

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКА ІНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГІЧНА АКАДЕМІЯ

ОСИПОВА ТЕТЯНА МИКОЛАЇВНА



УДК 621.863.2:534.11–752

**ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДЕМПФУЮЧИХ
ПРИСТРОЇВ У БАРАБАННИХ ПІДНІМАЛЬНИХ УСТАНОВКАХ ПРИ
ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСАХ**

Спеціальність 05.05.05 – піднімально-транспортні машини

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2019

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі машинобудування та транспорту Української інженерно-педагогічної академії Міністерства освіти і науки України, м. Харків.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Нестеров Артем Павлович,
Українська інженерно-педагогічна академія, м. Харків

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, доцент
Колосов Дмитро Леонідович,
Національний технічний університет
«Дніпровська політехніка», м. Дніпро,
завідувач кафедри будівельної, теоретичної та
прикладної механіки

кандидат технічних наук, доцент
Козар Леонід Михайлович,
Український державний університет
залізничного транспорту, м. Харків,
доцент кафедри будівельних, колійних
та вантажно-розвантажувальних машин

Захист відбудеться «24» червня 2019 року о 13 годині 00 хвилин на засіданні спеціалізованої вченої ради К 64.108.02 в Українській інженерно-педагогічній академії за адресою: 61003, м. Харків, вул. Університетська, 16.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Української інженерно-педагогічної академії: 61003, м. Харків, вул. Університетська, 16.

Автореферат розіслано «16» травня 2019 року.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



І. П. Смирнов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Обґрунтування вибору теми дослідження. Сталевий канат є невід'ємною частиною будь-якого піднімального механізму, а також несучим, найбільш відповідальним і підданим зношуванню елементом піднімальної установки. У процесі роботи сталеві канати піддаються розтягненню та згину, на них діють часті коливальні навантаження, що викликає втому матеріалу дротів і є однією з причин руйнування канатів протягом тривалої експлуатації в піднімальних машинах. У разі виникнення дефектів на будь-якій ділянці, заміні підлягає весь канат. Вихід із ладу каната раніше встановленого строку збільшує експлуатаційні витрати підприємства.

Існує два способи підвищення довговічності сталевих канатів:

- 1) технологічний – зміна властивостей каната (застосування нових матеріалів, удосконалювання конструкції каната, зміни в технології його виготовлення тощо);
- 2) експлуатаційний – зміна умов експлуатації каната (зниження динамічних навантажень, удосконалення системи обслуговування тощо).

У процесі експлуатації барабанних піднімальних установок виникають динамічні навантаження в канатах при перехідних процесах, які приводять до скорочення строку служби каната. Тому їх необхідно зменшити для підвищення довговічності канатів у підйомниках. Раніше пропонувалися різні конструкції демпфуючих пристроїв і гасителів коливань канатів у піднімальних установках, однак вони дотепер не знайшли широкого застосування, що можна пояснити недостатністю теоретичних і експериментальних досліджень у цьому напрямку. Отже, ця задача варта подальшого розгляду.

Таким чином, зниження динамічних навантажень у канатах підйомників з метою підвищення строку служби канатів є актуальною задачею з практичної, наукової та соціальної точок зору, що визначило напрям досліджень дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі машинобудування та транспорту Української інженерно-педагогічної академії в рамках завдань держбюджетних науково-дослідних робіт МОН України: «Підвищення ефективності роботи підйомно-транспортних машин» (ДР № 0108U002469), «Удосконалення експлуатаційних можливостей підйомно-транспортних машин» (ДР № 0111U005206), «Підвищення ефективної роботи транспортних систем» (ДР № 0208U006165) і «Підвищення ефективної роботи підйомно-транспортних машин» (ДР № 0211U007522), в яких здобувач була виконавцем окремих етапів.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є зменшення максимальних динамічних навантажень у канатах барабанних піднімальних установок при перехідних процесах шляхом обґрунтування застосування демпфуючих пристроїв.

Для досягнення поставленої мети розв'язувалися наступні дослідницькі задачі:

- проведення аналізу теоретичних і практичних підходів, спрямованих на дослідження коливальних силових процесів у канатах піднімальних установок;
- розроблення математичної моделі коливальних процесів у канатах барабанних підйомників для аналітичного визначення коефіцієнтів

динамічності канатів з урахуванням максимальних навантажень при перехідних процесах;

- дослідження ефекту «перекачування енергії» під час коливальних процесів у канатах двокінцевої піднімальної установки;
- проведення теоретичних досліджень щодо зменшення коефіцієнтів динамічності в канатному тяговому органі барабанних піднімальних установок із застосуванням демпфуючого пристрою;
- підтвердження експериментальним шляхом результатів теоретичних досліджень щодо ефективності застосування демпфуючих пристроїв у канатному тяговому органі барабанних піднімальних установок;
- розроблення інженерної методики розрахунку коефіцієнтів дисипації демпфуючих пристроїв з гумовими і тарілчастими елементами, застосовуваних у канатній системі піднімальних установок.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в канатах барабанних піднімальних установок, що виникають при силових перехідних процесах.

Предмет дослідження – закономірності зміни динамічних параметрів канатного тягового органа піднімальних установок у результаті застосування демпфуючих пристроїв.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження ґрунтуються на наукових положеннях теоретичної механіки та теорії коливань; методу диференціального обчислення та математичного моделювання. Аналітичні дослідження проводилися з використанням чисельного аналізу та сучасних прикладних інженерних пакетів програмного забезпечення. Адекватність отриманих результатів оцінювалася шляхом порівняльного аналізу результатів математичного моделювання з експериментальними даними. Для узагальнення параметрів реальних барабанних піднімальних установок використовувалася теорія подібності. Експериментальні дослідження проводилися на моделі підйомної установки в навчально-виробничих майстернях Української інженерно-педагогічної академії за допомогою методів тензометрії та реєстрації пружно-деформованого стану при перехідних процесах.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у тому, що:

- науково обґрунтовані аналітичні методи визначення максимальних значень коефіцієнтів динамічності канатів у багатомасовій механічній системі однокінцевої піднімальної установки;
- уперше розроблено інженерну методику розрахунку коефіцієнта дисипації демпфуючого пристрою з тарілчастими елементами з урахуванням сил тертя в опорних площинах;
- удосконалено алгоритм аналітичного розв'язання задачі щодо ефекту «перекачування енергії» у моментах сил пружності для трьохмасової механічної системи двокінцевої барабанної піднімальної установки;
- дістав подальший розвиток підхід до визначення закономірностей формувань коливальних динамічних навантажень у канатному тяговому органі барабанних піднімальних установок із демпфуючим пристроєм, розташованим в канатній системі.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Удосконалені методи визначення максимальних значень коефіцієнтів динамічності канатів у трьохмасовій механічній системі є корисними для використання в ході проектування однокінцевих піднімальних установок.

2. Запропоновано запатентовану конструкцію підвісного пристрою, обладнаного демпфером коливань із гумовими елементами, що знижує динамічні навантаження у механічній системі шахтної піднімальної установки.

3. Розроблені інженерні методики розрахунків коефіцієнтів дисипації дають можливість оцінювати ефективність зниження динамічних навантажень у канатах демпфуючими пристроями з гумовими і тарілчастими елементами.

4. Результати роботи передані для впровадження на ТОВ «ДТЕК Свердловантрацит» і використовуються в навчальному процесі під час викладання лекційного матеріалу з дисципліни «Вантажопідйомні машини», а також у курсовому і дипломному проектуванні в ході підготовки бакалаврів і магістрів за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування (Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання) на кафедрі машинобудування та транспорту Української інженерно-педагогічної академії.

Особистий внесок здобувача. Формулювання мети та задач дослідження здійснено з особистою участю автора. Основні теоретичні та експериментальні дослідження з теми дисертаційної роботи виконані здобувачем особисто, зокрема: обґрунтована актуальність теми дисертації та проаналізовані попередні дослідження з обраної теми; побудовані багатомасові еквівалентні динамічні схеми барабанних підйомників, здійснені їх математичний опис, спрощення та чисельні розв'язання диференціальних рівнянь методом Рунге-Кутта; удосконалені методи для визначення максимальних значень коефіцієнтів динамічності канатів трьохмасової системи однокінцевої піднімальної установки; отримано аналітичний розв'язок задачі щодо ефекту «перекачування енергії» у моментах сил пружності для трьохмасової механічної системи двохкінцевої піднімальної установки; визначені оптимальні динамічні параметри демпфуючих пристроїв для одержання раціонального коефіцієнта динамічності в канатному тяговому органі піднімальних установок; розроблені інженерні методики розрахунку коефіцієнтів дисипації демпфуючих пристроїв з гумовими і тарілчастими елементами; створена експериментальна модель, на якій проведені дослідження, що підтверджують адекватність результатів теоретичних розрахунків. Завершення дослідження здійснено разом з науковим керівником.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися й обговорювалися на: конференції «Мехатроника строительных и дорожных машин», ХНАДУ (м. Харків, 2007 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Современные проблемы и пути их решения в науке, транспорте, производстве и образовании 2007» (м. Одеса, 2007 р.); науковому семінарі кафедри «Промисловий та автомобільний транспорт» УПА (м. Харків, 2007–2008 рр.); XLI, XLII, XLIII, XLIV науково-практичній конференції науково-педагогічних працівників, науковців, аспірантів та співробітників академії» УПА (м. Харків, 2008–2011 рр.); Міжнародній науково-практичній конференції «Современные направления теоретических и прикладных исследований 2008» (м. Одеса, 2008 р.); Міжнародній

науково-практичній конференції «Перспективные инновации в науке, образовании, производстве и транспорте 2008» (м. Одеса, 2008 р.); Науково-методичній раді з машинобудування і металообробки МОН України, НТУ «ХПІ» (м. Харків, 2009 р.); 10-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків, (м. Львів, 2011 р.); Науково-методичній раді за напрямом підготовки «Машинобудування» МОНМС України зі спеціальності «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання», Тернопільський національний технічний університет (м. Тернопіль, 2012 р.); Міжнародній науково-практичній Інтернет-конференції «Современные направления теоретических и прикладных исследований 2014», (м. Іваново, 2014 р.); Ювілейному засіданні Науково-методичної ради за спеціальністю «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання» за напрямом «Машинобудування» при МОН України, присвячене 85-річчю заснування кафедри «Підйомно-Транспортні машини і обладнання», НТУ «ХПІ» (м. Харків, 2014 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Підвищення ефективності піднімально-транспортних, будівельних, дорожніх машин і комплексів» (м. Дніпро, 2018 р.); І Міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Новітні технології в освіті, науці та виробництві» (м. Покровськ, 2019 р.).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 27 робіт, з яких 16 статей у наукових спеціалізованих виданнях України (5 без співавторів), 1 патент України на корисну модель, 8 тез доповідей науково-практичних конференцій та 2 праці, які додатково відображають наукові результати роботи.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів і висновків. Загальний обсяг дисертації становить 237 сторінок. Дисертація містить: анотації на 16 сторінках, 63 рисунки і 17 таблиць за текстом, 5 додатків на 44 сторінках. Список використаних джерел містить 219 найменувань на 21 сторінках.

