

**Ю.М.Данильченко, Ю.П.Горбатенко, О.В.Закора**

**ДИНАМІКА ТУНЕЛЬНИХ ЕСКАЛАТОРІВ З  
ПРОМІЖНИМ ПРИВОДОМ**

Монографія

Київ

2019

УДК 621.876.32  
ББК 34.5  
Т 38

*Рекомендовано до друку Вченою радою  
Національного технічного університету України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»  
(протокол № 6 від 27 травня 2019 року)*

***Рецензенти:***

**Назаренко Іван Іванович** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри машин та обладнання технологічних процесів Київського національного університету будівництва і архітектури.

**Ситник Микола Петрович** - доктор технічних наук, академік Академії будівництва України, Української академії наук та Підйомно-транспортної академії наук України, лауреат Державних премій СРСР та України, директор ТОВ НТЦ «Монтажспецтехніка».

**Динаміка** тунельних ескалаторів з проміжним приводом: монографія/  
Ю.М.Данильченко, Ю.П.Горбатенко, О.В.Закора.- К.: 2018 – 177 с.: іл.

У монографії подано теоретичні основи динамічних досліджень тунельних ескалаторів з проміжним приводом та застосування результатів досліджень до оцінки технічного стану машин.

Для наукових та інженерно-технічних працівників за спеціальностями прикладна механіка, машинобудування та для студентів і аспірантів інженерних спеціальностей.

УДК 621.876.32  
ББК 34.5

Данильченко Ю.М., Горбатенко Ю.П.,  
Закора О.В., 2019

## ЗМІСТ

|  |     |
|--|-----|
| ВСТУП .....  | 5   |
| РОЗДІЛ 1. ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ ПРОЕКТНО-<br>КОНСТРУКТОРСЬКИХ РОЗРОБОК ТА НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В<br>ГАЛУЗІ СТВОРЕННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТУНЕЛЬНИХ ЕСКАЛАТОРІВ         | 9   |
| 1.1 Призначення, класифікація і конструкції<br>ескалаторів .....   | 9   |
| 1.2 Тенденції і напрямки ескалаторобудування, втілені в розробках<br>провідних фірм .....  | 18  |
| 1.3 Вплив способу приведення в рух тягового органу ескалатора на<br>його кінематичні і силові параметри.....   | 24  |
| 1.3.1 Ескалатори з головним приводом .....   | 24  |
| 1.3.2 Ескалатори з проміжним розміщенням приводу і цівковим<br>зачепленням роликів тягових ланцюгів з привідними зірочками .....                                 | 32  |
| 1.4 Узагальнення методів проектування та розрахунку тунельних<br>ескалаторів .....   | 51  |
| 1.5 Врахування конструктивних особливостей ескалаторів в тягових<br>розрахунках .....  | 59  |
| 1.6 Порівняльні оцінки конструкцій тунельних ескалаторів.....  | 71  |
| РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТУНЕЛЬНИХ<br>ЕСКАЛАТОРІВ .....   | 73  |
| 2.1 Динамічні моделі ланцюгових тягових органів .....  | 73  |
| 2.2 Розрахункова схема динамічної моделі МС ескалатора .....   | 74  |
| 2.3 Вибір коефіцієнта жорсткості ділянки тягового ланцюга .....  | 81  |
| 2.3.1 Експериментальне визначення коефіцієнта жорсткості<br>ланцюга .....  | 83  |
| 2.3.2 Розрахунок коефіцієнта жорсткості ланцюга .....  | 86  |
| 2.3.3 Вибір коефіцієнтів жорсткості тягового органу в динамічній<br>моделі ескалатора .....  | 94  |
| 2.4 Вплив конструктивно-експлуатаційних характеристик<br>ескалаторів з проміжним розміщенням приводу на закономірності зміни їх<br>динамічних властивостей ..... | 95  |
| 2.4.1 Вхідні параметри динамічного аналізу.....  | 95  |
| 2.4.2 Динамічна податливість тягового органу ескалатора .....  | 100 |
| 2.4.3 Дослідження впливу зовнішніх збурень.....  | 104 |
| 2.4.4 Оцінка впливу динамічних навантажень на довговічність<br>тягового органу.....  | 113 |
| 2.5 Вплив конструктивно-експлуатаційних характеристик<br>ескалатора на рівні зусиль в тяговому органі .....  | 118 |
| 2.5.1 Загальні положення.....  | 118 |
| 2.5.2 Планування експерименту .....  | 119 |

