колеса.

Приймаємо двохребордні колеса з циліндричним ободом, діаметром 400 мм.

Де $f = 0,015$ – коефіцієнт тертя в підшипниках коліс;

$\mu = 0,03$ см – коефіцієнт тертя кочення колесу по плоскій рейці;

$k_p = 2,5$ – коефіцієнт, який враховує опір від тертя реборд коліс з рейками;

W_{yk} – опір пересування від нахилу рейок.

$$W_{yk} = (Q + G_b) \alpha,$$

де G_b – вага візка;

$\alpha = 0,001$ – розрахунковий нахил підкранових рейок;

W_b – опір пересування від дії вітрового навантаження, приймаємо, що мостовий кран знаходиться в закритому приміщенні. Тому $W_b = 0$.

$$W_{ct} = (2211 + 5000) \cdot 9,81 \left(\frac{0,015 \cdot 0,05 + 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0,2} \cdot 2,5 + 0,002 \right) = 1335,2 \text{ Н.}$$

11.1.2 Розрахунок потужності двигуна і вибір редуктора

Визначаємо опір пересування завантаженого візка в пусковий період $W_0 = W_{ct} + (1,1 \dots 1,3)(G_t + Q) a = 1335,2 + 1,2(2211 + 5000)0,2 = 3065,8 \text{ Н.}$

Визначаємо потужність двигуна $N_p = \frac{W_0 V_t}{1020 \eta_m \varphi_{cp}}$,

де φ_{cp} – середня кратність пускового моменту.

$$\varphi_{cp} = \frac{\varphi_{\max} + \varphi_{\min}}{2}.$$

Приймаємо $\varphi_{\min} = 1,2$; $\varphi_{\max} = 2$; $\varphi_{cp} = 1,6$.

$$N_p = 1,43 \text{ кВт.}$$

По каталогу приймаємо електродвигун з фазовим ротором МТКФ-011-6 з $N_p = 1,7$ кВт, $n = 835$ об/хв., $M_{\max} = 42$ Нм, $J_p = 0,02$ кгм².

$$\text{Номінальний момент двигуна } M_n = 9550 \frac{N_p}{n} = 19,4 \text{ Нм.}$$

$$\text{Визначаємо частоту обертання коліс } n_k = \frac{V}{\pi D} = 60,5 \text{ об/хв.}$$

$$\text{Розрахункове передаточне число редуктора } u_p = \frac{n}{n_k} = 13,8 \text{ об/хв.}$$

По каталогу приймаємо редуктор типу ВКН-320 з передаточним числом 12,5.

$$\text{Фактична частота обертання колеса } n_{kf} = \frac{835}{12,5} = 66,8 \text{ об/хв.}$$

Фактична швидкість пересування коліс

$$V_f = \frac{\pi D_k n_{kf}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 60,5}{60} = 0,63 \text{ м/с.}$$

Зведений до валу електродвигуна статичний момент сил опору пересування візка $M_{ct.n} = \frac{W_{ct} D_k}{2 u_p \eta_m} = 12,6$ Нм.

При підйомі вантажу $0,5Q$

$$W_{ct} = (2211 + 2250) 9,81 \left(\frac{0,015 \cdot 0,05 + 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0,2} 2,5 + 0,002 \right) = 826 \text{ Н.}$$

$$M_{ct.n} = 2211 \cdot 9,81 \left(\frac{0,015 \cdot 0,05 + 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0,2} + 2,5 + 0,002 \right) = 409,4 \text{ Нм.}$$

При пересуванні холостого візка

$$M_{ct.n} = 2211 \cdot 9,81 \left(\frac{0,015 \cdot 0,05 + 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{0,2} + 2,5 + 0,002 \right) = 409,4 \text{ Н.}$$

$$M_{ct.x} = \frac{409,4 \cdot 0,2}{2 \cdot 12,5 \cdot 0,85} = 3,25 \text{ Нм.}$$

Визначимо середній пусковий момент двигуна для розгону ненавантаженого візка із умови відсутності буксування приводних коліс та необхідного запасу зчеплення

$$M_{n.cp} = M_{ct.nx} + \frac{J_{np.x} \omega}{t_{nx}}.$$

Зведені до валу електродвигуна моменти інерції рухомих мас візка під час пуску та гальмуванні візка з вантажами масами Q , $0,5Q$ і $Q=0$

$$J_{np.x} = \delta(J_p + J_{p.m}) + m \frac{R_k^2}{u_m \eta_m},$$

де $J_{p.m}$ - момент інерції ротора двигуна і муфт в тому числі з гальмівним шківом, $J_{p.m} = 0,1062$ кгм;

$$w - \text{кутова швидкість двигуна, } w = \frac{\pi n}{30} = 82 \frac{1}{c}.$$

$$\text{Тоді } M_{n.cp} = 10,4 + \frac{0,6 \cdot 82}{0,72} = 78,3 \text{ Нм.}$$

$$\text{Розрахункова потужність } N = \frac{M_{n.cp} \cdot n}{9550 \varphi_{cp}} = 4 \text{ кВт.}$$

$$\text{Середній пусковий момент двигуна } M_{n.cp} = \varphi_{cp} M_n = 61 \text{ Нм.}$$

