

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

ЗАКОРА ОКСАНА ВОЛОДИМИРІВНА



УДК 621.87(075.8)

**ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТУНЕЛЬНОГО ЕСКАЛАТОРА З
ПРОМІЖНИМ РОЗМІЩЕННЯМ ПРИВОДУ**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2016

Дисертацією є рукопису

Робота виконана на кафедрі прикладної механіки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Данильченко Юрій Михайлович,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»,
завідувач кафедри прикладної механіки

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Назаренко Іван Іванович,
Київський національний університет будівництва і архітектури,
завідувач кафедри машин і обладнання технологічних процесів

доктор технічних наук, доцент
Ланець Олексій Степанович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
директор Інституту інженерної механіки та транспорту

Захист відбудеться 19 квітня 2016 р. о 15 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.002.11 при Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут» за адресою: 03056, м. Київ, проспект Перемоги, 37, корпус 1, ауд. 214.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці ім. Г.І. Денисенка Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» за адресою: 03056, м. Київ, проспект Перемоги, 37.

Автореферат розісланий 19 березня 2016 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



В.С. Майборода

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Розвиток метрополітену великих міст спрямований на збільшення пасажиропотоку, що потребує застосування нових підходів до технічного забезпечення та логістики цього виду транспорту. Для станцій глибокого залягання єдиним варіантом вирішення цього завдання є збільшення пропускної здатності тунелів. Оскільки розширення самих тунелів є технологічно неможливим, то збільшення їх пропускної здатності можливе лише за рахунок зменшення габаритів тунельних ескалаторів і відповідного збільшення їх кількості в тунелі.

Створення таких машин на базі традиційної схеми ескалатора з тяговими ланцюгами і приводом на верхній криволінійній ділянці сходового полотна проблематичне внаслідок конструктивного обмеження можливості зменшення поперечного габариту ескалатора без втрат його продуктивності. Але таким вимогам відповідають конструкції тунельних ескалаторів нового покоління з проміжним приводом, встановленим у міжсходиновому просторі у верхній частині прямолінійної нахиленої ділянки траси. Ці ескалатори порівняно із тунельними ескалаторами традиційної конструкції мають менші габарити і металоємність, але разом з тим є більш чутливими до дії динамічного навантаження.

Враховувати цю особливість ескалаторів нового покоління потрібно як на стадії проектування – при призначенні геометричних параметрів елементів приводу і виборі ланцюгового тягового органу, так і на стадії експлуатації – для корегування швидкості руху сходового полотна. Для цього необхідно знати закономірності зміни динамічних властивостей його механічної системи залежно від її геометричних, кінематичних і силових характеристик.

Знання цих закономірностей дозволить здійснити науково обґрунтований вибір конструктивно-експлуатаційних характеристик тунельного ескалатора з проміжним розміщенням приводу за умови мінімізації впливу динамічного навантаження на його роботу, що й визначає актуальність теми дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана на кафедрі прикладної механіки відповідно до наукових планів Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» (НТУУ «КПІ»), ініціативної науково-дослідної роботи «Оптимізація конструктивно-експлуатаційних параметрів ескалаторів і травелаторів нового покоління» (ДР № 0115U007220) та робіт з дослідження динамічного стану тунельних ескалаторів на замовлення ескалаторної служби КП «Київський метрополітен».

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є зменшення динамічного навантаження тунельного ескалатора з проміжним розміщенням приводу шляхом призначення його конструктивно-експлуатаційних характеристик на основі встановлення закономірностей їх впливу на динамічні властивості механічної системи ескалатора.

Для досягнення зазначеної мети були поставлені наступні задачі:

- провести аналіз сучасного стану науково-практичної бази проектування, конструювання та експлуатації тунельних ескалаторів;

- провести дослідження конструктивно-експлуатаційних характеристик тунельних ескалаторів традиційної конструкції і конструкції з проміжним розміщенням приводу;
- розробити динамічну модель механічної системи ескалатора;
- встановити закономірності зміни динамічних властивостей ескалаторів з проміжним розміщенням приводу залежно від типажного ряду для різних рівнів навантажень та швидкостей руху сходового полотна;
- дослідити вплив конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора з проміжним розміщенням приводу на характер і величину зусиль в його тяговому органі;
- розробити рекомендації щодо вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів з проміжним розміщенням приводу.

Об'єкт дослідження – динаміка механічної системи тунельних ескалаторів.

Предмет дослідження – динамічні властивості механічної системи тунельного ескалатора з проміжним приводом та їх зв'язок з конструктивно-експлуатаційними характеристиками.

Методи дослідження - поставлені в роботі задачі вирішувались з використанням сучасних теоретичних і експериментальних методів дослідження. Теоретичні положення роботи базуються на основних положеннях диференціального числення, теорії коливань, динаміки машин, теорії планування експерименту. Експериментальні дослідження проводились в лабораторних умовах. Обчислення проводились із використанням чисельних методів розрахунку на базі сучасного програмного забезпечення.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у встановленні зв'язку динамічних властивостей механічної системи тунельного ескалатора з проміжним приводом з його основними конструктивно-експлуатаційними характеристиками (висотою підйому, продуктивністю та швидкістю руху сходового полотна) та забезпеченні на основі цього зменшення динамічного навантаження під час роботи ескалатора.

При цьому вперше:

- встановлено, що значення частот власних коливань ланцюгового тягового органу, а відповідно і розміщення резонансних зон в робочому діапазоні зміни швидкості руху сходового полотна, суттєво відрізняються у ескалаторів з різною висотою та рівнем навантаження, що робить їх досить чутливими до частотного складу діючих динамічних навантажень;
- встановлено, що вимушені коливання, викликані похибками виготовлення і збирання елементів тягового органу найбільш потужно проявляються у ескалаторів з висотою підйому більшою 25 м і не мають помітного прояву у ескалаторах з висотою підйому 5 м і 15 м, що підтверджує необхідність дослідження динамічних характеристик лише при проектуванні ескалаторів «глибокого залягання»;
- розроблено метод експрес-оцінки зусиль в тяговому органі ескалатора залежно від основних конструктивно-експлуатаційних характеристик, застосування якого на ранніх етапах проектування дозволяє без розв'язання

рівнянь руху динамічної системи ланцюгового тягового органу обирати раціональні тягові і масово-габаритні характеристики тягового ланцюга та корегувати конструктивно-експлуатаційні характеристики ескалатора з умови максимального використання тягової здатності ланцюгів певного типорозміру.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено методику вибору величин вхідних параметрів динамічної моделі механічної системи ескалатора з врахуванням похибок виготовлення і збирання елементів його ланцюгового тягового органу.

Розроблено методику попередньої оцінки конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів на ранніх етапах проектування.

В алгоритм проектування ескалаторів введено етапи моделювання його динамічних характеристик та експрес-оцінки зусиль в тяговому органі, що в сукупності дозволяє вже на стадії проектування визначати небажані режими його роботи із підвищеним рівнем динамічного навантаження.

Розроблені рекомендації щодо вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів.

Розроблені рекомендації щодо забезпечення надійної експлуатації поручневої установки ескалатора та прогресивні конструктивні рішення поручнів ескалаторів з рознесеними тяговою та опорно-захисною функціями, на які отримано 2 патенти України на корисну модель.

Основні положення дисертації застосовуються при викладанні дисциплін «Деталі машин-3. Вантажопідйомні і транспортувальні машини» та «Підйомно-транспортні системи та машини».

Матеріали дисертації використані при виконанні робіт з дослідження динамічного стану тунельних ескалаторів на замовлення ескалаторної служби КП «Київський метрополітен», та можуть бути використані при проектуванні, конструюванні та експлуатації тунельних ескалаторів різних типів.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Серед них: виконання дослідження тягових характеристик ескалаторів, розробка динамічної моделі механічної системи ескалатора, дослідження динамічних характеристик механічної системи тунельних ескалаторів з проміжним приводом залежно від висоти підйому, продуктивності та швидкості руху сходового полотна, моделювання резонансних коливань ескалатора при зовнішньому збуренні, розробка методу експрес-оцінки зусиль в тяговому органі ескалатора, розробка методик визначення пружних характеристик ланцюгового тягового органу ескалатора та попередньої оцінки конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів на ранніх етапах проектування, розробка рекомендації щодо вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів та забезпечення надійної експлуатації поручневої установки ескалатора. Постановка задач дослідження, аналіз і обговорення одержаних результатів, відпрацювання структури та змісту роботи виконані спільно з науковим керівником.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи були заслухані і отримали позитивну оцінку на наступних конференціях:

XI, XV та XVI Міжнародних науково-технічних конференціях «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» (м. Київ, 2010, 2014; м. Одеса, 2015); III Міжнародній науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Прикладна геометрія, дизайн та об'єкти інтелектуальної власності» (м. Київ, 2014 р.); XIV Всеукраїнській молодіжній науково-технічній конференції (м. Суми, 2014); Загальноуніверситетській науково-технічній конференції молодих вчених та студентів Національного технічного університету України «КПІ» (м. Київ, 2008 – 2011, 2013, 2014).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи викладені у 18 наукових працях, серед яких 5 статей у наукових фахових виданнях України, 3 з них включені до міжнародних наукометричних баз, 2 патенти на корисну модель, 9 тез доповідей в збірниках матеріалів конференцій, інші публікації - 2.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, шести розділів основної частини, висновків і рекомендацій, списку використаних джерел і додатків. Дисертація викладена на 159 сторінках друкованого тексту, містить 10 таблиць, 72 рисунка, включає список літератури зі 119 джерел.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовані мета і задачі дослідження, наукова новизна та практичне значення роботи, наведені відомості про апробацію та публікацію наукових досліджень.

У першому розділі проведено аналіз сучасного стану науково-практичної бази проектування, конструювання та експлуатації тунельних ескалаторів.