|       |   |     |
|-------|---|-----|
| 2.5.3 | Оцінка впливу конструктивно-експлуатаційних параметрів на рівні зусиль.....                                     | 122 |
| 2.5.4 | Застосування регресійної залежності в практиці проектування ескалаторів.....                                    | 127 |
| 2.6   | Рекомендації до вибору та призначення конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів.....              | 130 |
| 2.6.1 | Рекомендації щодо вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора.....                            | 130 |
| 2.6.2 | Алгоритми проектування ескалатора .....   | 132 |
| 2.6.3 | Алгоритми дослідження динамічних параметрів на етапі експлуатації.....  | 137 |
| 2.7   | Рекомендації щодо зменшення впливу циклічних навантажень на роботу поручневої установки.....                    | 140 |
| 2.7.1 | Контактна локальна міцність (витривалість) елементів спряження стрічки і привідного блоку.....                  | 140 |
| 2.7.2 | Циклічна міцність стрічки .....   | 141 |
| 2.7.3 | Міцність стрічки на розрив .....  | 143 |
| 2.7.4 | Втрата стійкості форми в перерізах, послаблених отворами .....  | 144 |
|       | ВИСНОВКИ.....   | 147 |
|       | Список використаних літературних джерел.....  | 150 |
|       | Додаток А. Патент на корисну модель поручень із встановленими та розвальцьованими порожнистими заклепками ..... | 165 |
|       | Додаток Б. Патент на корисну модель поручень із закладною деталлю... ..   | 169 |

## ВСТУП

Функціонування і розвиток сучасних мегаполісів супроводжується суттєвим і сталим зростанням інтенсивності пасажиропотоків в одному із основних видів транспорту - метрополітені. На цьому тлі ще більш актуальною стає потреба збільшення пропускної здатності транспортних комунікацій метро із безумовним забезпеченням відповідності технічних засобів цих комунікацій стандартам і нормам надійності, безпечності та комфорту пасажирів і обслуговуючого персоналу. Провідні спеціалісти галузі вбачають вирішення цієї задачі в розробленні принципово нових і модернізації існуючих засобів технічного забезпечення комунікацій, мобільному плануванні і оптимізації пасажиропотоків. В загальному контексті розв'язання проблеми, задача збільшення пропускної здатності станцій метро з тунелями середньої та великої глибини, є ключовою і найскладнішою, як з технічної, так і з економічної точок зору, оскільки вона повністю замикається на розмірах поперечних перерізів тунелів і, відповідно, на кількості вміщених у даний габарит ескалаторів. Оскільки в умовах щільної наземної забудови міста розширення існуючих та побудова додаткових тунелів є технологічно складним, а часто і просто неможливим, то перспектива збільшення пропускної здатності станцій метро вбачається в зменшенні габаритів нових (чи модернізованих) ескалаторів та відповідному збільшенні їх кількості в тунелі існуючого (стандартного) профілю.

Принципово зменшення поперечного габариту (загальної ширини) тунельного ескалатора можливе, як за рахунок модернізації машин, створених на базі традиційно усталеної конструктивної схеми – з приводом, встановленим на кінцевій верхній (нижній) горизонтальній ділянці траси сходового полотна, так і за рахунок впровадження в конструкціях машин

схеми проміжного приводу, встановленого в верхній кінцевій частині похилої прямолінійної ділянки траси сходового полотна, в якому ролики (вони ж – цівки) тягових ланцюгів входять у зачеплення із зубцями привідних зірочок одночасно на робочій і холостій гілці траси, по типу рейкового цівкового зачеплення, а привідний двигун, редуктор і робочі гальма конструктивно вбудовані у міжсходовий простір.

Ключовими технічними проблемами у модернізації машин з головним приводом з метою зменшення їх поперечного габариту є: звуження колії опорних роликів (бігунків) сходінок шляхом перенесення опорних елементів, поздовжніх напрямних, у габарит сходового полотна; ступінчасте (в плані) рознесення привідних механізмів ескалаторів у машинному приміщенні. Попередньо виконані оцінки свідчать, що сукупно обидва заходи дозволять практично відмовитись від розділових балюстрад та звільнити простір у тунелі, достатній для встановлення додаткової машини, але при цьому виникає потреба збільшення площі машинного приміщення, що також є проблеметичним.

Прикладом успішного застосування проміжного, вбудованого у міжсходовий простір приводу, є міжповерховий (офісного типу) ескалатор «Next Step» фірми Otis. Серед тунельних ескалаторів – це ескалатори із вбудованим приводом і рейковим цівковим зачепленням тягових ланцюгів з привідними зірочками серії ЕТХ (конструкції АОЗТ «Конструктор», м. Санкт-Петербург, гол. конструктор Христин В.К.). Вперше у світовій практиці ескалаторобудування в період 2000...2005 р.р. партія цих ескалаторів для малих висот (5...7 м) була виготовлена Київським ПАТ «Більшовик». Заводські та експлуатаційні випробування цих машин виявили:

- принципову працездатність і ефективність конструкції;

- можливість нарощування висоти однопривідних машин до середніх, на рівні 45 м, і великих, до 75 м, глибин залягання, шляхом збільшення потужності привідного двигуна та кількості паралельно встановлених у приводі головних валів;
- підвищений рівень вібрацій металоконструкції в період сталого руху в діапазоні швидкості руху сходового полотна (0,5...0,75) м/с.