Фактичний час пуску двигуна ненавантаженого візка

$$t_{n.x} = \frac{J_{np.x} w}{M_{n.cp} - M_{ct.n.x}} = 0,97 \text{ с.}$$

Фактичний коефіцієнт запасу зчеплення привідних коліс з рейками

$$k_c = \frac{G_c \phi}{W_{ct.x} + G_t \left(\frac{V_t}{t_n g} - \frac{h_{np}}{h_k} f \frac{d}{D_k} \right)} = 2,5 \geq 1,2.$$

Фактичне прискорення при розгоні ненавантаженого візка

$$a_{n.x} = \frac{0,52}{0,97} = 0,54 \text{ м/с.}$$

11.1.3 Розрахунок гальмівного моменту та вибір гальма

Визначимо допустиме максимальне прискорення при гальмуванні візка без вантажу при якому забезпечено запас зчеплення коліс з рейками

$$a_t = \left[\frac{G_c}{G_t} \left(\frac{\phi}{k_c} - \frac{fd}{D_k} \right) + \frac{fd + 2\mu}{D_k} - \frac{W_b}{G_t} \right] g.$$

При $W_b = 0$, $a_t = 0,85$ м/с.

Час гальмування візка без вантажу $t_t = \frac{V_t}{a_t} = 0,61$ с.

Допустима величина гальмівного шляху $S_t = \frac{V_t^2}{5400} = 0,18$ м.

Мінімально допустимий час гальмування $t_t = \frac{2S_t}{V} = 0,69$ с.

Визначимо гальмівний момент $M_t = \frac{J_{np.t} W}{t_t} - M_{ct.t}$.

Де $M_{ct.t}$ - статичний момент опору руху візка при гальмуванні, приведений до валу двигуна $M_{ct.t} = \frac{W_{ct.x} R_k \eta_m}{u_p} = 1,5$ Нм.

Де

$$W_{ct.x} = G_t \left(\frac{fd + 2\mu}{D_k} - \alpha \right) = 282 \text{ Н. } J_{np.t} = \delta J_{p.m} + \frac{m_t R_k^2 \eta_m}{u_p^2} = 0,47 \text{ кгм.}$$

$$M_t = \frac{0,47 \cdot 82}{0,61} - 1,5 = 61,7 \text{ Нм.}$$

Приймаємо околочні гальма з гідро штовхачем ТТ-160 з найбільшим гальмовим моментом 100 Нм, діаметром гальмового шківка 160 мм, шириною колодки 75 мм, тип гідро штовхача ТЄГ-16 з тяговим зусиллям.

11.2 Вирішення системи (4.10)

З першого рівняння системи отримаємо $x_2 = \frac{m_1 \ddot{x}_1}{C_1} - \frac{P-W}{C_1} + x_1$, після диференціювання $\ddot{x}_2 = \frac{m_1 \ddot{\ddot{x}}_1}{C_1} + \ddot{x}_1$.

З другого рівняння $x_3 = \frac{m_2 \ddot{x}_2}{C_2} - \frac{C_1}{C} x_1 + \frac{C_1 + C_2}{C_2} x_2 = \frac{m_2}{C_1} \left(\frac{m_1}{C_2} \ddot{\ddot{x}}_1 + \ddot{x}_1 \right) - \frac{C_1}{C_2} x_1 + \frac{C_1 + C_2}{C_2} x_2$.

Підставляємо ці значення в друге рівняння систем (4.10) і отримуємо рівняння (4.11).

11.3 Визначення приведених мас і коефіцієнтів жорсткості

$$m_1 = \frac{(GD^2)_p + (GD^2)_m}{g} \left(\frac{u_m}{2r_k} \right)^2 \eta_m = \frac{0,25 + 0,75}{0,2^2} 12,5^2 \cdot 0,85 = 3320,3 \text{ кг.}$$

$$F_k = \frac{m_t + Q}{4} = \frac{2211 + 2500}{4} = 1177,5 \text{ кг, } m_{bp} = 2 \frac{F_k g}{g} = 1177,5 \cdot 2 = 2355 \text{ кг.}$$

$$m_2 = (2211 + 2355) 2 = 9132 \text{ кг.}$$

$$C = \frac{GJ_p}{l}, \text{ колесо суцільне: } C'_1 = \frac{0,8 \cdot 10^5 3,14 (200^4 - 50^4)}{32 \cdot 80} = 156386720000 \text{ нмм} = 156386,72 \text{ кН/м,}$$