Подяка. Автор щиро вдячна Хмарі Леоніду Андрійовичу, завідувачу кафедри будівельних та дорожніх машин ДВНЗ ПДАБА за підтримку, поради та консультації під час виконання роботи.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність і доцільність дисертаційної роботи, сформульовано її мету та задачі, наведено дані про зв'язок роботи з науковими програмами, визначено об'єкт, предмет і методи досліджень, указані наукова новизна, практичне значення та реалізація отриманих результатів, зазначено особистий внесок автора, відображені дані щодо апробації та публікацій.

У **першому розділі** «Аналіз існуючих наукових досліджень динаміки піднімальних установок» проведено аналіз робіт провідних науковців та фахівців за даною проблемою. Питаннями дослідження та зменшення динамічних навантажень у валопроводі та канатах піднімальних машин займалися багато авторів як в Україні, так і за кордоном. Серед них варто відзначити роботи: М. М. Федорова, О. М. Динника, А. Ш. Локшина, Н. П. Неронова, Ф. В. Флоринського, Г. М. Савіна,

О. А. Горошко, С. П. Тимошенка, С. М. Кожевникова, О. М. Голубенцева, Н. Г. Гаркуши, В. Н. Потураєва, Л. В. Колосова, В.В. Безпалько, А. П. Нестерова, В. І. Дворникова, В. М. Чермалих, А. Г. Степанова, Е. Р. К'єрцеліна, В. С. Ловейкіна, Л. Л. Міщенко, Е. С. Савенка, А. К. Семенченка, Л. М. Козара, М. В. Корнякова, І. Н. Лапитова, Г. Д Трифанова, М. О. Стрелкова та ін.

Питанням мінімізації динамічних навантажень у канатах піднімальних установок основна увага приділена в дослідженнях А. П. Нестерова та В. С. Ловейкіна.

Також у розділі розглянуто авторські свідоцтва і патенти, присвячені питанням гасіння коливань у канатах піднімальних установок з використанням різноманітних демпфуючих пристроїв і пружних елементів.

Експериментальними дослідженнями коливальних процесів у лінії передачі піднімальних машин займалися такі вчені: О. М. Голубенцев, Н. Г. Гаркуша, В. І. Дворников, А. П. Нестеров, Л. В. Колосов, В. М. Чермалих, В. Д. Білий та ін.

За результатами аналізу літературних джерел виявлено, що незважаючи на значну кількість наукових робіт, які присвячені вивченню питання зменшення максимальних динамічних навантажень у канатах піднімальних машин, розв'язання даної задачі із застосуванням демпфуючих пристроїв залишається актуальним у галузі піднімально-транспортних машин.

У **другому розділі** «Методика проведення наукових досліджень» описані напрямки наукових досліджень та загальні методи, теорії і методики, які використовувалися для розв'язання поставлених задач. Обґрунтовано вибір підходів до розв'язання задачі щодо зменшення максимальних динамічних навантажень у канатах барабанних піднімальних установках, а також характеристика використаних програм і апаратних пристроїв під час проведення дослідно-експериментальної роботи та обробки отриманих даних.

У **третьому розділі** «Максимальні динамічні навантаження в канатах барабанних піднімальних установок» описано побудову розрахункових еквівалентних динамічних схем барабанних піднімальних установок: однокінцевого типу 1–6×2,4 Д (рис. 1) і двокінцевого типу 2 Ц–5×2,4 (рис. 2).

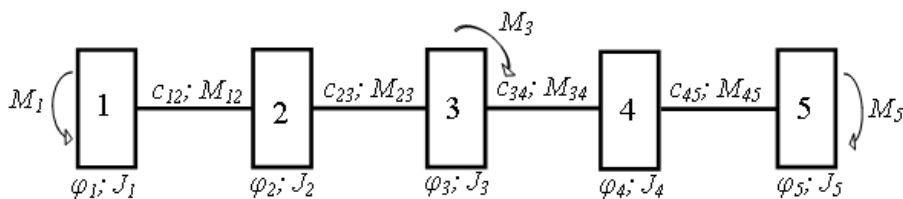


Рисунок 1 – Еквівалентна динамічна схема барабанної піднімальної установки типу 1–6х2,4 Д: $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$ – кути повороту дискретних мас відповідно електродвигуна, редуктора, барабана, копрового шківа, кінцевого вантажу, рад; J_1, J_2, J_3, J_4, J_5 – моменти інерції відповідних дискретних мас, т·м²; M_1, M_5 – зовнішні моменти відповідно від електродвигуна та кінцевого вантажу, Н·м; M_3 – зовнішній момент, що прикладається до піднімального барабана, Н·м; $c_{12}, c_{23}, c_{34}, c_{45}$ – крутильні жорсткості пружних ланок, Н·м/рад; $M_{12}, M_{23}, M_{34}, M_{45}$ – зведені моменти сил пружності ланок, Н·м

Виконана оцінка похибки коливань кінцевого вантажу з вагою канатом і для випадку, коли канат вважається невагомим, а частина його маси додається до маси кінцевого вантажу. Похибка для переміщення не виходить за межі 1 %, а для частоти – не перевищує 11 %, що є

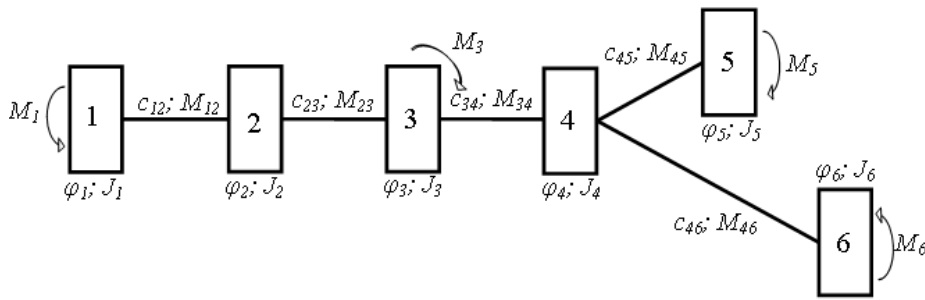


Рисунок 2 – Еквівалентна динамічна схема барабанної піднімальної установки типу 2 Ц–5х2,4: $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6$ – кути повороту дискретних мас відповідно електродвигуна, редуктора, барабана, копрового шківів, двох кінцевих вантажів, рад; $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6$ – моменти інерції відповідних дискретних мас, $\text{т} \cdot \text{м}^2$; M_1, M_5, M_6 – зовнішні моменти відповідно від електродвигуна та кінцевого вантажу, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_3 – зовнішній момент, що прикладається до піднімального барабана, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $c_{12}, c_{23}, c_{34}, c_{45}, c_{46}$ – крутильні жорсткості пружних ланок, $\text{Н} \cdot \text{м/рад}$; $M_{12}, M_{23}, M_{34}, M_{45}, M_{46}$ – зведені моменти сил пружності ланок, $\text{Н} \cdot \text{м}$

Для барабанних підйомників характерна висока жорсткість валопроводу в порівнянні з канатами та значні моменти інерції обертових частин піднімальної машини. Це вказує на те, що можливо об'єднати обертові маси лінії передачі (валопроводу) в одну та досліджувати її вплив на коливання кінцевих вантажів за спрощеними динамічними схемами.



Рисунок 3 – Еквівалентна динамічна схема однокінцевої піднімальної установки: J_1 – сумарний зведений до осі органа навівання момент інерції ротора двигуна, редуктора і барабана з урахуванням маси каната, $\text{т} \cdot \text{м}^2$; J_2 – зведений до осі барабана момент інерції кінцевого вантажу з урахуванням маси каната, $\text{т} \cdot \text{м}^2$; c_{12} – зведена жорсткість каната, $\text{кН} \cdot \text{м/рад}$; M_1 – зведений зовнішній момент кінцевого вантажу, $\text{кН} \cdot \text{м}$; M_2 – зведений зовнішній момент, що прикладається до барабана, $\text{кН} \cdot \text{м}$; M_{12} – момент сили пружності каната, $\text{кН} \cdot \text{м}$

а напрямний шків – невагомим. Маса канатів додається до дискретних мас піднімальної установки від вузла коливань за методом С. П. Тимошенка – С. М. Кожевникова. Коливальні процеси в канаті розглянутої піднімальної установки описуються звичайним неоднорідним диференціальним рівнянням у моментах сил пружності:

прийнятним для інженерних розрахунків. Таким чином, можна розглядати системи з невагомим канатом і, виходячи з рівності кінетичної енергії, додавати до маси кінцевого вантажу $1/3$ маси каната.

Для дослідження динаміки та синтезу коливальних процесів у канатах і валопроводах піднімальних установок розглянуті спрощені еквівалентні динамічні схеми.

На прикладі однокінцевої піднімальної установки проведено спрощення динамічної схеми до трьохмасової і досліджено вплив напрямного (копрового) шківів на коливання каната. Урахування маси напрямного шківів у розрахунку коливань канатів призводить до формування високої частоти, амплітуда коливань якої накладається на низьку, що незначно збільшує максимальні значення зусиль у струні каната.

Отже, для дослідження динаміки канатів багатомасову схему замінимо двомасовою схемою (рис. 3), приєднуючи зведені маси ротора електродвигуна і редуктора до барабана, вважаючи валопровід абсолютно жорстким,

$$\ddot{M}_{12} + \left(\frac{c_{12}}{J_1} + \frac{c_{12}}{J_2} \right) M_{12} = \frac{c_{12}}{J_1} M_1 + \frac{c_{12}}{J_2} M_2. \quad (1)$$

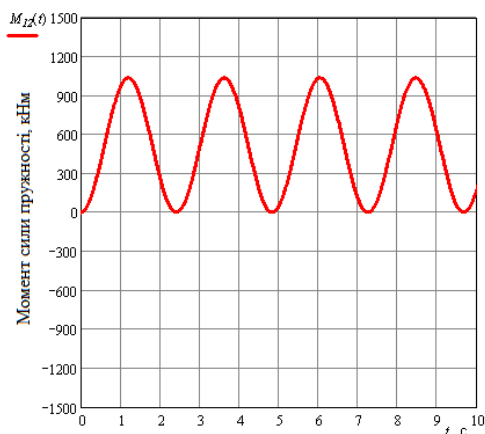


Рисунок 4 – Коливання моменту сили пружності в канаті

Результати розв'язків диференціальних рівнянь з урахуванням валопроводу, з напрямним шківом і спрощеної крутильних систем подано в табл. 1.