Інші недоліки в роботі машин характеризувались, як наслідки локальних конструктивних прорахунків і легко усувались.

Головне, що було виявлене в процесі випробувань - особливості динамічного характеру, властиві конструкціям ескалаторів даного типу:

- вібрації в сталому періоді руху, що свідчить про наявність у системі постійно діючого збудника (джерела чи параметра) пружних коливань;
- в однакових умовах експлуатації і режимах навантаження віброактивність даної конструкції суттєво вища, аніж іншої (з головним приводом), що може бути наслідком відмінностей конструкційно-експлуатаційних характеристик ескалаторів, що спричиняють зближення частот згенерованих вимушених коливань з власними частотами конструкції

Таким чином, суттєвість впливу динамічних характеристик механічної системи ескалатора з проміжним приводом на його працездатність потребує врахування зв'язку конструкційно-експлуатаційних характеристик ескалаторів з їх динамічними властивостями на всіх стадіях життєвого циклу ескалаторів (починаючи із стадії проектування).

Наявність проблем означеного характеру визначає необхідність проведення комплексних динамічних досліджень механічних (МС) та електромеханічних (ЕМС) систем ескалаторів на етапах їх розроблення, модернізації, чи експлуатації; в останньому випадку – для одержання достовірних оцінок ресурсів (залишкових) елементів конструкцій і деталей машин з урахуванням характеру і величин діючих на них динамічних навантажень.

Метою динамічних досліджень ескалаторів, викладених у монографії, є зменшення динамічних навантажень на елементи їх конструкцій за рахунок цілеспрямованого формування динамічних характеристик МС ескалаторів. Це досягається шляхом виявлення характеру і ідентифікації параметрів коливних процесів та призначення (коригування) конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів з урахуванням закономірностей їх впливу на динамічні властивості машин.

Основні положення викладених в монографії досліджень ескалаторів використовуються в методичних матеріалах (курси лекцій, лабораторні практикуми, практичні заняття) дисциплін «Деталі машин-3. Вантажопідйомні і транспортувальні машини», «Підйомно-транспортні системи та машини-2. Транспортувальні машини», «Проектування логістичних систем-2. Проектування логістичних систем комунального господарства».

Матеріали досліджень, викладені в монографії використовуються 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.



# РОЗДІЛ 1. ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИХ РОЗРОБОК ТА НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ГАЛУЗІ СТВОРЕННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТУНЕЛЬНИХ ЕСКАЛАТОРІВ

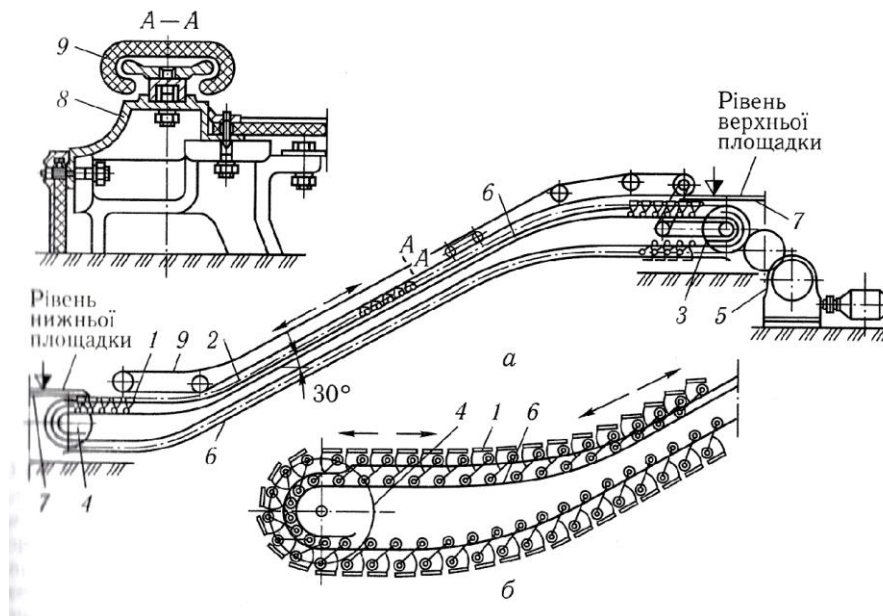
## 1.1 Призначення, класифікація і конструкції ескалаторів