Розглянуто сучасні конструктивні схеми ескалаторів: «Otis», «Kone», «Schindler» і «ЭЛЕС» (традиційна схема – з розташуванням приводу у головній частині); «Pohlling-Hechel-Blelchert» (PHB), («штовхаюча» схема); «Westinghouse» (США) і «Mitsubishi» (Японія) (багатоприводна схема).

Існуючі методи проектування тунельних ескалаторів базуються на статичних розрахунках, оскільки стосуються розрахунку основних характеристик ескалаторів традиційної компоновки, малочутливих до динамічних навантажень. При проектуванні тунельних ескалаторів з проміжним приводом ці методи потребують доопрацювання в частині врахування впливу динамічних навантажень на роботу ескалаторів ще на стадії проектних розрахунків.

Дослідженням динаміки ескалаторів, зокрема і тунельних, присвячені праці Штокмана І. Г., Чугреева Л. І., Долголенка А. О., Олейника О. М., Поминова І. М., Бондарева В. С., Дьячкова В. К., Скородумова Б. О. та інших. Ці дослідження стосуються загальних питань визначення динамічних характеристик транспортувальних машин без прив'язки до виконання конкретних проектних розрахунків. Питання впливу конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора на динамічні властивості його механічної системи, отже і питання їх призначення з умови мінімізації динамічних навантажень при роботі ескалаторів лишаються відкритим.

Виходячи з цього, сформульована мета роботи і визначені задачі досліджень.

У другому розділі виконано дослідження конструктивно-експлуатаційних характеристик тунельних ескалаторів.

Розглянуті конструктивні схеми тунельних ескалаторів: традиційна і нова – з проміжним розміщенням приводу (розроблена В.К. Христичем і Ю.В. Кирєєвим). Встановлено, що установка приводу ескалатора у міжсходи́нковому просторі (ескалатор з проміжним приводом) забезпечує зменшення навантаження на верхні криволінійні ділянки ескалатора, зменшення енергоспоживання і, найголовніше – зменшення масово-габаритних характеристик. Крім того дана конструктивна схема дозволяє максимально уніфікувати складові елементи ескалатора. Разом з тим, ескалатори з проміжним приводом є більш чутливими до дії динамічного навантаження, що треба враховувати вже на стадії їх проектування для уникнення надмірних динамічних навантажень під час подальшої експлуатації.

Третій розділ присвячений розробці динамічної моделі механічної системи ескалатора та алгоритму розрахунку його динамічних характеристик

Розрахункова динамічна модель ескалатора представлена восьмимасовою системою із зосередженими параметрами (рис. 1), рівняння руху мас якої представляються у загальновідомій формі:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [\mu]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{P\}, \quad (1)$$

де $\{\ddot{x}\}$, $\{\dot{x}\}$ та $\{x\}$ - відповідно, вектори прискорення, швидкості та переміщення мас системи; $\{P\}$ - вектор зовнішніх навантажень; $[m]$ - матриця мас системи; $[k]$ - матриця жорсткості системи; $[\mu]$ - матриця коефіцієнтів демпфірування системи.

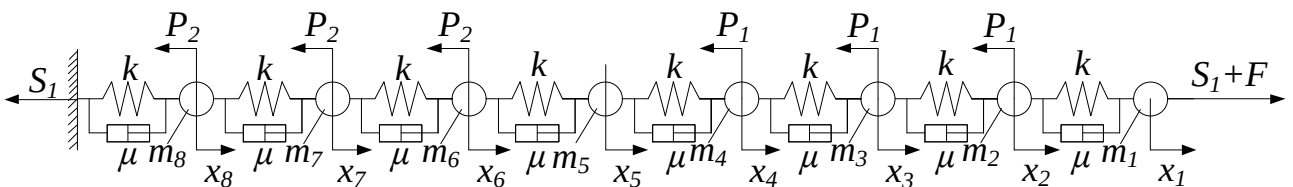


Рис. 1. Розрахункова динамічна модель механічної системи ескалатора: P_1 , P_2 - опір пересуванню робочої та холостої гілки тягового органу; F - сила, створювана двигуном у точці набігання тягового органу на привідні зірочки; S_1 - сила натягу ланцюгів; k - жорсткість ділянки ланцюга; μ - коефіцієнт демпфірування ділянки ланцюга; m_{1-4} - маси робочої гілки; m_{5-8} - маси неробочої гілки; x_i - переміщення мас системи

Система рівнянь (1) розв'язується в програмному комплексі Simulink MatLab.

Дослідження динаміки ескалатора з використанням розрахункової динамічної моделі (1) передбачає вибір характеристик жорсткості елементів тягового органу за спеціально розробленою методикою.

Ця методика полягає у порівнянні результатів натурного експерименту з результатами розрахунку жорсткості ланцюга при умові ідеального з'єднання його елементів, та з'єднання з врахуванням похибок виготовлення і монтажу (рис. 2).

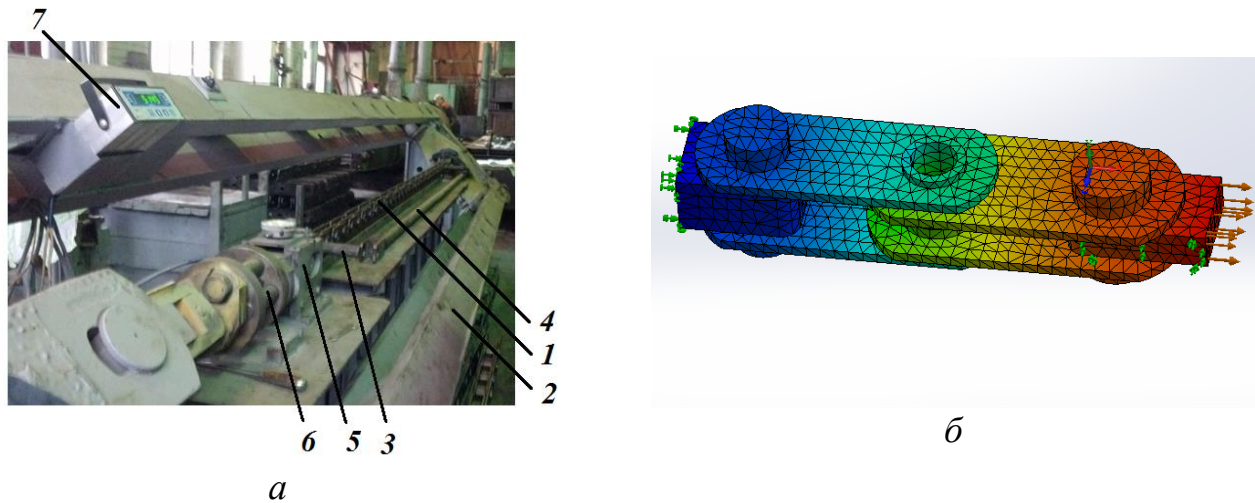


Рис. 2. Визначення жорсткості ділянки ланцюга: а) натурний експеримент; б) моделювання: 1 – відрізок ланцюга; 2 – рама; 3 – балки для кріплення ланцюга; 4 – опорна балка; 5 – перехідний елемент; 6 – тяговий хомут; 7 – динамометр

Розрахунок жорсткості проведено для ділянки ланцюга ЕТ-5 з кроком 100 мм і номінальним розміром з'єднання порожнистого валика та втулки 36 мм. При цьому як похибки з'єднання та монтажу враховано:

- овальність валика вздовж та поперек дії навантаження;
- відхилення від співвісності валика та втулки;
- бочкоподібність валика.

За результатами натурного експерименту та моделювання отримані графічні оцінки пружних властивостей (жорсткості) ділянки ланцюга (рис. 3).

Порівняння результатів експериментального визначення жорсткості ділянки ланцюга (крива 1) з результатами її розрахунку при умові ідеального з'єднання елементів ланцюга (крива 2) та їх з'єднання з врахуванням похибок виготовлення і монтажу (крива 3) засвідчило, що експериментальне значення жорсткості лежить в межах граничних розрахункових. Коефіцієнт відповідності експериментально отриманих значень жорсткості до максимальних розрахункових (ідеальне з'єднання) становить 0,48.

Обчислений коефіцієнт відповідності використовується для уточнення значення жорсткості ділянки привідного ланцюга ескалатора в моделі (1).

Четвертий розділ присвячений дослідженню динамічних характеристик ескалатора з проміжним розміщенням приводу та встановленню закономірностей їх формування залежно від типажного ряду для різних рівнів навантажень та швидкостей руху.

Дослідження динамічних характеристик проведено для типажного ряду ескалаторів висотою підйому від 5 до 75 м з кроком 5 м. Як для найхарактерніших випадків представлені результати досліджень ескалаторів висотою підйому 5 м, 45 м та 75 м.

Дослідження динамічних характеристик виконано для наступних режимів роботи ескалатора:

- рух на підйомання без навантаження;
- рух на підйомання з навантаженням (продуктивність ескалатора 4500 чол/год);
- рух на підйомання з навантаженням (продуктивність ескалатора 9000 чол/год).