Таблиця 1 – Динамічні параметри однокінцевого підйомника

Схема	Максимальний момент сили пружності каната, кНм	Коефіцієнт динамічності	Період коливань, с
З урахуванням лінії передачі	1044	2,047	2,438
З ковровим шківом	1035,32	2,004	2,433
Спрощена	1036,5	2	2,424



Рисунок 5 – Еквівалентна крутильна динамічна схема однокінцевої піднімальної установки: J_1 – сумарний зведений момент інерції ротора двигуна, редуктора і барабана, $\text{т} \cdot \text{м}^2$; J_2 – зведений момент інерції напрямного шківів; J_3 – зведений момент інерції кінцевого вантажу; c_{12} – зведена крутильна жорсткість струни каната, $\text{кН} \cdot \text{м/рад}$; c_{23} – зведена крутильна жорсткість прямовису каната; M_{12}, M_{23} – моменти сил пружності в ланках, $\text{кН} \cdot \text{м}$; M_1, M_3 – зведені зовнішні моменти, що прикладаються відповідно до барабана і кінцевого вантажу, $\text{кН} \cdot \text{м}$

Похибка коливань систем у моментах сил пружності по амплітуді коливань доходить до 1 %, за коефіцієнтом динамічності та частоті – до 2 %.

Для одержання аналітичних виразів щодо динаміки піднімальних установок розглянуто трьохмасову систему однокінцевого підйомника (рис. 5), динамічні процеси якої описуються системою диференціальних рівнянь (2).

$$\left. \begin{aligned} \ddot{M}_{12} + \beta_{12}^2 \cdot M_{12} - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23} &= \frac{c_{12}}{J_1} M_1; \\ \ddot{M}_{23} + \beta_{23}^2 \cdot M_{23} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} &= -\frac{c_{23}}{J_3} M_3, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де β_{12}, β_{23} – парціальні частоти вільних коливань двомасових систем з урахуванням маси каната, $1/\text{с}$.

Частинні розв'язки системи однорідних звичайних диференціальних рівнянь із постійними коефіцієнтами:

$$M_{12} = A_{12} \cdot e^{\tau}; \quad M_{23} = A_{23} \cdot e^{\tau}. \quad (3)$$

Загальне розв'язання неоднорідних диференціальних рівнянь (2):

$$M_{12} = B_{12}^{(1)} \cos(\beta_1 t) + B_{12}^{(2)} \cos(\beta_2 t) + R_{12}; \quad (4)$$

$$M_{23} = B_{12}^{(1)} \cdot J_2 \frac{\beta_{12}^2 - \beta_1^2}{c_{12}} \cos(\beta_1 t) + B_{12}^{(1)} \cdot J_2 \frac{\beta_{12}^2 - \beta_2^2}{c_{12}} \cos(\beta_2 t) + R_{23} \quad (5)$$

де R_{12} і R_{23} – частинні розв'язки системи рівнянь (2), що відповідають стаціонарним навантаженням у канатах.

Коефіцієнти динамічності в пружних зв'язках 1-2 і 2-3:

$$\mu_{12} = \frac{M_{12}}{R_{12}}; \quad \mu_{23} = \frac{M_{23}}{R_{23}}. \quad (6)$$

Аналітичні вирази для коефіцієнтів динамічності трьохмасової системи:

$$\mu_{12}^{анал} = \frac{B_{12}^{(1)}}{R_{12}} \cdot [\cos(\beta_1 t) - \cos(\beta_2 t)] + [1 - \cos(\beta_2 t)]; \quad (7)$$

$$\mu_{23}^{анал} = \frac{B_{12}^{(1)}}{R_{23}} \cdot \frac{J_2}{c_{12}} \cdot [(\beta_{12}^2 - \beta_1^2) \cos(\beta_1 t) - (\beta_{12}^2 - \beta_2^2) \cos(\beta_2 t)] - \dots \quad (7)$$

$$\dots - \frac{R_{12}}{R_{23}} \cdot \frac{J_2}{c_{12}} \cdot (\beta_{12}^2 - \beta_1^2) \cos(\beta_2 t) + 1.$$

Спрощені формули для максимального значення коефіцієнта динамічності:

$$\mu_{12}^{max} = 2 + \frac{B_{12}^{(1)}}{R_{12}}; \quad \mu_{23}^{max} = 1 + \frac{R_{12}}{R_{23}} \cdot \frac{J_2}{c_{12}} \cdot (\beta_{12}^2 - \beta_1^2). \quad (8)$$

У табл. 2 наведені значення коефіцієнтів динамічності, розраховані різними способами для різної висоти підйому.

Похибка визначення коефіцієнтів динамічності у канатах за спрощеними формулах не перевищує 2,5 %.

Таблиця 2 – Результати розрахунків коефіцієнтів динамічності

Висота підйому H , м	Максимальні коефіцієнти динамічності						Похибка обчислень за спрощеними формулами, %	
	з диференційних рівнянь		з аналітичного розв'язку		за спрощеними формулами			
	$\mu_{12}^{\max}$	$\mu_{23}^{\max}$	$\mu_{12}^{\max}$	$\mu_{23}^{\max}$	$\mu_{12}^{\max}$	$\mu_{23}^{\max}$	$\mu_{12}^{\max}$	$\mu_{23}^{\max}$
300	1,997	2,007	2	2,007	1,977	2,027	1,002	1
450	1,998	2,007	2	2,007	1,967	2,038	1,552	1,545
600	1,997	2,006	1,999	2,003	1,961	2,044	1,803	1,894
850	1,996	2,005	1,998	2,005	1,954	2,051	2,104	2,3
1000	1,999	2,006	1,999	2,005	1,952	2,053	2,302	2,445

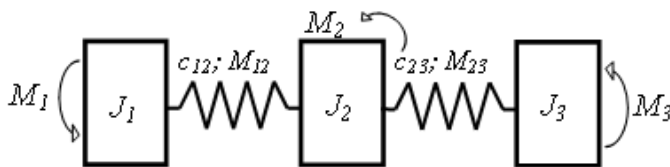


Рисунок 6 – Еквівалентна динамічна схема двокінцевої піднімальної установки: J_1, J_3 – зведені моменти інерції кінцевих вантажів, $\text{т} \cdot \text{м}^2$; J_2 – сумарний зведений момент інерції ротора двигуна, редуктора та барабана; $c_{12}; c_{23}$ – зведені крутильні жорсткості канатів, $\text{кН} \cdot \text{м/рад}$; M_1, M_3 – зведені зовнішні моменти, що прикладаються до кінцевих вантажів, $\text{кН} \cdot \text{м}$; M_2 – зовнішній момент, що прикладається до барабана

Розглянуто ефект «перекачування енергії» у канатах двокінцевої піднімальної установки, представленій трьохмасовою крутильною динамічною схемою (рис. 6) у момент проходження кінцевими вантажами середини стовбура.

Коливальний процес для трьохмасової схеми без урахування дисипативних сил описується системою однорідних диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{M}_{12} + \beta_{12}^2 \cdot M_{12} - \frac{C_{12}}{J_2'} M_{23} &= 0; \\ \ddot{M}_{23} + \beta_{23}^2 \cdot M_{23} - \frac{C_{23}}{J_2'} M_{12} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Розв'язок системи рівнянь (9) шукаємо у вигляді частинних рішень:

$$M_{12} = A_1 \sin(\beta_j t + \psi); \quad M_{23} = A_2 \sin(\beta_j t + \psi), \quad (10)$$

де A_1, A_2 – амплітуди коливань пружних моментів;
 β_j – головні частоти коливань трьохмасової системи;
 ψ – початкова фаза або кут зрушення.

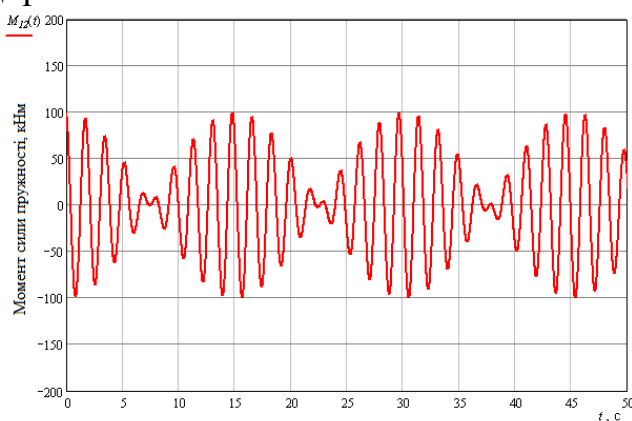
Моменти сил пружності трьохмасової системи з урахуванням перетворень:

$$M_{12}(t) = M_{12(0)} \cdot \left(\cos \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} t \cdot \cos \frac{\beta_1 - \beta_2}{2} t \right). \quad (11)$$

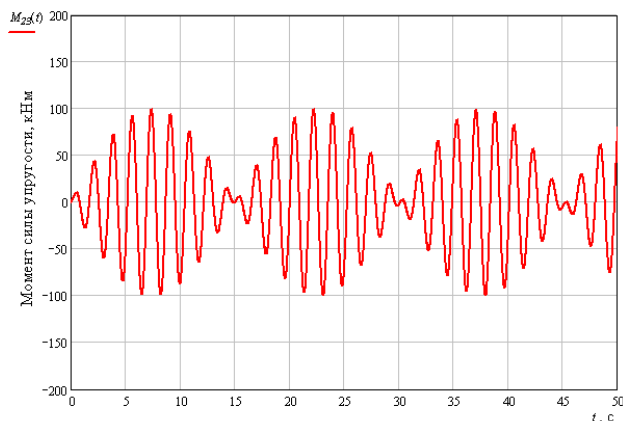
$$M_{23}(t) = M_{12(0)} \cdot \left(\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} t \cdot \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2} t \right). \quad (12)$$

Момент $M_{12}(t)$ змінюється за законом добутку косинусів, а момент $M_{23}(t)$ змінюється за законом добутку синусів. Це явище називають биттям або ефектом «перекачування енергії».

На рис. 7 подані осцилограми биттів у пружних ланках, отримані шляхом проведення чисельного експерименту за розглянутих початкових умов і вихідних динамічних параметрів. Ефект «перекачування енергії» між пружними ланками трьохмасової механічної системи двохкінцевої піднімальної установки виникає за умови, коли жорсткості пружних ланок і моменти інерції крайніх дискретних мас дорівнюють між собою.