В найближчій перспективі розвиток і нарощування потужностей метрополітенів, обумовлені зростанням пасажирського навантаження, будуть вирішуватись як шляхом створення нових, так і модернізації і технічного переоснащення існуючих комунікацій. Актуальним також буде облаштування високопродуктивних, безпечних і зручних для пасажирів транспортних комунікацій на об'єктах суспільного користування, таких як шляхові переходи, вокзали, аеропорти, культурні, торгівельно-розважальні комплекси і ін. При цьому, вирішення таких ключових задач, як забезпечення необхідної пропускної здатності, комфорту і безпеки пасажирів на згаданих об'єктах значною мірою обумовлюється технічними можливостями (конструктивно-експлуатаційними характеристиками) ескалаторів відповідного конструктивного типу.

Ескалатор, як пасажирський підйомник безперервної дії, конструктивно являє собою похилий ланцюговий конвеєр з ступінчастою трансформованою в процесі руху опорно-несівною поверхнею у вигляді нескінченно-замкненого сходового полотна, перебуваючи на якому пасажирів транспортується з гори до низу (або навпаки) в межах певної висоти  $H$ .

В загальному випадку конструкція ескалатора (рис.1.1) складається із опорно-несівного сходового полотна 1, у вигляді окремих східців, шарнірно прикріплених до двох паралельно розміщених і замкнених у нескінченні

контури, тягових пластинчастих ланцюгів 2, привідних 3 і натяжних 4 зірочок, приводу 5, опорно-тримальної металоконструкції з напрямними 6, нижньої і верхньої площадок 7, балюстради з каркасом 8 і поручнями 9.



**Рис. 1.1. Конструкція ескалатора**

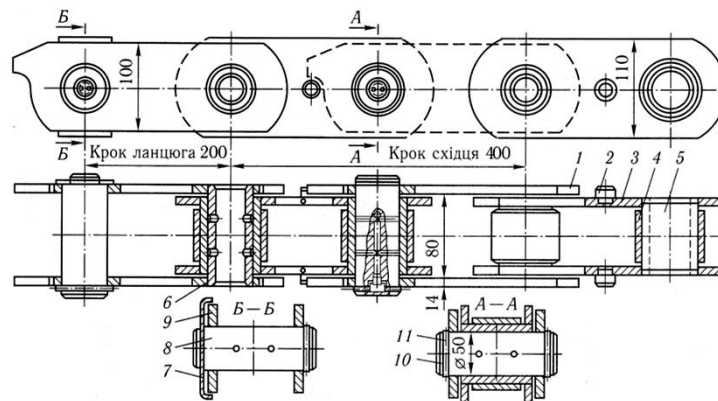
Згідно з вимогами ДСТУ EN 115 2013 «Норми безпеки до конструкції і експлуатації ескалаторів і пасажирських конвеєрів» номінальна швидкість  $V$ , м/с руху сходового полотна ескалатора (настилу чи стрічки пасажирського конвеєра) встановлюється на рівні (0,5...0,75) м/с, кут  $\alpha$  нахилу похилої ділянки траси сходового полотна –  $30^0$  ( $35^0$  – для машини висотою  $H \leq 6$  м при швидкостях сходового полотна  $V \leq 0,5$  м/с).

Довжина вхідних (вихідних) площадок повинна забезпечувати комфорт і безпеку перебування на них пасажирів і складає 0,8 м при  $V \leq 0,5$  м/с або 1,2 м – при  $V > 0,5$  м/с. Поверхні сіддці на робочій частині траси повинні займати положення максимально близьке до горизонтального.

Привідні поручневі пристрої, виконані у вигляді двох нескінченно-замкнених (закільцьованих) гумотканинних або гумотросових пасів із

спеціальним профілем, що рухаються по краях балюстрад на висоті (0,9...1,0) м від поверхні сходиця, призначені для опирання на них (тримання за них) пасажирів (винятково – руками), для збереження рівноваги під час руху та раптових зупинок чи пусків ескалатора з пасажирським навантаженням. Рух поручнів синхронізований з рухом сходового полотна; різниця швидкостей їх не повинна перевищувати 2%.

Тяговий елемент у ескалаторах складають два паралельно розміщені і замкнені у нескінченні контури (закільцьовані) пластинчасті роликово-втулкові ланцюги спеціальної конструкції з кроком 100, 135 і 200 мм (рис. 1.2).