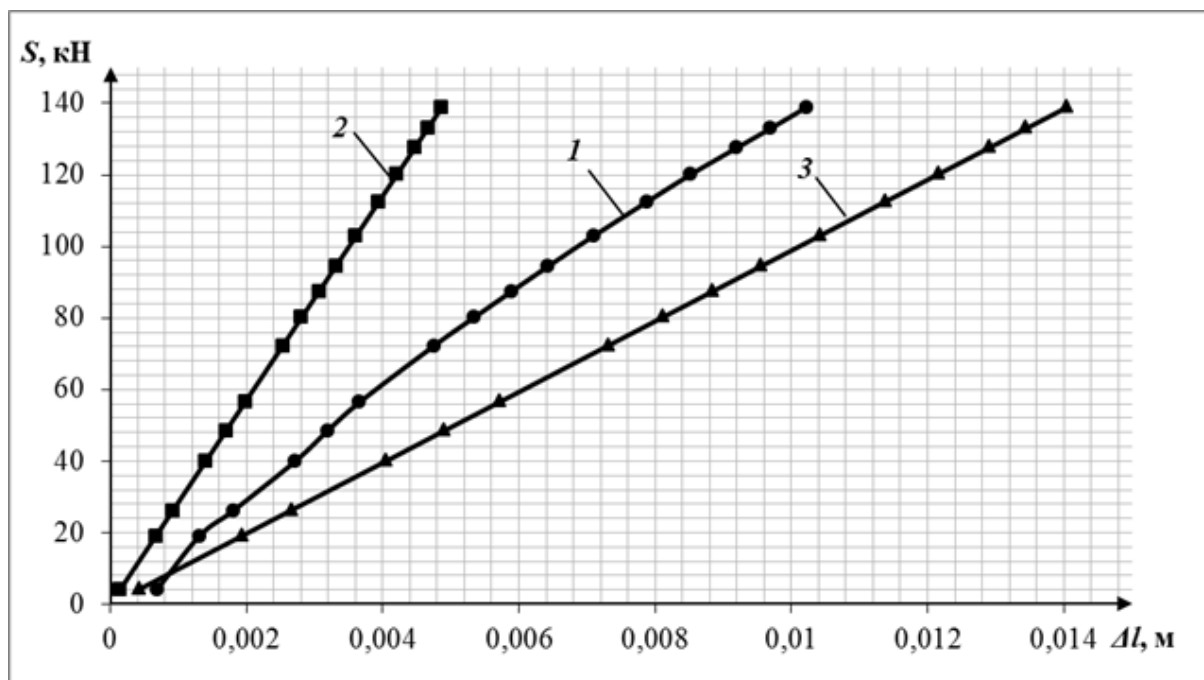


Рис. 3. Результати визначення видовження і жорсткості ділянки ланцюга: 1 – натурний експеримент ($k_1 = 19 \cdot 10^5$ Н/м); 2 – моделювання з ідеальним з'єднанням деталей ($k_2 = 39 \cdot 10^5$ Н/м); 3 – моделювання з врахуванням похибок виготовлення та з'єднання деталей ($k_3 = 13,5 \cdot 10^5$ Н/м)

Власні частоти ескалаторів при різних режимах навантаження визначені розрахунковим матричним методом за допомогою програмного комплексу MathCad.

Для отримання динамічних характеристик тягового органу (гармонічних коефіцієнтів впливу) як тестовий сигнал використано змодельований за допомогою блоку Chirp Signal синусоїдальний сигнал із лінійно змінною частотою та одиничною амплітудою. Тестовий сигнал прикладено до першої маси, яка фізично розміщується у зоні розташування приводної зірочки. Аналіз виконано для максимального коефіцієнта демпфірування.

Розрахункові гармонічні коефіцієнти впливу динамічної системи тягового органу ескалатора висотою підйому 45 м при русі на підйомання з продуктивністю 9000 чол/год представлені на рис. 4. Дослідження гармонічних коефіцієнтів впливу системи (рис. 4) свідчить про наявність двох резонансних зон із суттєвим рівнем коливань. Перша резонансна зона знаходиться у межах 0,5-0,8 Гц, що відповідає першій власній частоті системи. Друга резонансна зона знаходиться у

межах 2,2-2,9 Гц, що відповідає другій власній частоті системи. Рівень коливань на третій і наступних власних частотах практично не змінюється. При цьому максимальна амплітуда коливань системи відрізняється від мінімальної у 6 разів. Отримані результати свідчать про небезпеку виникнення надмірних динамічних навантажень при збуреннях механічної системи ескалатора на перших двох частотах власних коливань і необхідність розробки рекомендацій, щодо уникнення такого режиму роботи.

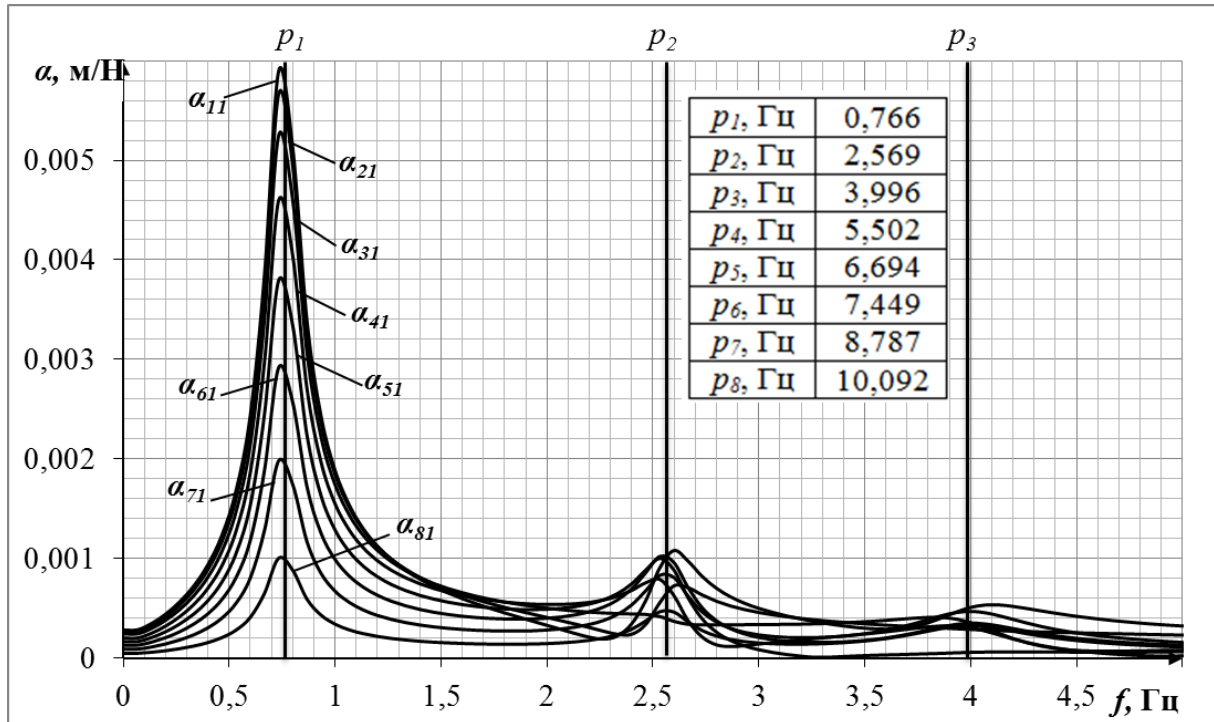


Рис. 4. Гармонічні коефіцієнти впливу α_{i1} механічної системи ескалатора висотою підйому 45 м з продуктивністю 9000 чол/год: $i = 1..8$ - номер маси на якій визначається реакція системи на одиничне навантаження, прикладене до 1-ї маси; p_i - власні частоти системи, Гц

Дослідження динамічної податливості ескалатора висотою підйому 45 м при різних значеннях його продуктивності (рис. 5) свідчить про суттєвість впливу величини продуктивності на значення частот власних коливань. Так, при зміні продуктивності від 0 до 9000 чол/год перша власна частота системи спадає з 0,97 Гц до 0,77 Гц, а друга – з 2,89 Гц до 2,57 Гц, що також треба враховувати при призначенні режимів роботи ескалатора.

Аналогічна тенденція спостерігається і при зміні висоти підйому ескалатора (рис. 6). Так, при продуктивності 9000 чол/год для ескалатора з висотою підйому 5 м значення перших двох власних частот становлять 5,39 Гц і 18,45 Гц, а для ескалатора з висотою підйому 45 м – 0,77 Гц і 2,57 Гц відповідно.

Зміна значень частот власних коливань в такому широкому діапазоні збільшує небезпеку утворення резонансних зон при роботі ескалатора і потребує врахування частотних характеристик зовнішніх збурень вже на стадії проектування.

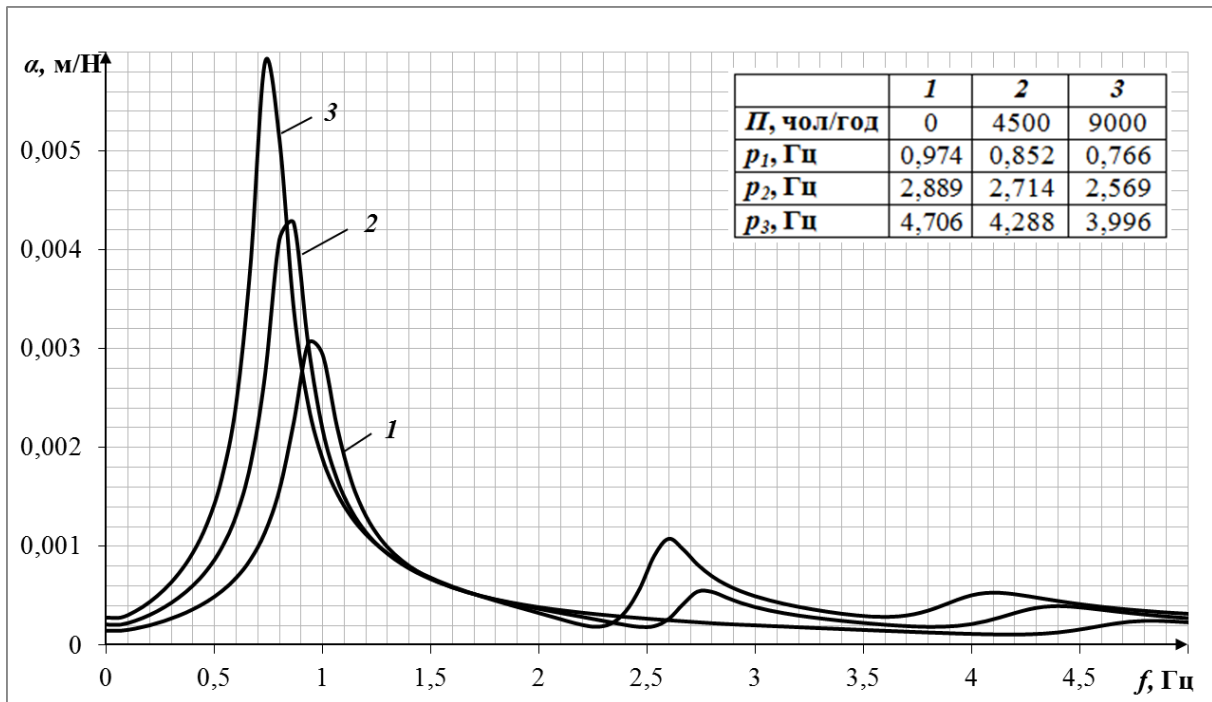


Рис. 5. Динамічна податливість ескалатора висотою підйому 45 м при навантаженні: 1 – 0 чел/год; 2 – 4500 чел/год; 3 – 9000 чел/год