а)



б)

Рисунок 7 – Осцилограма перекачування енергії в трьохмасовій механічній системі з пружними зв'язками: а) момент сил пружності M_{12} , що змінюється за законом добутку косинусів; б) момент сил пружності M_{23} , що змінюється за законом добутку синусів

Однокінцевий підйомник є системою статично невірноваженого підйому, тому важливо знати які коливальні процеси виникають у його канатопроводі. У розрахунках піднімальних установок канат вважають невагомим, а 1/3 його маси на основі рівності кінетичної енергії додається до дискретних мас, що лежать поруч.

Але виникає питання про те, куди ділося ще 2/3 маси каната? Тому нами розглянуті динамічні перехідні процеси в однокінцевому підйомнику (рис. 8) з огляду на потенційну енергію мас струни і прямовису каната, а також характер руху дискретних мас. Система динамічних рівнянь руху з урахуванням потенційної енергії канатів виведена із застосуванням метода Лагранжа 2-го роду.

Потенційна енергія системи, що виникає від сил пружної деформації канатів:

$$\Pi_{np} = \frac{C_{cm} \cdot (\delta l_1)^2}{4} + \frac{C_{cm} \cdot (\delta l_2)^2}{4} + \frac{C_k \cdot (\delta l_3)^2}{4} + \frac{C_k \cdot (\delta l_4)^2}{4}, \quad (13)$$

де C_{cm} , C_k – коефіцієнти жорсткості відповідно струни і прямовису каната;

$\delta l_1, \dots, \delta l_4$ – пружне подовження відрізка похилої струни та відрізка каната.

Потенційна енергія в полі сили тяжіння:

$$\Pi_m = m_{cm} \cdot \gamma_{cm} \cdot g \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) + \quad (14)$$

$$+ m_k \cdot \gamma_k \cdot g + m_{вант} \cdot \gamma_{вант} \cdot g,$$

де g – прискорення вільного падіння;
 m_{cm} , m_k , $m_{вант}$ – маси відповідно струни, прямовису каната та кінцевого вантажу;

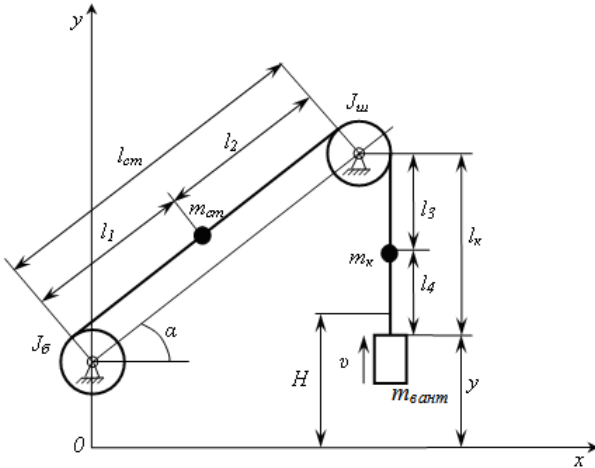


Рисунок 8 – Схема однокінцевої піднімальної установки

y_{cm} , y_k , $y_{вант}$ – переміщення мас відповідно струни каната, прямовису піднімального каната і кінцевого вантажу.

Загальна потенційна енергія системи: $\Pi = \Pi_{np} + \Pi_m$.

Кінетична енергія всієї системи:

$$T = \frac{J_b \dot{\varphi}_b^2}{2} + \frac{m_{cm} \dot{y}_{cm}^2}{2} + \frac{J_{ш} \dot{\varphi}_{ш}^2}{2} + \frac{m_k \dot{y}_k^2}{2} + \frac{m_{вант} \dot{y}_{вант}^2}{2}, \quad (15)$$

де φ_b , $\varphi_{ш}$ – кути повороту відповідно барабана та копрового шківа;

J_b , $J_{ш}$ – моменти інерції піднімального барабана і копрового шківа.

Система диференціальних рівнянь руху однокінцевої піднімальної установки з урахуванням потенційної та кінетичної енергій:

$$\left. \begin{aligned} J_b \ddot{\varphi}_b + \frac{C_{cm} \cdot R_b}{2} (R_b \varphi_b - y_{cm}) &= M_{дв}; \\ m_{cm} \ddot{y}_{cm} - \frac{C_{cm}}{2} (R_b \varphi_b - y_{cm}) + \frac{C_{cm}}{2} (y_{cm} - R_{ш} \varphi_{ш}) &= m_{cm} \cdot g \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right); \\ J_{ш} \ddot{\varphi}_{ш} - \frac{C_{cm} \cdot R_b}{2} (y_{cm} - R_{ш} \varphi_{ш}) + \frac{C_k \cdot R_{ш}}{2} (R_{ш} \varphi_{ш} - y_k) &= 0; \\ m_k \ddot{y}_k - \frac{C_k}{2} (R_{ш} \varphi_{ш} - y_k) + \frac{C_k}{2} (y_k - y_{вант}) &= -m_k \cdot g; \\ m_{вант} \ddot{y}_{вант} - \frac{C_k}{2} (y_k - y_{вант}) &= -m_{вант} \cdot g. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

На рис. 9 відображені коливальні динамічні процеси дискретних мас під час підйому кінцевого вантажу, звідки видно, що маса похилої струни коливається із частотою підйомного барабана, а в коливаннях копрового шківів спостерігаються дві частоти – від мас струни і прямовису каната. Коливальні процеси прямовису каната і кінцевого вантажу збігаються за частотою, але відрізняються за амплітудою через їх різні маси.

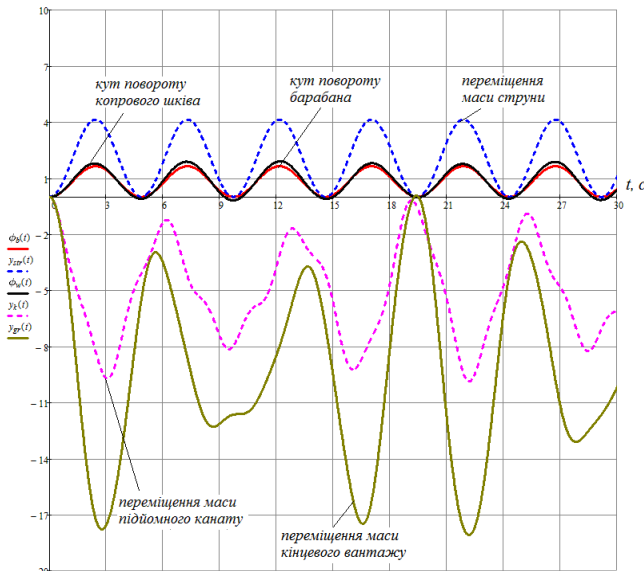
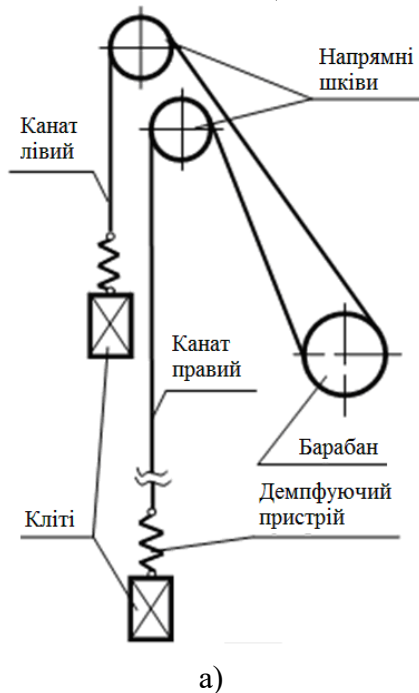
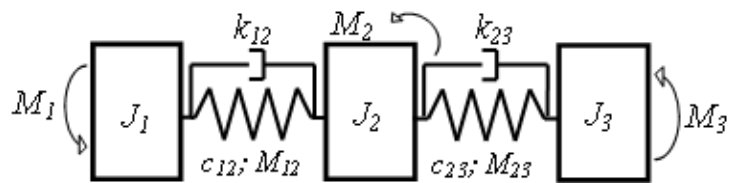


Рисунок 9 – Коливальні динамічні процеси дискретних мас однокінцевого підйомника

Четвертий розділ «Зменшення динамічних навантажень у канатах барабанних піднімальних установок при перехідних процесах» присвячено розробці еквівалентних схем і математичних моделей барабанних піднімальних установок та дослідженню закономірностей взаємодії демпфуючих пристроїв з канатною системою підйомників. Для дослідження динамічних процесів розроблені трьохмасова еквівалентна схема для двокінцевої піднімальної установки (рис. 10) та двомасова схема для однокінцевої установки, які дозволяють врахувати



а)



б)

Рисунок 10 – Схеми двокінцевої піднімальної установки: а) конструктивна; б) крутильна динамічна: J_1, J_3 – зведені моменти інерції кінцевих вантажів; J_2 – сумарний зведений момент інерції ротора двигуна, редуктора та барабана; M_{12}, M_{23} – моменти пружності віток канатів відповідно короткого і довгого; c_{12}, c_{23} – зведені крутильні жорсткості канатів; k_{12}, k_{23} – сумарний коефіцієнт дисипації відповідно короткого і довгого канатів з демпфуючими пристроями, т/с; M_1, M_3 – зведені зовнішні моменти, що прикладаються до кінцевих вантажів; M_2 – зовнішній момент, що прикладається до барабанів

Динамічні навантаження у вітках канатів крутильної трьохмасової динамічної моделі двокінцевої піднімальної установки із пружними зв'язками опишемо

наступною системою звичайних диференціальних рівнянь із постійними коефіцієнтами в моментах сил пружності:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{M}_{12} + k_{12} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) \dot{M}_{12} + \beta_{12}^2 \cdot M_{12} - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23} - \frac{c_{12} k_{23}}{c_{23} J_2} \dot{M}_{23} &= \frac{c_{12}}{J_1} M_1 - \frac{c_{12}}{J_2} M_2; \\ \ddot{M}_{22} + k_{23} \left(\frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right) \dot{M}_{23} + \beta_{23}^2 \cdot M_{23} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} - \frac{c_{23} k_{12}}{c_{12} J_2} \dot{M}_{12} &= \frac{c_{23}}{J_2} M_2 - \frac{c_{23}}{J_3} M_3. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Коефіцієнт дисипації вітки каната $k_{\theta, \kappa}$ (k_{12} ; k_{23}):

$$k_{\theta, \kappa} = \lambda + k_{\theta}, \quad (18)$$

де k_{θ} – коефіцієнт дисипації демпфуючого пристрою.