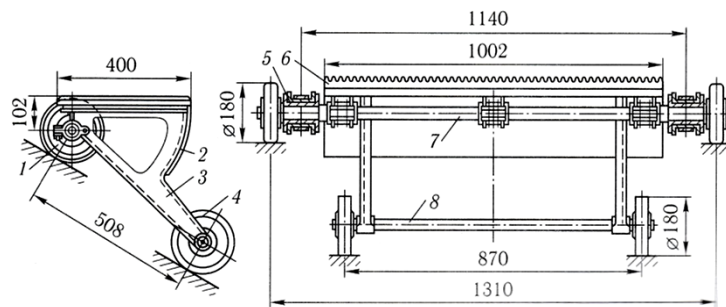
**Рис. 1.2. Конструкція тягових ланцюгів**

Пластини ланцюгів виготовляють із сталі 40 ХН, втулки і ролики – із сталі 15Х, валики – із сталі марок 15Х, 12Н3А та піддають термічній (хіміко-термічній) обробці.

На зовнішніх пластинах ланцюгів закріплені спеціальні упори, які забезпечують односторонню відносну рухомість ланок у шарнірах та, у взаємодії із напрямними ходовими балками (швелерами), - стає положення ланок ланцюга у випадку його розриву на будь-якій ділянці траси.

Сходиць, як елемент опорно-несівного сходового полотна ескалатора, (рис. 1.3) складається з металевого каркаса з рифленою (гребінчастою) опорною плитою із пластика, металу чи спеціального компоненту, підсходиця

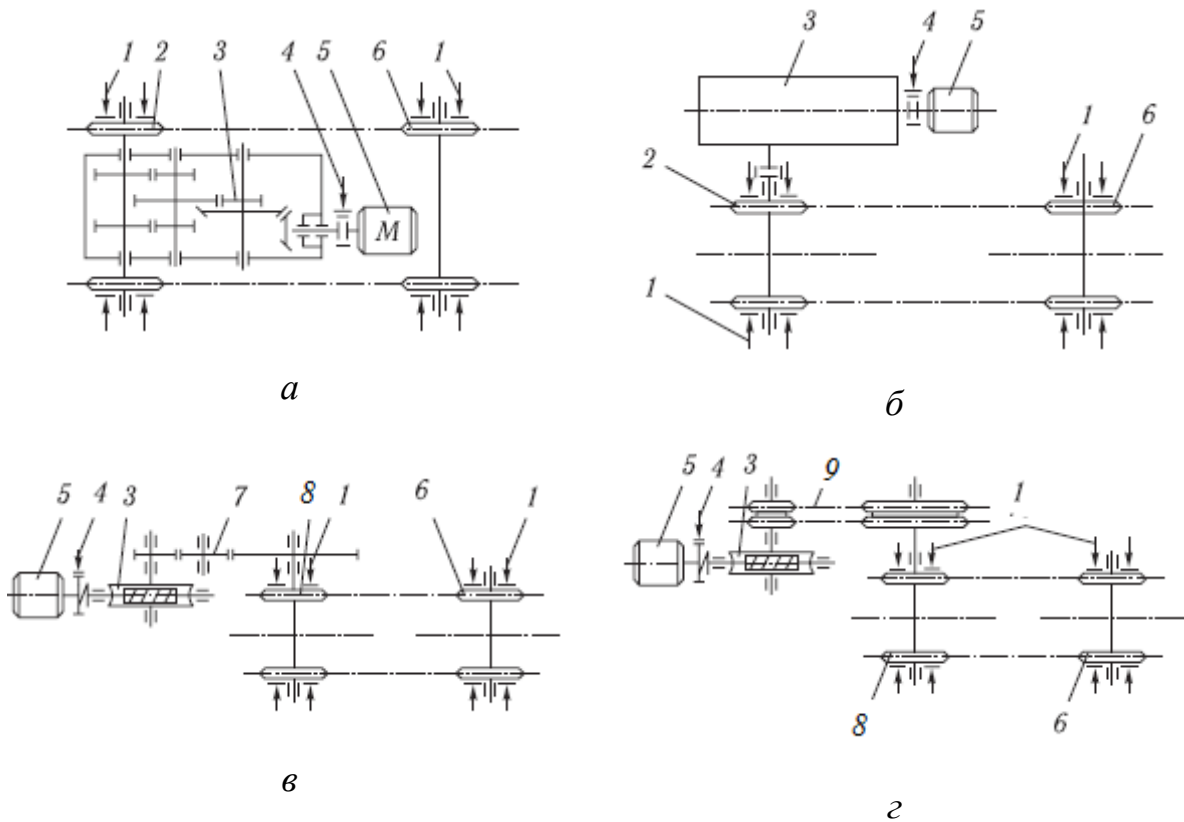
(інакше – присхідця) і чотирьох ходових роликів інакше – бігунків або котків), два з яких, ведучі, з'єднані спільною віссю з шарнірами тягових ланцюгів. Кожен східець під час руху сходового полотна опирається чотирма роликами на напрямні ходові балки. Останнє, завдяки вибору відповідного профілю напрямних, створює умови для забезпечення сталого, максимально близького до горизонтального, положення опорної плити східця на всіх ділянках робочої (пасажиронесівної) гілки траси сходового полотна, включно із перехідними, криволінійними. Ролики східців монтують на підшипниках кочення. Для їх довготривалого мащення використовують консистентні мастильні речовини. Обід ролика армується гумою або поліуретаном для зменшення шуму і вібрацій під час руху. Крок розміщення східців у сходовому полотні кратний кроку тягових ланцюгів і складає (400...405 мм); ширина східця становить (500...1000 мм), залежно від призначення ескалатора. Маса східця шириною 1000 мм може складати від 26 до 48 кг, що залежить від конструктивного виконання і використаних матеріалів.