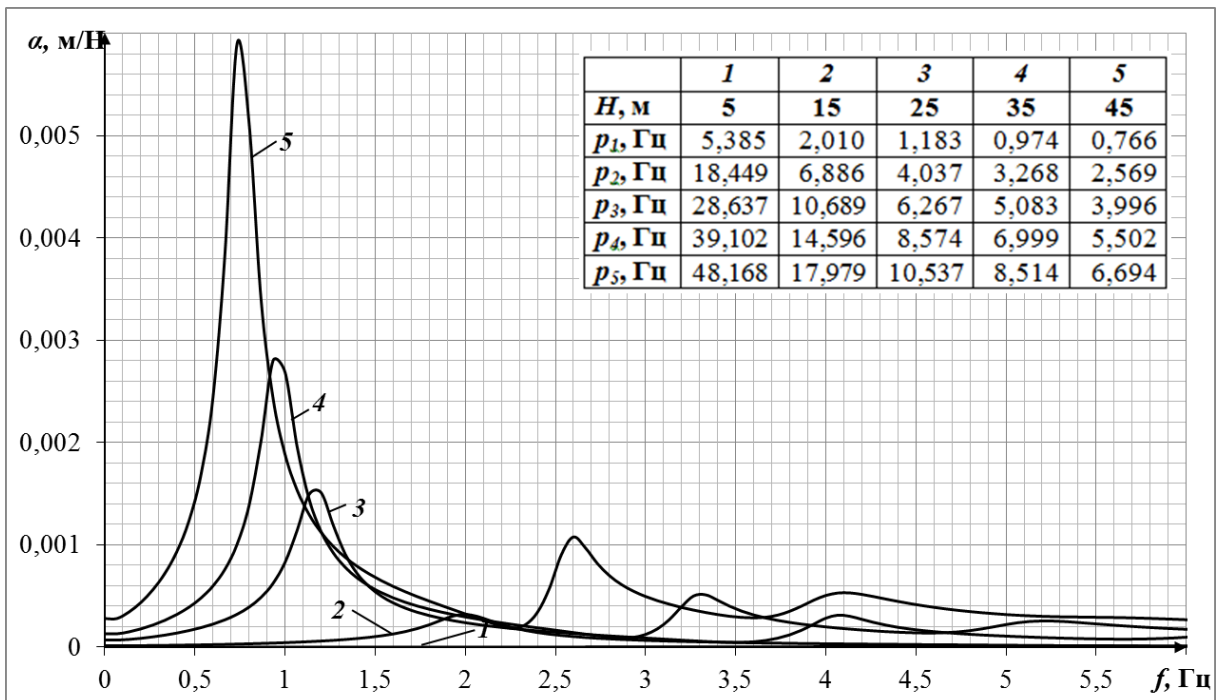


Рис. 6. Динамічна податливість ескалаторів при навантаженні 9000 чел/год висотою підйому: 1 – 5 м; 2 – 15 м; 3 – 25 м; 4 – 35 м; 5 – 45 м

Для подальшого дослідження обрано типові для роботи редукторів та ланцюгових передач частоти збурень:

- частота обертання приводної зірочки - ω (збурення, викликане дисбалансом зірочки);
- кратні частоти - 2ω та 3ω (збурення викликані перекосом приводного валу і похибками форми зірочки);

- зубцева частота - $z\omega$, де z – число зубів приводної зірочки (збурення викликані спряженням зубів зірочки).

Для дослідження впливу вище зазначених зовнішніх збурень на динаміку механічної системи ескалатора проведено моделювання її амплітудно-частотної характеристики (АЧХ) при дії полігармонічного зовнішнього збурення типу:

$$F_{\partial} = A(\sin \omega t + \sin 2\omega t + \sin 3\omega t + \sin z\omega t), \quad (2)$$

де A - амплітуда збурення, що визначається як середньоквадратичне відхилення діючих сил на границях ділянок ланцюга, Н; t – час, с.

Змодельована діаграма АЧХ ескалатора при русі на підйомання з максимальним навантаженням (продуктивність 9000 чол/год) для діапазону значень швидкості руху тягового полотна від 0,4 м/с ($\omega = 1,413$ рад/с) до 0,75 м/с ($\omega = 2,684$ рад/с) представлена на рис. 7.

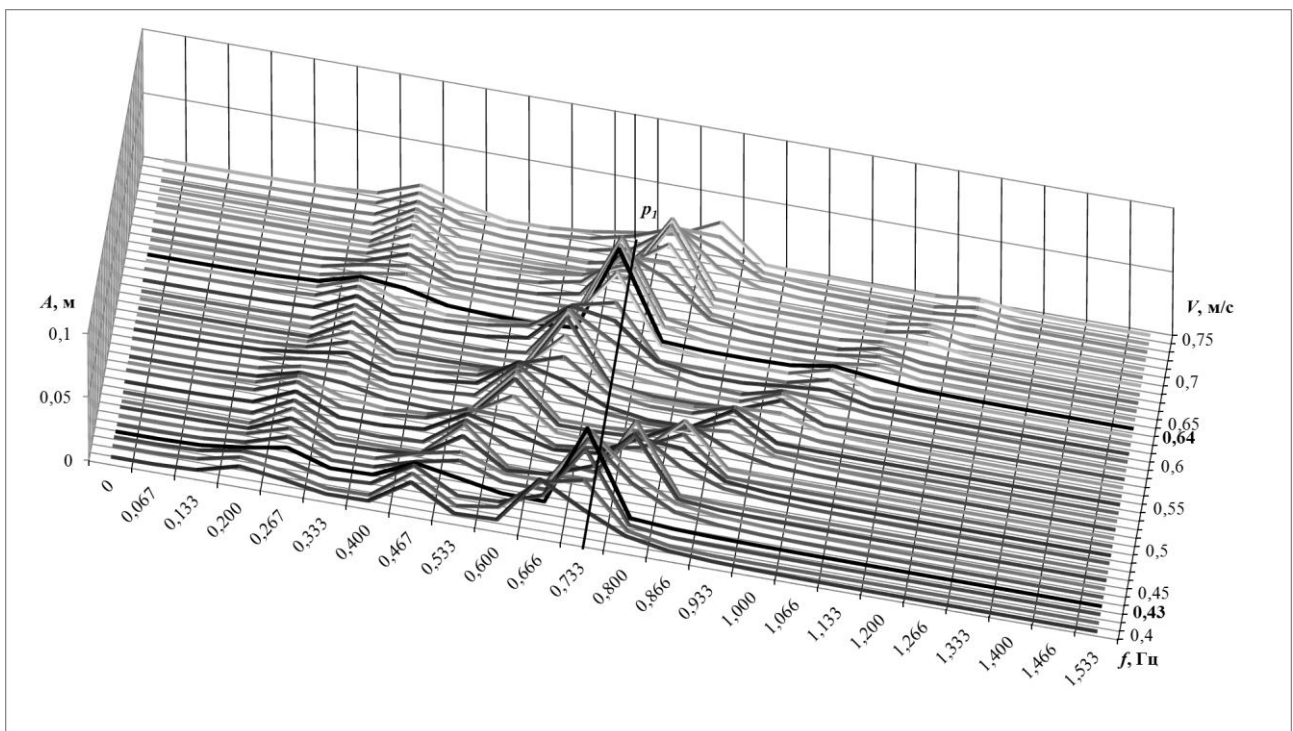


Рис. 7. Діаграма АЧХ ескалатора висотою підйому 45 м при максимальному навантаженні і зміні швидкості руху тягового полотна

Діаграма (рис. 7) містить 3 зони коливань. 1 зона – від 0,228 Гц до 0,427 Гц відповідає збуренню на частоті обертання зірочки ω . 2 зона – від 0,456 Гц до 0,854 Гц відповідає збуренню на подвійній частоті обертання зірочки. 3 зона – від 0,684 Гц до 1,281 Гц відповідає збуренню на потрійній частоті обертання зірочки. Найбільші за амплітудою збурення виникають при суміщенні частот вимушених коливань з першою власною частотою системи ($p_1 = 0,766$ Гц) на швидкостях руху сходового полотна 0,43 м/с (збурення з частотою 3ω) і 0,64 м/с (збурення з частотою 2ω). Тобто при різних швидкостях руху сходового полотна

проявляється вплив різних похибок виготовлення і складання елементів тягового органу.

Вплив зовнішнього збурення при зміні висоти підйому ескалатора носить подібний характер. Так при максимальному завантаженні і швидкості сходового полотна 0,75 м/с максимальні збурення ескалаторів висотою підйому від 25 м до 45 м відповідають наближенню частот вимушених коливань ($3\omega=1,282$ Гц та $2\omega=0,854$ Гц) до перших власних частот, які змінюються від 1,183 Гц до 0,766 Гц (рис. 8). Перші власні частоти коливань ескалаторів висотою підйому 5 м і 15 м значно перевищують частоти вимушених коливань, тому помітного прояву досліджуваних похибок виготовлення і складання елементів їх тягового органу не буде. Саме цим пояснюється необов'язковість проектного дослідження динамічного стану «низьких» ескалаторів і проблематичність отримання адекватних результатів при динамічних дослідженнях на експериментальних стендах ескалаторів, висота яких зазвичай становить 5 м.