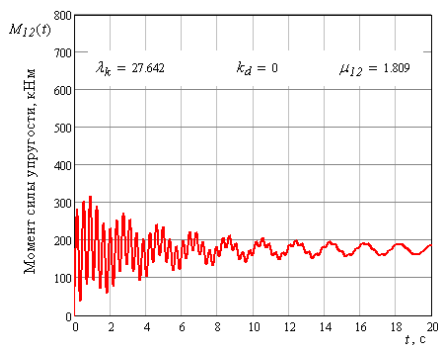
Коефіцієнт загасання коливань каната (коефіцієнт дисипації):

$$\lambda = \frac{\delta \sqrt{c_{\kappa} \cdot m_{\text{вант}}}}{\pi}, \quad (19)$$

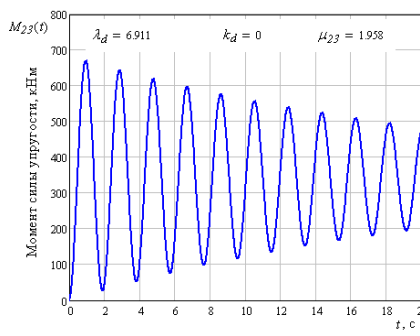
де δ – логарифмічний декремент коливань;

c_{κ} – жорсткість каната;

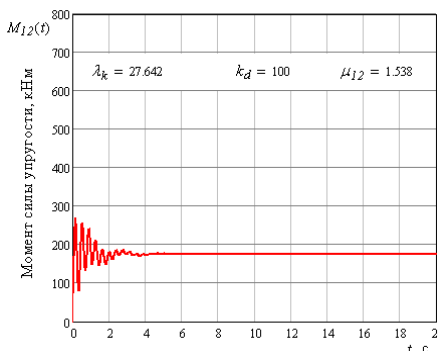
$m_{\text{вант}}$ – маса кінцевого вантажу.



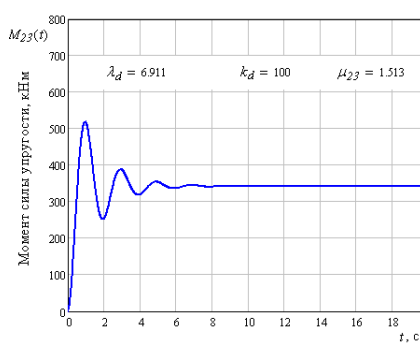
а)



б)



в)



г)

Рисунок 11 – Коливання моментів сил пружності віток канатів: а) короткого каната з обліком тільки дисипації канатів; б) довгого каната з обліком тільки дисипації канатів; в) короткого каната з обліком дисипацій канатів і демпфуючих пристроїв; г) довгого каната з обліком дисипацій канатів і демпфуючих пристроїв

Результати розв'язання системи диференціальних рівнянь (17) з урахуванням дисипативних сил (для короткого каната $\lambda_{\kappa}=27,642$ т/с; для довгого каната $\lambda_{\theta}=6,911$ т/с) подані на осцилограмах (рис. 11).

Максимальна амплітуда коливань пружних моментів у довгому канаті у два рази більше, ніж у короткому через його меншу жорсткість. Застосування демпфуючих пристроїв значно зменшує час загасання коливань канатів (у середньому в 7 разів), а коефіцієнти динамічності довгого та короткого канатів відповідно дорівнюють 1,538 і 1,513.

За коефіцієнтами динамічності канатів піднімальних установок визначені раціональні коефіцієнти дисипації демпфуючих пристроїв. У двокінцевому підйомнику з дисипацією демпфуючих пристроїв $k_{\theta}=400$ т/с коефіцієнт динамічності

довгого каната μ_{23} практично сягає одиниці, а короткого каната – $\mu_{12} = 1,35$. Це явище пояснюється тим, що короткий канат має більшу жорсткість і в ньому формуються дві частоти трьохмасової системи, які гасяться з різною інтенсивністю. Рациональна дисипація демпфуючих пристроїв k_d двокінцевої піднімальної установки знаходиться в межах від 700 т/с до 900 т/с, при цьому коливання в довгому канаті поглинуться до коефіцієнта динамічності, що дорівнює одиниці, а в короткому канаті – до величини від 1,21 до 1,14. Оскільки канати змінюють своє положення, то дисипацію в них варто приймати за середнім значенням.

Запропонований демпфуючий пристрій є одним із варіантів виконання гумометалевого демпфера і складається з гумових елементів (рис. 12), що працюють на стиск і зсув, за рахунок чого поглинається енергія коливань каната. Пристрій виконаний таким чином, що після виходу з ладу гумових елементів залишається зв'язок між канатом і кінцевим вантажем. Інший демпфуючий пристрій складається з увігнутих тарілчастих пружин (рис. 13), які за рахунок їхньої деформації та сили тертя між ними поглинають коливання системи «канат – кінцевий вантаж».

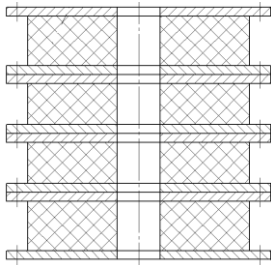


Рисунок 12 – Гумовий елемент демпфуючого пристрою



Рисунок 13 – Тарілчаста пружина демпфуючого пристрою

Розрахунок коефіцієнта дисипації демпфуючого пристрою з гумовими елементами здійснено, ґрунтуючись на дослідженнях В. Н. Потураєва.

Жорсткість демпфуючого пристрою з урахуванням його схеми, Н/м:

$$c_{d,n} = \frac{2F}{h} \left[E \cdot \sin^2 \left(\frac{\alpha}{2} \right) + G_{d,n} \cdot \cos^2 \left(\frac{\alpha}{2} \right) \right], \quad (20)$$

де $G_{d,n}$ – модуль зсуву демпфуючого пристрою, Н/м:

$$G_{d,n} = \frac{c_{el} \cdot h \cdot i}{F \cdot j}, \quad (21)$$

i – число паралельно встановлених груп деталей;

j – число деталей, послідовно з'єднаних у кожену групу.

Коефіцієнт дисипації демпфуючого пристрою, т/с:

$$k_{d,n} = \frac{20 \cdot \Delta \cdot \sqrt{c_{d,n} \cdot m_{вант}}}{\chi}, \quad (22)$$

де Δ – логарифмічний декремент загасання коливань гуми;

χ – коефіцієнт механічних втрат (відносний гістерезис) гуми.

Параметри демпфуючих пристроїв з гумовими елементами з різних марок гуми наведені в табл. 3.

Тарілчаста пружина (рис. 13) – пружний елемент у формі конусного диска з отвором у центрі, призначений для згину під навантаженням. Використовуються для сприйняття великих зусиль за малих габаритів пристрою.

Залежно від умов експлуатації тарілчасті пружини можуть установлюватися поодиночі або складатись у пакет, утворюючи пружний елемент, що працює на стиск. Жорсткість елемента залежить від товщини матеріалу та взаємного розташування пружин у пакеті.

Таблиця 3 – Параметри демпфуючих пристроїв з гумовими елементами

Параметр	Значення	
Марка гуми	1847	2959
Статичний модуль пружності E , МН/м ²	4,2	6,4
Модуль зрушення G , МН/м ²	0,7	1,067
Площа основи гумового елемента F , м ²	0,118	0,118
Жорсткість одного гумового елемента $c_{ел}$, Н/м	$5,966 \cdot 10^5$	$9,094 \cdot 10^5$
Жорсткість демпфуючого пристрою $c_{д.у}$, Н/м	$6,426 \cdot 10^5$	$9,795 \cdot 10^5$
Коефіцієнт дисипації демпфуючого пристрою $k_{д.н}$, т/с	879,15	1085,4

Нами прийнята паралельно-послідовна схему складання пакета тарілчастих пружин із двома паралельно розташованими елементами.

Притиснення пакета тарілчастих пружин осьовим навантаженням до опорних площин викликає силу тертя. Зусилля притиснення тарілчастої пружини з опорними площинами з урахуванням сил тертя:

$$F_{mp} = \frac{\pi \cdot E \cdot t \cdot s}{1,5 \cdot (D_1 - D_2)^2} \cdot \ln \frac{D_1}{D_2} \cdot \left[\left(l_0 - \frac{s}{2} \right) \cdot (l_0 - s) \cdot \left(1 + \frac{3F^2 \cdot f_{mp}^2 \cdot (D_1 - D_2)^2}{(E \cdot t \cdot s)^2 \cdot \left(l_0 - \frac{s}{2} \right)^2} \right) + t^2 \right]. \quad (23)$$

Жорсткість демпфуючого пристрою, Н/м:

$$c_{д.н} = \frac{(F_{\max} + \Delta F_{mp}) \cdot 10^3}{n_2 \cdot s_3}. \quad (24)$$

Коефіцієнт дисипації демпфуючого пристрою, т/с:

$$k_{д.н} = \sqrt{c_{д.н} \cdot m_{вант}} \cdot 10^3. \quad (25)$$

Демпфуючий пристрій забезпечує коефіцієнт дисипації, що дорівнює 1007,87 т/с, за якого коефіцієнт динамічності довгого каната $k_{д.у} = 1$, а короткого – $k_{д.у} = 1,187$.

П'ятий розділ «Експериментальні дослідження динаміки каната піднімальної установки» присвячено експериментам на моделі, що зображена на рис. 14. Модель створена на основі електричного тельфера і встановлена в навчально-виробничих майстернях УПА для реалізації вищенаведених технічних рішень щодо зменшення максимальних динамічних навантажень у канатах барабанних піднімальних установок та підтвердження працездатності демпфуючого пристрою шляхом проведення експериментів. Дослідження проводилися спочатку з порожньою та навантаженою моделлю кліті без демпфуючого пристрою, а потім – із використанням демпфера, встановленого в канатну систему піднімальної установки.

Експериментальна модель однокінцевої піднімальної установки складається з електричного канатного тельфера марки Т 10312. Керування тельфером здійснюється з ручного пульта. Сталевий канат навивається на циліндричний нарізний барабан, піднімаючи та опускаючи модель кліті з вантажем. Кліть рухається по жорстким вертикальним напрямним, які забезпечують вертикальний рух без бічного розгойдування. Коуш кріпиться до вимірювальної пластини з

тензодатчиками, які передають сигнал на аналогово-цифровий перетворювач ZET 210 і підсилювач ZET 410, які в свою чергу приєднані до персонального комп'ютера – ноутбука (рис. 15). Вимірювальна пластина з'єднується з моделлю кліті, обладнаною знімним демпфуючим пристроєм з чотирма гумовими елементами шайбоподібної форми. Дисипація пристрою становить 53,56 т/с.