**Рис. 1.3. Конструкція східця**

Привод (привідний механізм) ескалатора (рис. 1.4) вміщує електродвигун, редуктор (в окремих варіантах – у комбінації з ланцюговою передачею) головний вал з ведучими зірочками, робоче та аварійне гальма, з'єднувальні муфти, системи керування приводним електродвигуном: з короткозамкненим ротором – за принципом частотного перетворення; з

фазовим ротором – з допомогою набору резисторів, увімкнених у схему обмотки ротора.



**Рис. 1.4. Схеми приводних механізмів: а) схема приводу, вбудованого між гілками сходового полотна; б) схема приводу, розміщеного збоку від сходового полотна; в) схема приводу з черв'ячним редуктором і зубчастою траверсою; 2) схема приводу з черв'ячним редуктором і ланцюговою передачею; 1 - аварійні гальма; 2 — привідні зірочки; 3 — редуктор; 4 — робоче гальмо; 5 — електродвигун; 6 — непривідні зірочки; 7 – зубчаста траверса; 8 – привідні зірочки; 9 – ланцюгова передача**

Ескалатори призначені, і відповідним чином пристосовані, до обслуговування великих пасажиропотоків; ними устатковуються тунелі і переходи метрополітенів, підземні та наземні шляхові переходи, міжповерхові переходи на об'єктах транспортного та загальногромадського користування.

Ескалатори можуть експлуатуватись у безперервному або періодичному режимах, залежно від інтенсивності пасажиропотоку. В періодичному режимі ескалатор вмикається в момент входу пасажир

(пасажирів) на сходове полотно, працює протягом усього часу перебування пасажирів на полотні та автоматично вимикається за їх відсутності. Використовують також машини, що мають дві швидкості руху сходового полотна: мінімальна швидкість при цьому встановлюється системою керування (автоматично) за малого пасажиропотоку. Окрім робочої (транспортувальної) швидкості руху сходового полотна передбачається технологічна (оглядова) швидкість на рівні (0,1...0,2) м/с. На цій швидкості здійснюється візуальний контроль технічного стану складових сходового полотна – тягових ланцюгів і східців.

Класифікація ескалаторів, розроблена авторами, розподіляє машини за принципом спільності (близької подібності) наступних класифікаційних ознак:

- призначення, умови експлуатації, режими навантаження;
- узагальнена конструктивна (компонувальна) схема розміщення приводу;
- спосіб передачі рушійної сили від приводу до тягового елемента.

Упорядкування за вказаними ознаками конструкцій ескалаторів (існуючих і новостворюваних), разом із розподіленням їх за типажними рядами, дозволяє, відповідним чином, систематизувати і адаптувати методики проектування, розрахунків і досліджень, зокрема динамічних, до сукупності машин, віднесених до певної класифікаційної групи (типажного ряду). Шляхом систематизації і аналізу одержаних результатів досліджень, зокрема динамічних, виявляються характерні (типові для тієї чи іншої групи (типажного ряду) машин) особливості проявів динамічної взаємодії рухомих мас МС та розкриваються характерні закономірності впливу конструктивно-експлуатаційних параметрів ескалаторів на динамічні властивості їх МС.