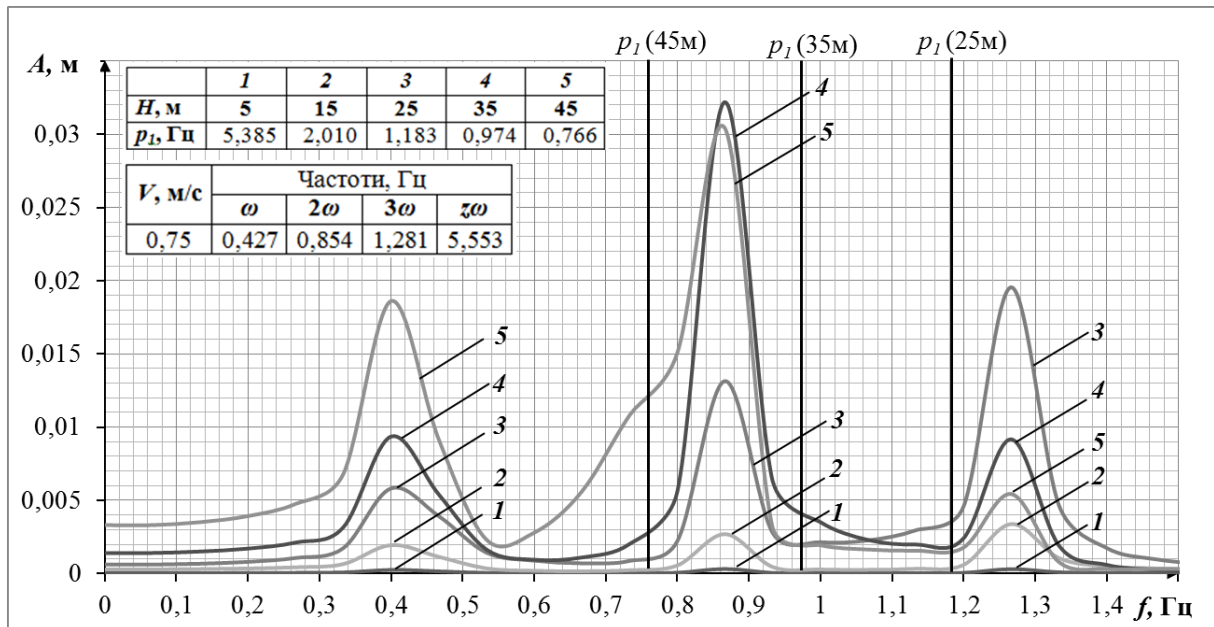


Рис. 8. АЧХ ескалатора при максимальному завантаженні та швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с в залежності від висоти підйому ескалатора:
1 – 5 м; 2 – 15 м; 3 – 25 м; 4 – 35 м; 5 – 45 м

Зміна величини навантаження на ескалатор також призводить до зміни значення його першої власної частоти, що може суттєво вплинути на ступінь наближення вимушеної і першої власної частот коливань і відповідне зростання амплітуди коливань. Так для ескалатора висотою підйому 45 м при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с за рахунок більшого зближення частот вимушених і власних коливань максимальна амплітуда коливань при навантаженні 4500 чол/год буде більшою за максимальну амплітуду коливань при навантаженні 9000 чол/год (рис. 9).

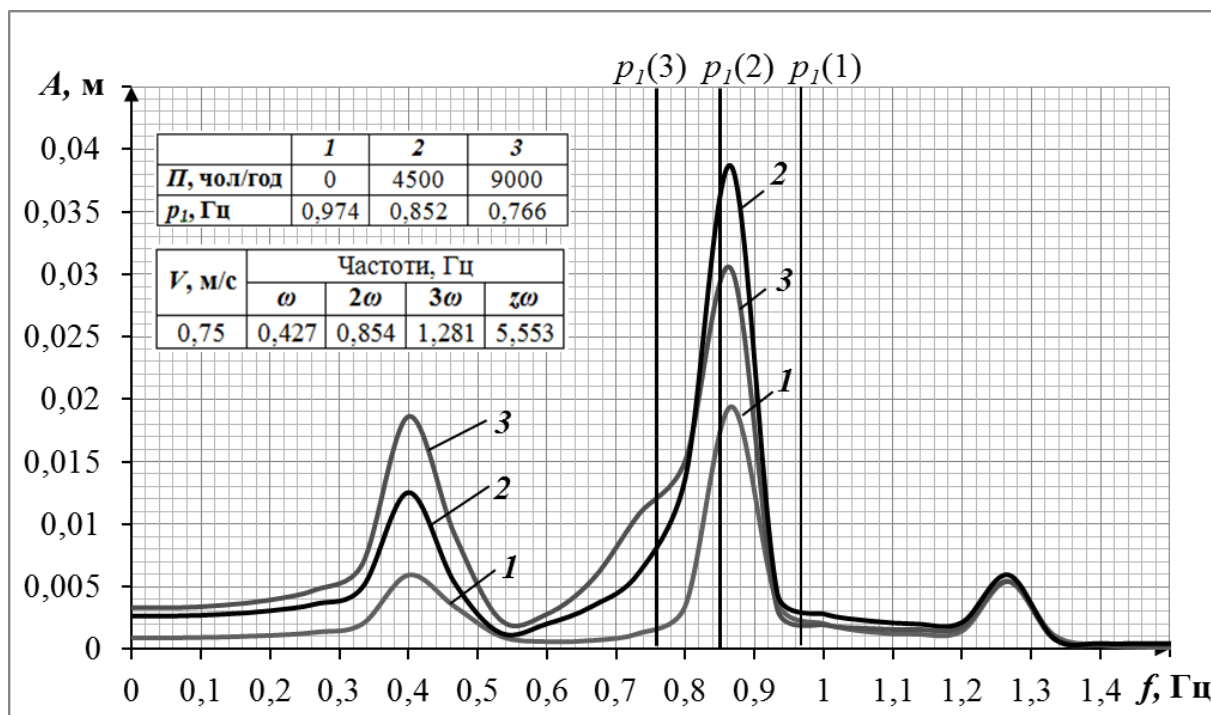


Рис. 9. АЧХ ескалатора висотою підйому 45 м при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с у розрізі значень продуктивності ескалатора: 1 – 0 чол/год; 2 – 4500 чол/год; 3 – 9000 чол/год

Крім того в розділі представлено методику використання результатів дослідження динамічних властивостей ескалатора в задачах оцінки довговічності елементів його конструкції (тягового органу та інших) в умовах багаточиклового навантаження.

У п'ятому розділі досліджено вплив конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора на рівень зусиль в його тяговому органі.

Рівень зусиль в тяговому органі визначається 3-ма конструктивно-експлуатаційними характеристиками: швидкістю руху сходового полотна, продуктивністю та висотою підйому ескалатора.

Для встановлення залежності рівня зусиль від цих характеристик було проведено трьохфакторний експеримент, умови якого наведені у таблиці 2.

Таблиця 2. Умови проведення експерименту

Фактор	Позначення	Рівні варіювання					Інтервал варіювання Δx_i
		-1	-0,5	0	0,5	+1	
Продуктивність, Π , чол/год	x_1	1000	3000	5000	7000	9000	2000
Швидкість руху сходового полотна, v , м/с	x_2	0,45	0,525	0,6	0,675	0,75	0,075
Висота підйому, H , м	x_3	10	23,75	37,5	51,25	65	13,75

Матриця плану експерименту відповідає центральному композиційному плану типу B_k . Матрицю та результати комп'ютерного експерименту представлено у таблиці 3.

Рівняння регресії, що описує вплив факторів на зусилля в тяговому органі ескалатора, після перевірки статистичної значимості коефіцієнтів регресії буде таким:

$$\hat{Y}_{\max} = 137821,63 + 54826,57 \cdot x_1 + 2136,67 \cdot x_2 + 107730,81 \cdot x_3 - 2476,63 \cdot x_1 \cdot x_2 + 41698,38 \cdot x_1 \cdot x_3 + 2050,63 \cdot x_2 \cdot x_3 + 1983,69 \cdot x_2^2 \quad (3)$$

Таблиця 3. Матриця планування експерименту та результати експерименту

№	Матриця планування			Робоча матриця			Результати експерименту		
	x_1	x_2	x_3	Π , чол/год	v , м/с	H , м	$Y_{\max. \text{екс}}$, Н	$Y_{\max. \text{теор}}$, Н	$dY_{\max}$, Н
1	1	1	1	9000	0,75	65	343840	345796	-1955,8
2	-1	1	1	1000	0,75	65	158440	157699	740,9
3	1	-1	1	9000	0,45	65	345300	342374	2925,5
4	-1	-1	1	1000	0,45	65	140530	144371	-3841,3
5	1	1	-1	9000	0,75	10	46548	42836,2	3711,8
6	-1	1	-1	1000	0,75	10	18478	21533	-3055
7	1	-1	-1	9000	0,45	10	46747	47617,3	-870,3
8	-1	-1	-1	1000	0,45	10	18234	16407,7	1826,3
9	0	0	0	5000	0,6	37,5	140240	137798	2442,3
10	1	0	0	9000	0,6	37,5	190150	191200	-1049,5
11	-1	0	0	1000	0,6	37,5	83454	81546,3	1907,7
12	0	1	0	5000	0,75	37,5	143790	141856	1934,1
13	0	-1	0	5000	0,45	37,5	136290	137583	-1292,6
14	0	0	1	5000	0,6	65	247340	247063	276,7
15	0	0	-1	5000	0,6	10	32537	31601,7	935,3
16	0,5	0	0	7000	0,6	37,5	158990	164855	-5864,8
17	-0,5	0	0	3000	0,6	37,5	114530	110028	4501,8
18	0	0,5	0	5000	0,675	37,5	136470	139346	-2876,4
19	0	-0,5	0	5000	0,525	37,5	139590	137210	2380,3
20	0	0	0,5	5000	0,6	51,25	195060	192047	3013,2
21	0	0	-0,5	5000	0,6	23,75	78525	84316	-5791

Позначення: $Y_{\max. \text{екс}}$ - обчислені з використанням розрахункової динамічної моделі (1) значення максимального зусилля у тяговому органі ескалатора при різних комбінаціях факторів, Н; $Y_{\max. \text{теор}}$ - обчислені з використанням рівняння регресії (3) значення максимального зусилля у тяговому органі ескалатора при тих же комбінаціях факторів, Н; $dY_{\max} = Y_{\max. \text{екс}} - Y_{\max. \text{теор}}$ - різниці результатів обчислення, Н.