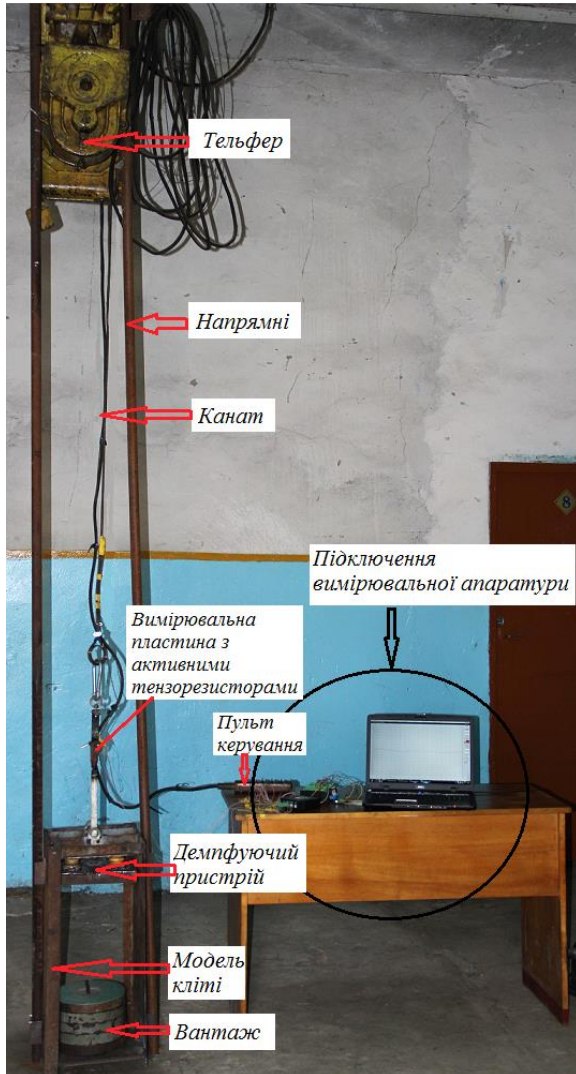


Рисунок 14 – Експериментальна модель піднімальної установки

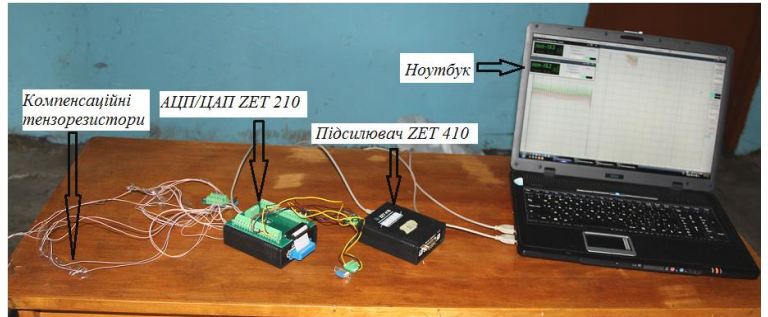


Рисунок 15 – Підключення вимірювальної апаратури

Експериментальні дослідження проводилися на сталевому канаті подвійного звивання конструкції ЛК-О $6 \times 7(1+6) + 1 \times 7(1+6)$ діаметром 3,2 мм.

Лабораторна установка спроектована з дотриманням гомогенності, тобто подібного перетворення окремих змінних. У нашому випадку геометрична подібність розглядається за діаметром каната. Через те, що згідно з прийнятим спрощенням, перехідні процеси розглядаються під час пуску та зупинки підйомної установки, повну довжину каната можна не розглядати.

За результатами порівняльного аналізу масових і силових параметрів натурної установки та експериментальної моделі однокінцевого підйомника максимальна розбіжність не перевищує 12 %.

Реєстрація параметрів пружно-деформованого стану досліджуваного об'єкта проводилася за допомогою модуля АЦП/ЦАП ZET210, що призначений для вимірювань параметрів сигналів, що надходять від різних первинних перетворювачів, у широкому частотному діапазоні з частотою дискретизації до 400 кГц. Для вимірювань опору тензорезисторів складалася напівмостова схема підключення з двома активними тензорезисторами. У результаті проведених експериментів отримані записи картин формування зусиль у канаті однокінцевої піднімальної установки під час перехідних процесів. На рис. 16 подані копії осцилограм, що описують зміну зусиль у канаті в залежності від координати часу в циклі роботи піднімальної установки без демпфуючого пристрою та з його використанням.

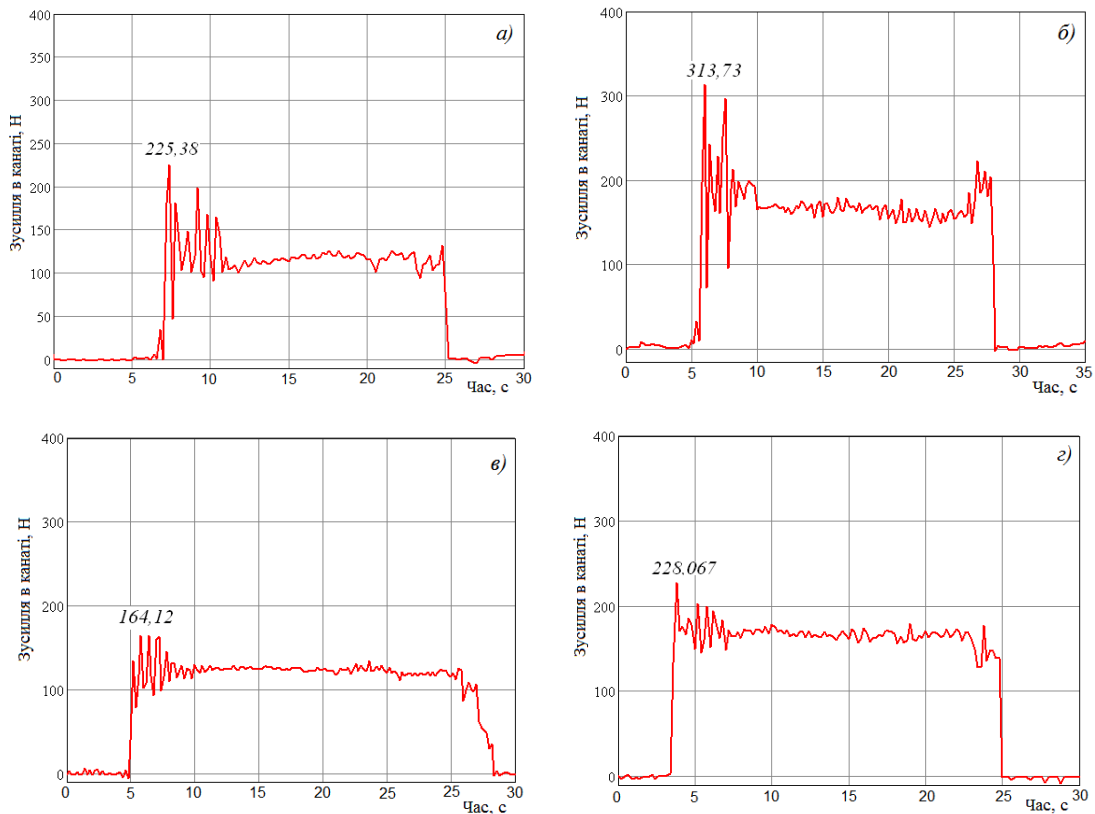


Рисунок 16 – Графіки зміни зусиль у канаті в залежності від координати часу в циклі роботи піднімальної установки: а) порожня кліть без демпфуючого пристрою; б) навантажена кліть без демпфуючого пристрою; в) порожня кліть з демпфуючим пристроєм; г) навантажена кліть з демпфуючим пристроєм

З рис. 16 видно, що застосований демпфуючий пристрій у канатній системі однокінцевої піднімальної установки є працездатним і дозволяє знизити максимальну амплітуду коливань до 28 % і відповідно зменшити коефіцієнт динамічності майже в 1,5 рази.

Порівняльний аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень показав, що розбіжність за коефіцієнтом динамічності складає 10,5 %, а за нижньою частотою коливань – 14 %, що є прийнятним з урахуванням швидкості протікання перехідного процесу. Отже, результати розрахунків на математичній моделі можна вважати достовірними, а саму модель – адекватною.

Результати розрахунків ефективності використання запропонованого технічного рішення щодо демпфуючого пристрою у канатній системі піднімальної установки показали, що завдяки зменшенню динамічних навантажень у канаті під час перехідних процесів, строк його служби збільшується приблизно на 18 %. Це підтверджує доцільність застосування демпфуючих пристроїв у барабанних піднімальних установках.

ВИСНОВКИ

Дисертація є науковою роботою, в якій на основі теоретичних та експериментальних досліджень розв’язано актуальну науково-практичну задачу, що полягає в зменшенні максимальних динамічних навантажень у канатах барабанних

піднімальних установок під час перехідних процесів за рахунок застосування демпфуючих пристроїв.

Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному.

1. Проведено аналіз існуючих наукових досліджень у галузі коливальних силових процесів у піднімальних установках, який показав, що динаміка канатів розглядається без застосування демпфуючих пристроїв. Тому в роботі розглянуті динамічні процеси в канатах з урахуванням демпферів коливань.

2. Розроблено динамічні математичні моделі багатомасових барабанних піднімальних установок з урахуванням їхніх дискретних мас, пружних зв'язків і зовнішніх збурювань. Доведено, що:

- коливальні процеси у валопроводі піднімальних установок практично не впливають на коливання кінцевих вантажів на канатах за рахунок великої жорсткості валів у порівнянні з канатами;

- напрямний шків практично не впливає на коливання кінцевого вантажу і каната (похибка за амплітудою коливань не перевищує 1 %).

3. Проведено дослідження з визначення коефіцієнтів динамічності в пружних зв'язках барабанних піднімальних установок і запасів міцності канатів з урахуванням максимальних динамічних навантажень. Визначено, що коефіцієнти динамічності канатів знаходяться у межах від 1,95 до 2,1, а коефіцієнт запасу міцності зменшується по відношенню до статичного силового стану в середньому у 2 рази.

4. Отримано аналітичні вирази для визначення параметрів динамічних процесів, у тому числі коефіцієнтів динамічності, трьохмасової системи однокінцевої піднімальної установки. Наведено спрощені формули для визначення максимальних значень коефіцієнтів динамічності каната з похибкою не більше 2,5 %.

5. Для трьохмасової системи двохкінцевої барабанної піднімальної установки отримані аналітичні вирази, що дозволяють досліджувати ефект «перекачування енергії» в канатах у моментах сил пружності. Визначено, що даний ефект виникає за умови, коли жорсткості пружних ланок і моменти інерції крайніх дискретних мас дорівнюють між собою.

6. Для однокінцевої піднімальної установки отримана система диференціальних рівнянь для розрахунків переміщень дискретних мас із урахуванням потенційної енергії канатів. Урахування потенційної енергії канатів збільшує розрахункову амплітуду коливань кінцевого вантажу під час перехідних процесів на 6,5 %.