Колесо з пружною вставкою:

$$C''_1 = \frac{0,8 \cdot 10^5 3,14 (200^4 - 150^4 + 100^4 - 50^4)}{32 \cdot 80} = 116568280000 \text{ нмм} = 116582,8 \text{ кН/м.}$$

$$C'_{1np} = \frac{156386,72}{0,1^2} = 15638672 \text{ кН/м, } C''_{1np} = \frac{116568,28}{0,1} = 11656828 \text{ кН/м.}$$

$$C_{np} = \frac{Q}{L} = \frac{2500 \cdot 9,81}{8} = 3065,6 \text{ н/м} = 3,066 \text{ кН/м.}$$

11.4 Методика розрахунку ходового колеса з пружним кільцем

Визначити поперечну силу

$$Q_{\phi} = - \left[\frac{k}{R} \xi(x) - \frac{D_t R}{D_{cdv} k} \frac{d^2 \xi(x)}{dx^2} \right],$$

де $\xi(x) = C_1 e^{k_n x} \cos k_n x + C_2 e^{-k_n x} \sin k_n x + \xi_{hast}$.

$$C_1 = - \frac{\frac{k}{k_n^4} p_0 \left[1 - a \left(\frac{L}{2} \right)^2 \right]}{\cos k_n \frac{L}{2} e^{k_n \frac{L}{2}}} \left[1 + \frac{(1 - e^{-k_n L}) e^{-k_n \frac{L}{2}}}{e^{k_n \frac{L}{2}} + e^{-k_n L}} \right], \quad C_2 = \frac{\frac{k}{k_n^4} p_0 \left[1 - a \left(\frac{L}{2} \right)^2 \right] \left[1 - \frac{1}{e^{k_n L}} \right]}{\sin k_n \frac{L}{2} \left(e^{k_n \frac{L}{2}} + e^{-k_n L} \right)}.$$

$$\xi_{hast} = \frac{k}{k_n^4} p_0 (1 - ax^2), \quad k_n^4 = \frac{\frac{2,28}{G_{zap} R^2 F} - \frac{33,44}{D_t}}{4ER \left(\frac{33266,89}{G_{zap}^2 R^4 F^2} - \frac{58923}{D_t^2} \right)}, \quad k = \frac{\left(\frac{103,2}{D_t} - \frac{39,71}{G_{zap} R^2 F} \right)}{2\pi R^2 E \left(\frac{33266,89}{G_{zap}^2 R^4 F^2} - \frac{58923}{D_t^2} \right)}.$$

Знаходимо зусилля в пружних зв'язках

$$F_1 = P - \frac{a_3 k_1^2 k_2^2}{a_2 (k_2^2 - k_1^2)} (\cos k_1 t - \cos k_2 t),$$

$$F_2 = \frac{C_2 a_3}{a_2 (k_2^2 - k_1^2)} \left\{ k_2^2 \left[\left(\frac{m_1 k_1^2}{C_1} - 1 \right) \left(2 + \frac{C_1 - m_2 k_1^2}{C_2} \right) + \frac{C_1}{C_2} \right] \cos k_1 t + k_1^2 \left[\left(\frac{m_1 k_2^2}{C_1} - 1 \right) \left(\frac{m_2 k_2^2 - C_1}{C_2} - 2 \right) + \frac{C_1}{C_2} \right] \cos k_2 t \right\} + P - W$$

де $a_1 = \frac{m_1}{2} \left(\frac{C_1}{m_1} + \frac{C_1 + C_2}{m_2} \right) + \frac{m_1 (C_1 + C_2)}{2m_2}$, $a_2 = \frac{C_1}{2} \left(\frac{2C_1}{m_1} + \frac{2C_2 + C_1}{m_2} \right)$,

$$a_3 = \frac{P - W}{2} \left(\frac{C_1 + C_2}{m_2} - \frac{C_1}{m_1} \right), \quad k_{1,2} = \sqrt{-\frac{a_1}{2} \pm \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}}.$$

Наукове видання

**Слепужніков Євген Дмитрович
Фідровська Наталія Миколаївна
Варченко Іван Сергійович**

МЕХАНІЗМИ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ

монографія

В авторській редакції

Підписано до друку 14.01.2019. Формат 60x84 1/16.
Папір офсетний. Друк офсетний. Ум. друк. аркушів 7,75.
Навч.-вид. лист. 6,2. Тираж 300 прим. Зам. № 9/01/18

Сектор редакційно-видавничої діяльності
Національного університету цивільного захисту України
61023, м. Харків, вул. Чернишевська, 94.

Виготовлювач: ФОП Панов А.М.
Свідоцтво серії ДК № 4847 від 06.02.2015 р.
м. Харків, вул. Жон Мироносиць, 10, оф.6,
тел. +38(057)714-06-74, +38(050)976-32-87
copy@vlavke.com