Адекватність рівняння (3) оцінювалась коефіцієнтом варіації, значення якого виявилось менше рівня значущості ($\alpha = 0,05$).

З використанням отриманого рівняння регресії (3) будуються:

- графіки залежності зусилля в тяговому органі ескалатора від продуктивності, висоти підйому та швидкості руху сходового полотна ескалатора;
- лінії рівних відгуків зусилля в тяговому органі залежно від продуктивності, висоти підйому та швидкості руху сходового полотна ескалатора.

На основі графіків залежності зусилля від продуктивності, висоти підйому та швидкості руху сходового полотна вирішується задача вибору типорозміру тягового ланцюга на попередніх етапах проектування. Наприклад, використовуючи графіки залежності зусилля в тяговому органі від висоти підйому ескалатора (рис. 10), для ескалатора висотою підйому 45 м при продуктивності 9000 чол/год та швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с максимальне значення зусилля в тяговому органі становить 235 кН. За отриманим значенням вибираємо типорозмір ланцюга, що в процесі проектування дозволяє ще до виконання тягового розрахунку більш точно визначити погонне навантаження від ваги ланцюга.

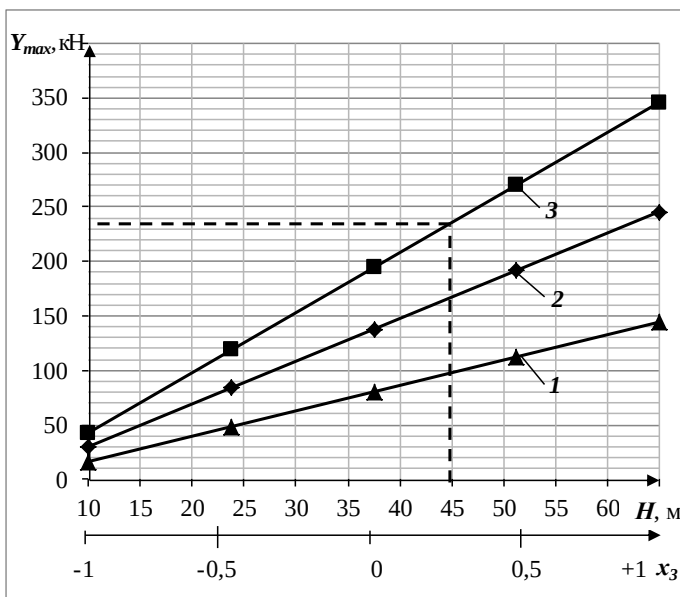


Рис. 10. Залежність зусилля в тяговому органі ескалатора від висоти підйому ескалатора: 1 – при $x_2 = -1$, $x_1 = -1$, 2 – при $x_2 = 0$, $x_1 = 0$, 3 – при $x_2 = +1$, $x_1 = +1$

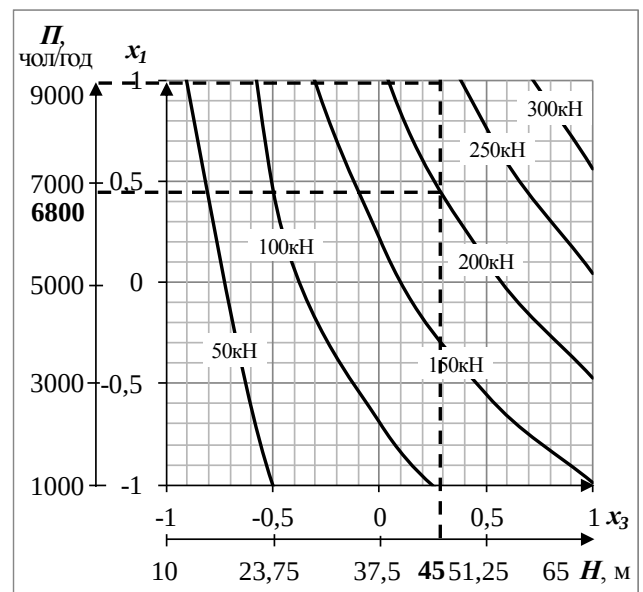


Рис. 11. Лінії рівних відгуків зусилля в тяговому органі залежно від продуктивності та висоти підйому

На основі ліній рівних відгуків зусилля в тяговому органі залежно від продуктивності, висоти підйому та швидкості руху сходового полотна ескалатора вирішується задача вибору ланцюга за умови раціонального використання його тягової здатності. Наприклад, використовуючи лінії рівних відгуків зусилля в тяговому органі залежно від продуктивності та висоти підйому ескалатора (рис. 11) отримуємо, що для ескалатора висотою підйому 45 м для забезпечення

продуктивності 9000 чол/год необхідно використовувати ланцюг з тяговим зусиллям 250 кН. При цьому його тягова здатність буде використовуватись на 80%. Альтернативою може бути використання менш важкого ланцюга з тяговим зусиллям 200 кН, але при цьому треба буде обмежити рівень продуктивності до 6800 чол/год.

У шостому розділі розроблені рекомендації щодо призначення конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів, а також складена блок-схема основного алгоритму проектування ескалатора з врахуванням його динамічних властивостей.

На етапі проектування ескалатора рекомендовано:

- виконати вибір типорозміру ланцюга з використанням залежностей зусилля в тяговому органі від діапазону висот підйому, продуктивності та швидкості руху сходового полотна до етапу виконання тягового розрахунку;
- призначити жорсткість ланцюгового тягового органу за коефіцієнтом відповідності експериментально отриманих значень жорсткості до максимальних розрахункових (ідеальне з'єднання);
- розробити розрахункову динамічну модель механічної системи ескалатора як багатомасової системи із зосередженими параметрами;
- провести розрахунок та аналіз динамічної податливості механічної системи ескалатора;
- провести розрахунок та аналіз АЧХ механічної системи ескалатора з врахуванням типових частот зовнішніх збурень;
- з використанням динамічної моделі механічної системи ескалатора визначити значення зусиль у тяговому органі ескалатора для проведення оцінки довговічності елементів його конструкції.

На етапі експлуатації ескалатора рекомендовано:

- за результатами вхідної діагностики скласти карти діапазонів швидкостей руху сходового полотна, в яких можливе виникнення динамічних збурень резонансного характеру (карти резонансних зон);
- за результатами періодичної діагностики моделювати зміни динамічних характеристик з подальшою корекцією карт резонансних зон;
- дотримуватись режимів руху полотна за межами резонансних зон.

Результати дисертаційних досліджень в області проектування та розрахунку ескалаторів узагальнені у розробленому алгоритмі проектування машин даного типу. Алгоритм приведений у вигляді блок-схеми (рис. 12) і складається з наступних основних етапів:

1. Визначення вхідних даних для проектування машини з врахуванням норм та вимог проектування та конструювання ескалаторів - тип конструктивної схеми, висота підйому, продуктивність, швидкість руху сходового полотна, геометричні розміри ділянок, вибір ланцюга, технічних параметрів ескалатора, погонних навантажень. На цьому етапі рекомендується використовувати для вибору типорозміру ланцюга та розрахунку погонних навантажень від його ваги, отримані залежності зусилля в тяговому органі для діапазону значень висот та продуктивності ескалатора. Запропонований спосіб потенційно зменшить

кількість ітерацій подальшого виконання тягового розрахунку та скоротить матеріальні та часові затрати.

2. Виконання тягового розрахунку сходового полотна та поручня ескалатора. Вибір електродвигуна та елементів приводу. Розрахунки пуску та гальмування.

3. Виконання динамічного розрахунку ескалатора –розрахунок динамічної податливості, частот збурення, побудова та аналіз АЧХ. На основі результатів розрахунку розробляються рекомендації щодо конструювання та експлуатації спроектованого ескалатора.

4. Розрахунок тягового органу на довговічність. Перевірка умови допустимості роботи у межах розрахункових циклів навантаження.

Представлений алгоритм в подальшому може бути використаний при розробці програмного комплексу для проектування ескалаторів.