7. Проведено дослідження щодо зменшення коефіцієнтів динамічності канатів барабанних піднімальних установок з урахуванням застосування демпфуючих пристроїв, розташованих між канатом і кінцевим вантажем. За рахунок дисипації демпфуючих пристроїв, коефіцієнт динамічності довгого каната можна знизити до 1, короткого – до 1,3, а час загасання коливань зменшити з 100 с до 12 с.

8. Проведено експериментальні лабораторні дослідження на моделі однокінцевого підйомника щодо мінімізації амплітуди коливань кінцевого вантажу на канаті за рахунок застосування демпфуючого пристрою з гумовими елементами.

Результати показали зменшення максимальної амплітуди коливань зусилля в канаті під час перехідних процесів до 28 %.

9. Розроблені інженерні методики розрахунку піднімального каната із застосуванням демпфуючих пристроїв з гумовими елементами і тарілчастими елементами з урахуванням сил тертя в опорних площинах. Визначено, що завдяки зменшенню динамічних навантажень у канаті під час перехідних процесів, строк його служби збільшується приблизно на 18 %, що дозволяє знизити витрати на ремонті установки.

10. Результати роботи впроваджено на ТОВ «ДТЕК Свердловантрацит», а також у навчальний процес кафедри машинобудування та транспорту Української інженерно-педагогічної академії в лекційному курсі «Вантажопідйомні машини» та у курсовому і дипломному проектуванні.

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ДИСЕРТАЦІЇ ОПУБЛІКОВАНІ В РОБОТАХ

Статті у наукових фахових виданнях України

1. Нестеров А. П., **Осипова Т. Н.** Перекачка энергии в грузоподъемных установках // Наук. вісн. буд-ва : зб. наук. пр. / Харк. держ. техн. ун-т буд-ва та архітектури. Харків, 2007. Вип. 40. С. 123–128. *(Особистий внесок – аналітично отримана умова «перекачування енергії» між канатами трьохмасової системи двохкінцевого барабанного підйомника, побудовані осцилограми «перекачування енергії» за результатами чисельного експерименту).*

2. Нестеров А. П., **Осипова Т. Н.** Упрощение многомассовых механических систем с упруго-вязкими связями // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. Харків, 2008. Вип. 2. С. 82–87. *(Особистий внесок – проведено спрощення еквівалентних динамічних схем канатних підйомників зі зменшенням кількості дискретних мас).*

3. Нестеров А. П., **Осипова Т. Н.**, Иваночко В. М. Максимальные инерционные нагрузки одноконцевого клетового подъемника // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. Харків, 2008. Вип. 3. С. 46–53. *(Особистий внесок – визначено максимальні значення прискорень і уповільнень піднімальної машини у робочому режимі роботи та в режимі запобіжного гальмування, а також запаси міцності канатів з урахуванням максимальних інерційних навантажень).*

4. Нестеров А. П., **Осипова Т. Н.** Исследование влияния распределенной массы каната на колебания груза на невесомом канате // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. Харків, 2009. Вип. 4. С. 85–91. *(Особистий внесок – виконано оцінку похибки коливань кліті за переміщенням та частотою з вагомим канатом у порівнянні з випадком, коли канат вважається невагомим, а частина його маси додається до маси кліті, обґрунтовано доцільність прийняття систем з невагомим канатом).*

5. Нестеров А. П., **Осипова Т. Н.**, Иваночко В. М. Кинематические и силовые колебательные процессы в линии передачи одноканатного подъемника // Вісн. Харк. нац. техн. ун-ту сільськ. госп-ва ім. П. Василенка. Харків, 2009. Вип. 76. С. 151–156. *(Особистий внесок – реалізовано на ЕОМ математичні динамічні поступові та оберткові моделі однокінцевого підйомника, визначено швидкості підйому кінцевого*

вантажу та періоди його коливань, проведено порівняльний аналіз теоретичних даних з експериментальними).

6. Нестеров А. П., **Осипова Т. Н.** Динамика одноконцевого канатного подъемника с учетом направляющего шкива // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2009. № 3/7 (39). С. 37–39. *(Особистий внесок – отримано аналітичне розв'язання диференційних рівнянь для трьохмасової системи однокінцевого підйомника з пружними ланками з урахуванням маси копрового шківа).*

7. Нестеров А. П., **Осипова Т. Н.** Методика составления упрощенной эквивалентной динамической схемы канатопровода // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2010. № 2/5 (44). С. 50–53. *(Особистий внесок – побудовано багатомасову еквівалентну динамічну схему однобарабанного підйомника та виведено систему диференційних рівнянь коливань у механічній системі підйомника; отримано чисельні значення динамічних параметрів однокінцевого підйомника на основі розв'язків систем диференційних рівнянь на ЕОМ).*

8. **Осипова Т. Н.** Коэффициенты динамичности подъемника с учетом массы каната и направляющего шкива // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2010. № 5/5 (47). С. 54–56.

9. Нестеров А. П., **Осипова Т. Н.** Колебательные процессы в линии передачи барабанного шахтного подъемника // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. Харків, 2010. Вип. 6. С. 52–63. *(Особистий внесок – побудовано багатомасову динамічну схему двохкінцевого підйомника, виведено систему диференційних рівнянь коливань у механічній системі підйомника; отримані чисельні значення динамічних параметрів двохбарабанного підйомника на основі розв'язків систем диференційних рівнянь на ЕОМ).*

10. Гаситель коливань підйомників / А. П. Нестеров, **Т. М. Осипова**, Г. М. Тріщ, Г. І. Фесенко // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. Харків, 2013. Вип. 11. С. 44–46. *(Особистий внесок – проаналізовано існуючі гасителі коливань, запропоновано конструкцію демпферного пристрою підйомників, розташованого у підвісці піднімального сосуду).*

11. Нестеров А. П., **Осипова Т. Н.** Уменьшение динамических нагрузок в канатах барабанных подъемников // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2014. № 2/7 (68). С. 17–22. *(Особистий внесок – побудовано динамічні схеми однокінцевого та двохкінцевого підйомників, виведені системи диференційних рівнянь коливань у їх механічній частині; отримано чисельні значення динамічних параметрів підйомників на основі розв'язків систем диференційних рівнянь на ЕОМ; побудовано графіки залежності коефіцієнтів динамічності канатів при варіюванні коефіцієнтом дисипації демпфуючого пристрою).*

12. Нестеров А. П., **Осипова Т. Н.** К вопросу о динамике и оптимизации шахтных подъемников // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. Харків, 2014. Вип. 13. С. 74–81. *(Особистий внесок – проаналізовано літературні джерела з питань динаміки та оптимізації роботи підйомників, виконано огляд експериментальних досліджень коливань канатів підйомників).*

13. **Осипова Т. Н.**, Нестеров А. П., Родионов Л. А. Коэффициент диссипации резинометаллического демпфирующего устройства в канатах подъемников // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. Харків, 2014. Вип. 14. С. 24–

29. *(Особистий внесок – отримано конструкцію демпферного пристрою підйомників, розраховано параметри гумових демпферних пристроїв, визначено коефіцієнти динамічності демпферного пристрою у залежності від кута нахилу між гумовими елементами).*

14. **Осипова Т. Н.** Экспериментальные исследования динамики каната одноконцевого подъемника // *Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад.* Харків, 2016. Вип. 17. С. 46–51.

15. **Осипова Т. Н.** Зменшення динамічних навантажень у канаті барабанного однокінцевого підйомника // *Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад.* Харків, 2017. Вип. 20. С. 55-61.

16. **Осипова Т. Н.** Динамика подъемной установки с учетом веса и вязкости канатов // *Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад.* Харків, 2017. Вип. 20. С. 62-66.

Охоронні документи на об'єкти права інтелектуальної власності

17. Підвісний пристрій шахтної підйомної установки : пат. 72150 U Україна, МПК В 66 В 7/00 / А. П. Нестеров, **Т. М. Осипова**. U 2012 00644 ; заявл. 20.01.2012 ; опубл. 10.08.2012, Бюл. № 15. 8 с. *(Особистий внесок – запропоновано конструкцію та форму підвісного пристрою шахтної піднімальної установки).*

Матеріали і тези конференцій

18. Нестеров А. П., **Осипова Т. Н.** Эффект «биения» в канатах грузоподъемных машин // *Современные направления теоретических и прикладных исследований 2008 : сб. науч. тр. по материалам международ. науч.-практ. конф. (15–25 марта 2008 г.).* Одесса, 2008. Т. 3. Технические науки. С. 9–12. *(Особистий внесок – запропоновано аналітичне розв'язання для трьохмасової механічної системи двохкінцевого підйомника з пружними ланками в моментах сил пружності).*

19. **Осипова Т. Н.**, Нестеров А.П. Инерционные нагрузки клетового подъемника // *XLIII наук.-практ. конф. наук.-пед. працівників, науковців, аспірантів та співробітників акад. (19–20 лютого 2009 р.) : зб. тез доп. / Укр. інж.-пед. акад.* Харків, 2009. Ч. 3. С. 24. *(Особистий внесок – визначено запаси міцності канатів однокінцевого и двохкінцевого підйомників з урахуванням максимальних інерційних навантажень).*

20. **Осипова Т. Н.**, Нестеров А. П. Упрощенные аналитические формулы коэффициента динамичности подъемника // *XLIII наук.-практ. конф. наук.-пед. працівників, науковців, аспірантів та співробітників акад. (19 лют. 2010 р.) : зб. тез доп. / Укр. інж.-пед. акад.* Харків, 2010. Ч. 3. С. 20. *(Особистий внесок – отримано аналітичний розв'язок та спрощені формули для розрахунку коефіцієнтів динамічності для трьохмасової системи однокінцевого підйомника; визначено чисельні значення коефіцієнтів динамічності та проведено аналіз щодо визначення похибки за спрощеними формулами).*

21. **Осипова Т. Н.** Упрощение эквивалентных динамических схем барабанных подъемников // *XLIV наук.-практ. конф. наук.-пед. працівників, науковців, аспірантів та співробітників акад. (18–25 лютого 2011 р.) : зб. тез доп. / Укр. інж.-пед. акад.* Харків, 2011. Ч. 3. С. 37.

22. **Осипова Т. М.** Визначення перехідних процесів однокінцевого барабанного кліткового підйомника на основі промислового експерименту // Десятий міжнарод. симп. укр. інженерів-механіків у Львові (25–27 травня 2011 р.) : праці. Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2011. С. 353–355.

23. **Осипова Т. Н., Родионов Л. А.** Коэффициент диссипации тарельчатого демпфирующего устройства применительно к подъемникам // Сб. науч. тр. SWorld. Вып. 1 (38). Т. 2. Машиноведение и машиностроение. Иваново : МАРКОВА АД, 2015. С. 29–32. *(Особистий внесок – виведено формулу для коефіцієнта дисипації демпфуючого пристрою з тарілчастими елементами з урахуванням сил тертя в опорних площинах).*

24. **Осипова Т. Н.** Експериментальні дослідження динаміки каната однокінцевого підйомника з використанням демпфувального пристрою // Дванадцятий міжнарод. симп. укр. інженерів-механіків у Львові: тези доп. (28–29 трав. 2015 р.). Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2015. С. 183–184.