Впровадження у процес проектування ескалатора системних динамічних досліджень МС дозволить:

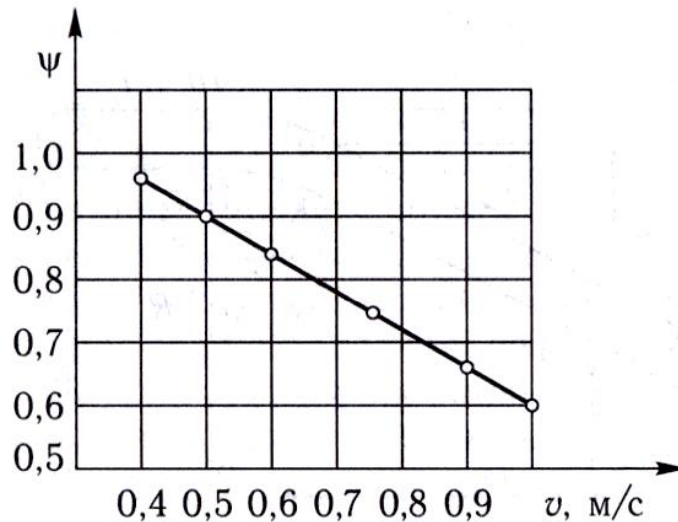
- виявити характер і ідентифікувати параметри динамічних процесів у МС;
- послідовно і обґрунтовано сформулювати (відкоригувати) динамічні властивості МС ескалатора з урахуванням положення його в типовому ряді та попередньо встановлених закономірностей впливу на ці властивості вказаних у ТЗ на проектування конструктивно-експлуатаційних параметрів.

Залежно від призначення, місця встановлення і величини пасажиропотоку (продуктивності або пропускної здатності) розрізняють ескалатори:

- тунельного типу – для метрополітенів з висотами підймання  $H = (5...75)$  м, швидкістю сходового полотна  $V = (0,75...1,0)$  м/с шириною сходового полотна  $b = 900$  мм і  $b = 1000$  мм, продуктивністю (пропускною здатністю)  $\Pi = (9000...12000)$  чол/год;
- громадські, міжповерхові (офісні) – для споруд загальногромадського призначення з висотами підймання  $H \leq 12$  м, швидкістю сходового полотна  $V = (0,4...0,5)$  м/с шириною сходового полотна  $b = 600$  мм, продуктивністю (пропускною здатністю)  $\Pi = (4800...6000)$  чол/год.

Громадські ескалатори (як і пасажирські конвеєри) є частиною громадського транспорту з функцією регулювання початку і кінця руху; вони пристосовані до регулярної роботи з навантаженням протягом  $\sim 140$  годин на тиждень із 100% гальмівним навантаженням не менше 0,5 години протягом будь-якого інтервалу в 3 години.

Для ескалаторів тунельного типу оптимальною є швидкість сходового полотна  $V = 0,75$  м/с, оскільки на більшій швидкості пасажирів не встигають заповнювати сходове полотно і пасажиропотік розріджується, втрачаючи інтенсивність.



**Рис. 1.5.** Графік залежності коефіцієнта заповнення схода  $\psi$  від швидкості ескалатора  $v$

Показаний на рис. 1.5 графік ілюструє залежність коефіцієнта заповнення схода  $\psi$ , а відтак і продуктивності (інакше пропускної здатності) ескалатора, від швидкості сходового полотна  $V$ .

При цьому продуктивність (пропускна здатність) ескалатора  $\Pi$ , чол/год:

$$\Pi = 3600 \frac{Vz\psi}{a_c}, \quad (1.1)$$

де  $V$  - швидкість руху сходового полотна, м/с;

$z$  - кількість пасажирів, яка може розміщуватись на одному сідці, вибирається залежно від ширини сідця сходового полотна;

$a_c$  - крок сідців у сходовому полотні, м.



Згідно з ДСТУ EN 115:2013 «Норми безпеки до конструкції і експлуатації ескалаторів і пасажирських конвеєрів» теоретична пропускна здатність ескалатора  $P_T$ , чол/год

$$P_T = \frac{3600Vk}{0,4} \quad (1.2)$$

де  $k$  - показник, що відповідає умовній кількості пасажирів, що розміщуються на одному східці залежно від ширини  $b$ , м його приймається:  $k = 1,0$  при  $b = 0,6$ м ;  $k = 1,5$  при  $b = 0,8$ м ;  $k = 2,0$  при  $b = 1,0$ м.

Визначені за (1.2) значення пропускної здатності наведені в табл. 1.1.

**Таблиця 1.1. Теоретична пропускна здатність ескалаторів**

| Номинальна ширина сідця $b$ , м | Теоретична пропускна здатність $P_T$ , чол/год   |       |       |
|---------------------------------|--|-------|-------|
|                                 | Номинальна швидкість $V$ , м/с сходового полотна |       |       |
|                                 | 0,5  | 0,65  | 0,75  |
| 0,6                             | 4500   | 5850  | 6750  |
| 0,8                             | 6750   | 8775  | 10125 |
| 1,0                             | 9000   | 11700 | 13500 |