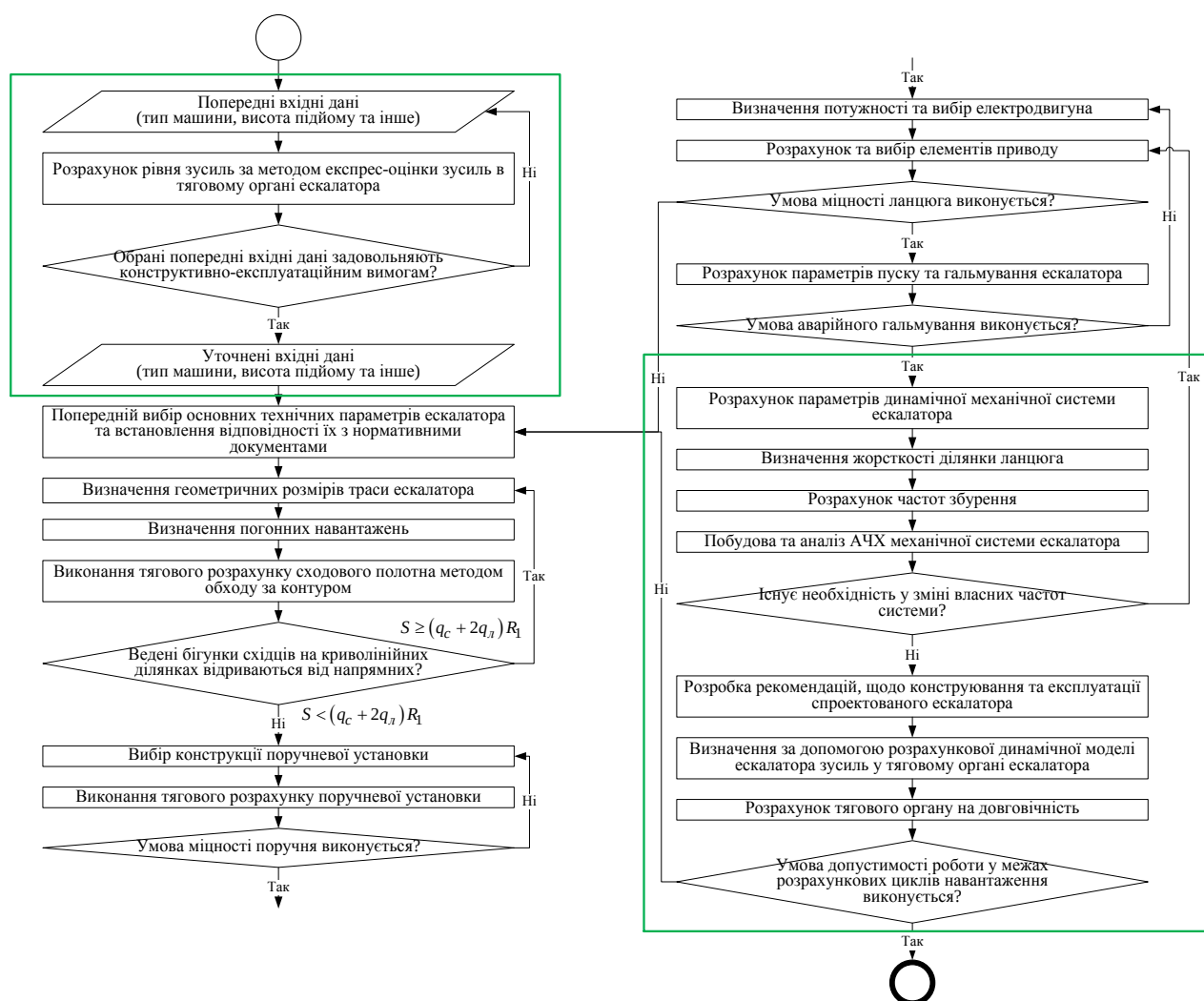


Рис. 12. Блок-схема алгоритму проектування ескалатора

Крім того, розділ містить рекомендації щодо зменшення впливу циклічних навантажень на роботу поручневої установки ескалатора з рознесеними тяговою та опорно-захисною функціями, що дозволяє підвищити рівень працездатності та надійності ескалатора в цілому.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача – зменшення динамічного навантаження тунельного ескалатора з проміжним розміщенням приводу шляхом призначення його конструктивно-експлуатаційних характеристик на основі встановлення закономірностей їх впливу на динамічні властивості механічної системи ескалатора.

1. За результатами аналізу результатів тягових розрахунків ескалатора традиційної конструкції та ескалатора з проміжним приводом, встановлено відмінність характеру навантаження тягового органу, на основі чого доведена можливість суттєвого зменшення діаметра привідної зірочки і радіусів кривизни криволінійних ділянок траси, що в сукупності дозволяє зменшити поперечні габарити ескалатора в 1,4 рази.
2. Порівняння результатів експериментального визначення жорсткості ділянки ланцюга з результатами її розрахунку при умові ідеального з'єднання елементів ланцюга та їх з'єднання з врахуванням похибок виготовлення і монтажу засвідчило, що експериментальне значення жорсткості лежить в межах граничних розрахункових. Встановлено, що для ланцюга типу ЭТ-5 коефіцієнт відповідності експериментально отриманих значень жорсткості до максимальних розрахункових (ідеальне з'єднання) становить 0,48. Використання цього коефіцієнта при виборі вхідних даних динамічного розрахунку значно скорочує процедуру вибору і підвищує точність розрахунку.
3. Встановлено такі закономірності впливу основних конструктивно-експлуатаційних характеристик на динамічні властивості тунельних ескалаторів з проміжним розміщенням приводу:
 - найбільший рівень коливань ланцюгового тягового органу спостерігається на першій ділянці робочої гілки, що дозволяє обмежити дослідження динаміки всього ланцюгового тягового органу лише дослідженням коливань його першої ділянки;
 - в робочому діапазоні швидкості руху сходового полотна спостерігаються дві зони із суттєвим рівнем коливань, що відповідають зонам резонансних коливань на першій і другій власних частотах системи;
 - на значення частот власних коливань, а відповідно і розміщення резонансних зон в робочому діапазоні швидкості руху сходового полотна, суттєво впливають висота ескалатора та рівень його навантаження, що насамперед необхідно враховувати при експлуатації ескалатора;
 - значення першої власної частоти тунельних ескалаторів з проміжним розміщенням приводу з висотою підйому більше 25 м знаходиться в діапазоні значень частот вимушених коливань, обумовлених похибками виготовлення та збирання елементів тягового органу. Саме це й визначає підвищену динамічну чутливість ескалаторів цього типу

порівняно з «традиційними», частота обертання приводної зірочки яких, а відповідно і частоти вимушених коливань, значно нижчі.

4. На основі факторного експерименту отримана регресійна залежність рівня зусиль в тяговому органі залежно від швидкості руху сходового полотна, продуктивності та висоти підйому ескалатора. Застосування отриманої залежності на ранніх етапах проектування дозволяє без розв'язання диференціальних рівнянь руху динамічної системи ланцюгового тягового органу:
 - обирати раціональні тягові і масово-габаритні характеристики тягового ланцюга при заданих конструктивно-експлуатаційних параметрах ескалатора;
 - коригувати конструктивно-експлуатаційні параметри ескалатора за умови максимального використання тягової здатності ланцюгів певного типорозміру;
 - обирати раціональні комбінації вищезазначених факторів за критерієм мінімального рівня зусиль в ланцюзі.
5. Розроблені рекомендації щодо призначення конструктивно-експлуатаційних характеристик на етапах проектування та експлуатації ескалаторів, які представлені у вигляді розроблених алгоритмів проектування ескалаторів з використанням етапів моделювання динамічних характеристик машини.
6. Розроблені та запатентовані конструктивні схеми поручневої установки ескалатора з рознесеними тяговою та опорно-захисною функціями для забезпечення загального необхідного рівня працездатності та надійності ескалатора в цілому.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Бондарев С. В. Динамічні характеристики ланцюгового тягового органу / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Промислове будівництво та інженерні споруди. — 2014. — №3 — С. 40—44. *(Здобувачем побудована блок-схема восьмимасової динамічної моделі тягового органу ескалатора у програмному комплексі Simulink Matlab)*
2. Бондарев С. В. Дослідження динамічних характеристик електромеханічних систем транспортувальних машин із ланцюговим тяговим органом / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Промислове будівництво та інженерні споруди. — 2014. — №4 — С. 44—47. *(Здобувачем проведено розрахунок амплітудно-частотних характеристик електромеханічної системи ескалатора із ланцюговим тяговим органом)*
3. Горбатенко Ю. П. Оцінювання пружних властивостей тягових ланцюгів в задачах динаміки транспортувальних машин / Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Наукові вісті НТУУ «КПІ». — 2015. — №2 — С. 49—56. (міжнародні бази даних: РІНЦ (eLIBRARY.RU), Ebsco). *(Здобувачем проведено експериментальне визначення та моделювання жорсткості ділянки ланцюгового тягового органу, розроблено алгоритм визначення жорсткості для розрахунків динамічної моделі механічної системи ескалатора)*

4. Бондарев С. В. Застосування цифрового евольвентного зачеплення в приводі ескалатора / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Наукові вісті НТУУ «КПІ». — 2011. — №2 — С. 108—116. (міжнародні бази даних: РІНЦ (eLIBRARY.RU), Ebsco). *(Здобувачем проведено аналіз традиційного ланцюгового та цифрового евольвентного зачеплення в приводі ескалатора)*

5. Бондарев С. В. Исследование переходных процессов в электромеханической системе пассажирского лифта с использованием программной системы MatLab / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія машинобудування. — 2010. — №59 — С. 228—233. (міжнародні бази даних: Google Scholar, РІНЦ (eLIBRARY.RU), OAJI (Open Academic Journals Index), CiteFactor). *(Здобувачем побудована блок-схема трьохмасової динамічної моделі електромеханічної системи пасажирського ліфта у програмному комплексі Simulink Matlab)*

6. Пат. 88889 Україна, МПК В66В23/00, Поручень / Ю. П. Горбатенко, С. В. Бондарев, О. В. Закора; заявник і власник НТУУ «КПІ». — №201310194; заявл. 19.08.2013; опубл. 10.04.2014, Бюл. №7. — 3 с. *(Здобувачем запропонований спосіб кріплення на стрічці кронштейнів для встановлення пружного елемента)*

7. Пат. 90399 Україна, МПК В66В23/00, Поручень / Ю. П. Горбатенко, С. В. Бондарев, О. В. Закора; заявник і власник НТУУ «КПІ». — №201314928; заявл. 19.12.2013; опубл. 26.05.2014, Бюл. №10. — 3 с. *(Здобувачем запропонований спосіб кріплення на стрічці кронштейнів для встановлення пружного елемента)*

8. Бондарев С. В. Дослідження динамічних характеристик ланцюгового тягового органу з використанням програмного пакету Simulink MatLab / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Загальноуніверситетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів, присвячена дню Науки. Секція «Машинобудування». Підсекція «Прикладна механіка»: тез. доп. — Київ, 2011. — С. 7—8. *(Здобувачем побудована блок-схема восьмимасової динамічної моделі тягового органу ескалатора у програмному комплексі Simulink Matlab, отримані амплітудно-частотні характеристики системи)*