25. **Осипова Т. Н.** Зменшення динамічних навантажень у канатах барабанних підйомників при перехідних процесах // Підвищення ефективності піднімально-транспортних, будівельних, дорожніх машин і комплексів : тези доп. міжнарод. науко-практ. конф. (21–23 трав. 2018 р.) / Дніпропетр. нац. ун-т залізнич. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. Дніпро, 2018. С. 24–25.

Праці, які додатково відображають наукові результати роботи

26. **Осипова Т. Н.** Учет массы канатов при исследовании динамики одноконцевого подъемника // Вестн. Белгород. гос. технолг. ун-та им. В. Г. Шухова : науч.-теорет. журн. Белгород, 2014. № 2. С. 72–74.

27. **Осипова Т. Н., Нестеров А. П., Чернышенко А. В.** Динамика одноконцевого подъемника с учетом массы канатов // Сб. науч. тр. SWorld. Вып. 1, Т. 8. Иваново : МАРКОВА АД, 2014. С. 34–39. *(Особистий внесок – отримано систему диференціальних рівнянь руху однокінцевої піднімальної установки з урахуванням потенційної енергії канатів; побудовані графіки коливальних процесів дискретних мас однокінцевого підйомника).*

АНОТАЦІЇ

Осипова Т. М. Обґрунтування ефективності застосування демпфуючих пристроїв у барабанних піднімальних установках при перехідних процесах. – Кваліфікаційна наукова робота на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.05 – піднімально-транспортні машини. – Українська інженерно-педагогічна академія, м. Харків, 2019.

Дисертаційна робота присвячена розв’язанню актуальної науково-практичної задачі, яка полягає в зменшенні максимальних динамічних навантажень у канатах барабанних піднімальних установок при перехідних процесах шляхом обґрунтування застосування демпфуючих пристроїв.

Сталевий канат є невід’ємною частиною будь-якого піднімального механізму, а також несучим, найбільш відповідальним і підданим зношуванню елементом піднімальної установки. У процесі експлуатації барабанних піднімальних установок

виникають часті коливальні навантаження в канатах, що викликає втому матеріалу дротів і є однією з причин руйнування канатів на протязі тривалої експлуатації в піднімальних машинах, унаслідок чого відбувається скорочення строку служби каната.

У дисертаційній роботі розглядається вплив валопроводу і копрового шківів на коливальні процеси в канатах барабаних піднімальних установок. Проведені теоретичні дослідження динаміки п'яти-, трьох- і двомасових систем однокінцевої піднімальної установки, розраховані значення коефіцієнтів динамічності та запасів міцності канатів. Отримано аналітичні вирази, що описують динаміку трьохмасової системи підйомної установки і дозволяють визначати моменти сил пружності та коефіцієнти динамічності каната. Наведені спрощені формули для визначення максимальних значень коефіцієнтів динамічності каната. Для трьохмасової системи двокінцевої піднімальної установки отримано аналітичне вираження ефекту «перекачування енергії» у моментах сил пружності під час руху кінцевих вантажів у стовбурі. Для однокінцевої піднімальної установки отримана система диференціальних рівнянь переміщення дискретних мас із урахуванням потенційної енергії канатів.

Проведені дослідження щодо зменшення коефіцієнтів динамічності канатів барабаних піднімальних установок з урахуванням застосування демпфуючих пристроїв, розташованих між канатом і кінцевим вантажем. Складені еквівалентні динамічні схеми та отримано математичний опис у вигляді звичайних диференціальних рівнянь у моментах сил пружності з постійними коефіцієнтами з урахуванням дисипативних сил. З метою підтвердження теоретичних досліджень і чисельного експерименту проведено експериментальні дослідження з визначення динаміки однокінцевого підйомника із застосуванням демпфуючого пристрою з гумовими елементами. Розроблено інженерні методики розрахунку підйомного каната із застосуванням демпфуючих пристроїв з гумовими та тарілчастими елементами з урахуванням сил тертя в опорних площинах.

Ключові слова: барабанні підйомні установки, динамічні навантаження, математична модель, коефіцієнт динамічності, демпфуючий пристрій, експериментальна модель, модуль АЦП/ЦАП ZET210.

Осипова Т. Н. Обоснование эффективности применения демпфирующих устройств в барабанных подъемных установках при переходных процессах. - Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук (доктора философии) по специальности 05.05.05 – подъёмно-транспортные машины. – Украинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков, 2019.

Диссертационная работа посвящена решению актуальной научно-практической задачи – уменьшению максимальных динамических нагрузок в канатах барабанных подъемных установок при переходных процессах путем обоснования применения демпфирующих устройств.

Стальной канат является неотъемлемой частью любого подъемного механизма, а также несущим, наиболее ответственным и подверженным износу элементом подъемной установки. В процессе эксплуатации барабанных подъемных

установок возникают частые колебательные нагрузки в канатах, что вызывает усталость материала проволок и является одной из причин разрушения канатов при их длительной эксплуатации в подъемных машинах, вследствие чего происходит сокращение срока службы каната.

В диссертационной работе рассматривается влияние валопровода и копрового шкива на колебательные процессы в канатах барабанных подъемных установок. На основе исследования динамики одноконцевой подъемной установки показано, что с достаточной степенью точности можно рассматривать колебания невесомых канатов с учетом только кинетической энергии системы. Проведены теоретические исследования динамики пяти-, трех- и двухмассовых систем одноконцевой подъемной установки, рассчитаны значения коэффициентов динамичности и запасов прочности канатов.

Получены аналитические выражения, которые описывают динамику трёхмассовой системы подъемной установки и позволяют определять моменты сил упругости и коэффициенты динамичности каната. Приведены упрощенные формулы для определения максимальных значений коэффициентов динамичности каната с погрешностью не больше 2,5 %.

Для трёхмассовой системы двухконцевой подъемной установки усовершенствован алгоритм аналитического решения задачи появления эффекта «перекачивание энергии» в моментах сил упругости во время движения конечных грузов в стволе. Для одноконцевой подъемной установки получена система дифференциальных уравнений перемещения дискретных масс с учетом потенциальной и кинетической энергий канатов.

Проведены исследования относительно уменьшения коэффициентов динамичности канатов барабанных подъемных установок с учетом применения демпфирующих устройств, расположенных между канатом и концевым грузом. Составлены эквивалентные динамические схемы и получено математическое описание в виде обычных дифференциальных уравнений в моментах сил упругости с постоянными коэффициентами с учетом диссипативных сил.

С целью подтверждения теоретических исследований и численного эксперимента проведены экспериментальные исследования по определению динамики одноконцевого подъемника с применением демпфирующего устройства с резиновыми элементами. Для этого смоделирован одноконцевой подъемник с клетью. Для измерения сопротивления тензорезисторов собиралась полумостовая схема подключения с термокомпенсацией с двумя активными тензорезисторами. Регистрация параметров упруго-деформированного состояния исследуемого объекта проводилась с помощью АЦП/ЦАП ZET210. Проведены серии экспериментов по исследованию динамики каната при подъеме груза с жесткого основания в цикле «подъем-стабилизация-опускание» с использованием демпфирующего устройства и без него. Выполнено сравнение теоретических и экспериментальных значений коэффициентов динамичности каната.

Разработаны инженерные методики расчета подъемного каната с применением демпфирующих устройств с резиновыми амортизаторами и тарельчатыми элементами с учетом сил трения в опорных плоскостях.

Ключевые слова: барабанные подъемные установки, динамические нагрузки, математическая модель, коэффициент динамичности, демпфирующее устройство, экспериментальная модель, модуль АЦП/ЦАП ZET210.

Osypova T. Justification of the effectiveness of the use of damping devices in drum lifting installations during transients. - Qualification scientific paper as a manuscript.

Thesis for the degree of Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) in specialty 05.05.05 – lifting-and-transport machines. – Ukrainian Engineering-Pedagogic Academy, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkov, 2019.

The thesis is devoted to the solution of the actual scientific and practical problem, which is to reduce the maximum dynamic loads in the ropes of drum lifting installations during transient processes, because the steel rope is an integral part of any lifting mechanism, as well as bearing, most responsible and subject to wear element of lift installation. In the process, the steel ropes are stretched and bent, they are exposed to frequent oscillatory loads, which causes the fatigue of the wire material and is one of the causes of the destruction of ropes during long-term operation in lifting machines. In the event of defects on any site, replacement of the entire rope is subject to even a predetermined period, which increases the operating costs of the enterprise.

In the thesis the influence of shaft and coil pulley on oscillatory processes in ropes of drum lifting installations is considered. Theoretical investigations of dynamics of five-, three- and two-mass systems of a one-end lifting unit have been carried out, calculations of dynamical coefficients and strength ropes have been calculated. The analytical expressions, which describe the dynamics of the three-mass system of the lifting device, are obtained, and it is possible to determine the moments of the forces of elasticity and the coefficients of the dynamism of the rope. The simplified formulas for determining the maximum values of rope dynamic coefficients are given. For the three-mass system of a two-terminal lifting device, an analytical expression of the effect of "energy transfer" at the moment of the forces of elasticity during the movement of final goods in the trunk is obtained. For a one-end lift installation, we obtain a system of differential equations of displacement of discrete masses taking into account the potential energy of ropes.

Studies have been done to reduce the dynamics of ropes of drum lifting installations, taking into account the use of damping devices located between the rope and the final load. Equivalent dynamic circuits are constructed and a mathematical description is obtained in the form of ordinary differential equations at moments of elastic forces with constant coefficients taking into account dissipative forces. In order to confirm the theoretical studies and numerical experiment, experimental research was conducted to determine the dynamics of a single-end lift using a damping device with rubber elements. The engineering methods of calculation of a lifting rope with the use of damping devices with rubber and plate elements with consideration of frictional forces in supporting planes are developed.

Key words: drum lifting systems, dynamic loads, mathematical model, dynamic coefficient, damping device, experimental model, module ADC/DAC ZET210.

Підписано до друку 13.05.2019 р. Формат 60×90 1/16.
Папір офсетний. Друк – різнограф. Ум. друк. арк. 1,1
Гарнітура «Times New Roman». Наклад 100 прим.

Надруковано в центрі оперативної поліграфії ТОВ «Рейтинг»
Свідоцтво про держ. реєстрацію ю.о. А00 № 507350
61003, м. Харків, пров. Соляниківський, 4.
Тел. [057\) 771-00-92](tel:0577710092), 771-00-96.