9. Бондарев С. В. Організація типового ряду тунельних ескалаторів з проміжним розташуванням приводу [Текст] / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Загальноуніверситетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів, присвячена дню Науки. Секція «Машинобудування». Підсекція «Прикладна механіка»: тез. доп. — Київ, 2013. — С. 7. *(виконано аналіз традиційної конструкції ескалатора та ескалатора з проміжним розміщенням приводу)*

10. Горбатенко Ю. П. Використання динамічної моделі електромеханічної системи ескалатора для визначення циклічних навантажень [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво: тези доповідей XIV Всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції. — Суми, 2014. — С. 38—39. *(Здобувачем побудована блок-схема динамічної моделі електромеханічної системи ескалатора у програмному комплексі Simulink Matlab)*

11. Горбатенко Ю. П. Динамічні характеристики електромеханічних систем транспортувальних машин з ланцюговим тяговим органом [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // XV Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»: Тези доп. — Київ, 2014. — С. 237—239. *(Здобувачем проведено моделювання динамічних характеристик електромеханічної системи ескалатора у програмному комплексі Simulink Matlab)*

12. Горбатенко Ю. П. Конструкція поручня ескалатора з рознесеними тяговою та опорно-захисною функціями [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // Тези доповідей загальноуніверситетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція «Машинобудування», підсекція «Прикладна механіка». — Київ, 2014. — С. 13. *(Здобувачем розроблені та описані конструкції поручнів з рознесеною тяговою та опорно-захисною функціями)*

13. Горбатенко Ю. П. Порівняльний аналіз тягових характеристик в ланцюгових транспортувальних машинах [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // Тези доповідей загальноуніверситетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів НТУУ «КПІ» присвяченої Дню Науки. Секція «Машинобудування», Частина 5. — Київ, 2010. — С. 51—52. *(Здобувачем виконаний аналіз тягових характеристик традиційної конструкції ескалатора та ескалатора з проміжним розміщенням приводу)*

14. Горбатенко Ю. П. Працездатність тягового елемента поручня ескалатора [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Прикладна геометрія, дизайн та об'єкти інтелектуальної власності». Випуск 3. — Київ, 2014. — С. 60—63. *(Здобувачем проведені роботи по оцінці працездатності відомої та розроблених конструкцій поручнів ескалаторів, виконане моделювання втрати стійкості конструкцій у програмному комплексі Femap Nastran)*

15. Застосування програмного середовища MATLAB до розв'язання системи диференціальних рівнянь руху N-масової механічної системи з пружними зв'язками / [С. В. Бондарєв, В. В. Галецький, Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора, В. С. Левченко] // Загальноуніверситетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція «Машинобудування» Частина 4: тез. доп. — Київ, 2009. — С. 11. *(Здобувачем побудована блок-схема трьохмасової динамічної моделі електромеханічної системи пасажирського ліфта у програмному комплексі SimulinkMatlab)*

16. Горбатенко Ю. П. Підвищення якості ідентифікації динамічних моделей машин з ланцюговим тяговим органом [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // XVI Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»: Тези доп. — Одеса, 2015. — С. 190—191. *(Здобувачем розроблений алгоритм ідентифікації пружних властивостей ланцюгових тягових органів)*

17. Бондарєв С. В. Нові конструкції поручнів для ескалаторів і травелаторів та основи їх розрахунків / С. В. Бондарєв, Ю. П. Горбатенко, О. В.

Закора // Будівництво України. Науково-виробничий журнал. — 2013. — №6 — С. 40—45. *(Здобувачем виконаний аналіз існуючих конструкцій поручнів ескалаторів, виконане моделювання втрати стійкості конструкцій поручнів ескалаторів)*

18. Бондарев С. В. Проблеми і перспективи створення нових конструкцій ескалаторів / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Будівництво України. — 2011. — №3. — С. 22—28. *(Здобувачем виконаний аналіз традиційної конструкції ескалатора та ескалатора з проміжним розміщенням приводу)*

АНОТАЦІЯ

Закора О.В. Зменшення динамічного навантаження тунельного ескалатора з проміжним розміщенням приводу. – на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», МОН України, Київ, 2016.

Дисертація присвячена проблемі вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик тунельного ескалатора з проміжним розміщенням приводу з умови мінімізації впливу динамічного навантаження на його роботу.

Досліджені характеристики ескалаторів традиційної конструкції та з проміжним розміщенням приводу і визначено напрямки вдосконалення проектних розрахунків. Розроблена динамічна модель механічної системи ескалатора, та методика вибору вхідних даних моделі.

Досліджені динамічні характеристики ескалаторів залежно від висоти підйому, продуктивності та швидкості руху сходового полотна. Встановлено закономірності їх впливу на динамічні властивості. Промодельовані резонансні коливання ескалатора при зовнішньому збуренні.

Розроблено метод експрес-оцінки зусиль в тяговому органі ескалатора, який дозволяє без розв'язання диференціальних рівнянь руху динамічної системи обирати тягові і масово-габаритні характеристики ланцюга.

Розроблено рекомендації щодо вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів та забезпечення надійної експлуатації його поручневої установки.

Ключові слова: тунельний ескалатор, ланцюговий тяговий орган, динамічна модель, динамічні властивості, конструктивно-експлуатаційні характеристики.

АННОТАЦИЯ

Закора О.В. Уменьшение динамической нагрузки туннельного эскалатора с промежуточным размещением привода. – на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение. – Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», МОН Украины, Киев, 2016.

Диссертация посвящена проблеме выбора конструктивно-эксплуатационных характеристик туннельного эскалатора с промежуточным

размещением привода из условия минимизации влияния динамической нагрузки на его работу.

Проведен анализ современного состояния научно-практической базы проектирования, конструирования и эксплуатации туннельных эскалаторов и намечены основные направления совершенствования методик их проектирования и анализа состояния. Выполнен анализ динамических исследований в вопросах динамических свойств цепного тягового органа эскалатора.

Выполнено исследование тяговых и массово-габаритных характеристик эскалаторов традиционной конструкции и эскалаторов с размещением привода в верхней части наклонного прямолинейного участка (с промежуточным размещением). Выполнено исследование особенностей и принципов выполнения тягового расчета для эскалаторов традиционной конструкции и эскалаторов с промежуточным размещением привода. Установлены основные достоинства и недостатки туннельных эскалаторов с промежуточным размещением привода и определены основные направления усовершенствования проектных расчетов их конструкторско-технологических характеристик и условий эксплуатации.

Разработана динамическая модель механической системы эскалатора для выполнения исследования динамических свойств эскалатора с промежуточным размещением привода. Динамическая модель представлена многомассовой системой с сосредоточенными параметрами. Проведен натурный эксперимент и выполнено виртуальное моделирование участка тяговой цепи для определения жесткости тяговой цепи. Разработана методика выбора исходных данных динамической модели с использованием коэффициента соответствия экспериментальных значений максимальным расчетным (при условии идеального соединения элементов тяговой цепи).

Проведено исследование динамических характеристик механической системы туннельных эскалаторов с промежуточным размещением привода в зависимости от высоты подъема, производительности и скорости движения лестничного полотна. Установлены закономерности влияния конструктивно-эксплуатационных характеристик на динамические свойства эскалаторов.

Определены типичные для работы цепных передач внешние возмущения и исследовано их действие на механическую систему эскалатора. Произведен расчет амплитудно-частотных характеристик механической системы эскалатора с определением резонансных зон в диапазоне рабочих скоростей движения лестничного полотна, высоты подъема и производительности эскалатора. В результате установлены тенденции и сделаны выводы относительно формирования и использования карт резонансных зон на основании полученных амплитудно-частотных характеристик системы как на этапах проектирования так и на этапах эксплуатации машин.

Разработан метод экспресс-оценки усилий в цепном тяговом органе эскалатора, который на ранних стадиях проектирования позволяет без решения дифференциальных уравнений движения динамической системы выбирать рациональные тяговые и массово-габаритные характеристики тяговой цепи. Метод экспресс-оценки также позволяет корректировать конструктивно-

эксплуатационные характеристики эскалатора из условия максимального использования тяговой способности цепей заданного типоразмера.

Разработаны рекомендации по выбору конструктивно-эксплуатационных характеристик туннельных эскалаторов и составлена блок-схема основного алгоритма проектирования с учетом этапов определения динамических свойств машины.

Ключевые слова: туннельный эскалатор, цепной тяговый орган, динамическая модель, динамические свойства, конструктивно-эксплуатационные характеристики.

SUMMARY

Zakora O.V. Reducing dynamic loads tunnel escalator with intermediate placement drive.

Dissertation on competition of graduate degree of candidate of engineering sciences on speciality 05.02.02 – engineering science. – National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, 2016.

Dissertation is devoted to the problem of selection of structural and operational characteristics of the tunnel escalator with intermediate placement drive in terms of reducing of dynamic load influence on its performance.

Study of the propulsion performance characteristics of escalators of the common design and escalators with intermediate placement drive has been performed and the means of design study improvement were specified. Dynamical model of the escalators mechanical system and procedure of model input data selection using conformity factor between stiffness experimental and calculated peak values has been developed.

Study of dynamical characteristics of tunnel escalators mechanical system with intermediate placement drive depending on lifting height, performance and traverse speed of staircase bed has been performed. Modeling of escalators resonance vibrations under external disturbances has been performed.

Method of express-evaluation of the loads in escalators draw gear, which allows to avoid solving of the differential equations of motion and choose optimal overall dimensions, traction and mass characteristics of the hauling chain and to adjust escalators structural and operational characteristics in terms of maximal application of the chain traction capabilities of specified dimension types has been developed.

Advices concerning selection of the structural and operational characteristics of the escalators and supply of reliable maintenance of the escalators handrail equipment had been developed.

Keywords: tunnel escalator, chain traction body dynamic model, dynamic properties, structural and operational characteristics.