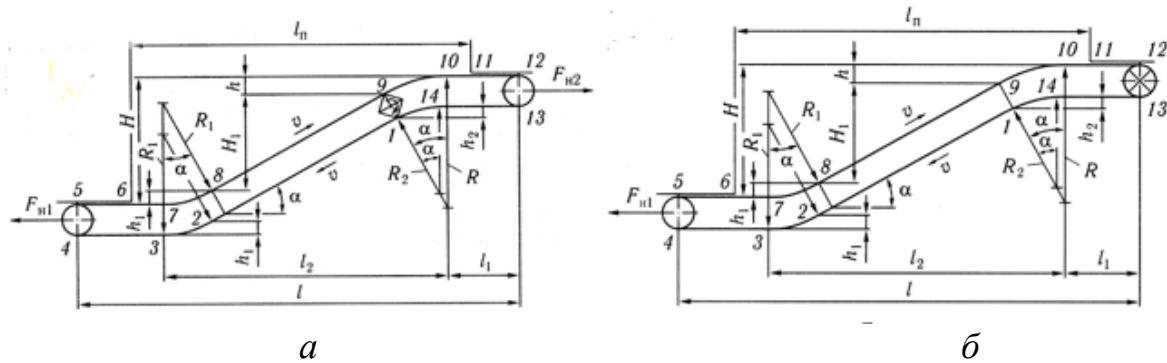
Відповідно до місця розташування приводу в замкненому контурі тягового органу (узагальненої компоувальної схеми) розрізняють ескалатори:

- з проміжним приводом, встановленим у точці переходу лінійної похилої ділянки траси до верхньої криволінійної, рис. 1.6, *а*;
- з головним приводом, встановленим у кінцевій горизонтальній, як правило верхній (головній) ділянці траси, рис. 1.6, *б*.

За конструктивним вирішенням способу приведення в рух тягового органу (ланцюгів) і відповідно – передавання йому рушійної (тягової) сили від приводу, розрізняють ескалатори:

- з традиційним ланцюговим зачепленням тягових ланцюгів із привідними зірочками – реалізується в машинах з головним приводом;

- з цівковими рейкового типу зачеплення роликів тягових ланцюгів із зубцями привідних зірочок – реалізується в машинах з проміжним розміщенням приводу (приводів – у багатопривідних ескаляторах).



**Рис. 1.6. Компонувальні схеми ескалаторів: а) з проміжним приводом; б) з головним приводом**

Слід зазначити, що вибір місця розташування приводу в контурі тягового органу разом з конструктивним вирішенням способу приведення його в рух мають вирішальний вплив на масогабаритні параметри та динамічні характеристики МС розроблюваних машин, що і буде показано у подальшому викладі.

## **1.2 Тенденції і напрямки ескалаторобудування, втілені в розробках провідних фірм**

Для подальшого аналізу і формулювання висновків щодо сучасного світового тренду в ескалаторобудуванні, наводимо характеристики (основні параметри) ескалаторів провідних компаній виробників (рис. 1.7):

- Otis (США) - міжповерхові ескалатори, висота підйому ескалаторів від 1,5 до 8 м, швидкість руху сходового полотна 0,5 м/с (рис. 1.7, а);

- KONE (Фінляндія) - міжповерхові ескалатори, висотою підйому до 18 м, швидкістю руху сходового полотна від 0,4 до 0,75 м/с (рис. 1.7, б);
- Schindler (Швейцарія) – міжповерхові ескалатори, швидкістю руху сходового полотна від 0,5 до 0,65 м/с, продуктивністю до 9000 чол/год (рис. 1.7, в);



*а*



*б*



*в*



*г*

**Рис. 1.7. Ескалатори провідних світових фірм: а) OTIS XO-508; б) KONE TransitMaster 140; в) Schindler 9700AE; г) Mitsubishi 0,5**

- Mitsubishi (Японія) - лінійні ескалатори, висотою підйому від 3,5 до 6,6 м, швидкістю руху сходового полотна 0,5 м/с, максимальною продуктивністю 9000 чол/год (рис. 1.7, г);
- Canny Elevator (Китай) - міжповерхові ескалатори, висотою підйому від 1,5 до 16 м, швидкістю руху сходового полотна 0,5 м/с, продуктивність до 9000 чол/год;

- IZAMET(Болгарія) – міжповерхові ескалатори, висотою підйому до 6 м, швидкістю руху сходового полотна 0,5 м/с, продуктивність до 9000 чол/год;
- ЗАО «ЛАТРЭС» (Росія) - міжповерхові та тунельні ескалатори;
- Thyssen Krupp Elevator (Німеччина) – тунельні ескалатори, висотою підйому від 4 до 6 м, швидкістю руху сходового полотна до 0,75 м/с, продуктивність до 7300 чол/год;
- ЗАО «ЭЛЭС» (Росія) - тунельні ескалатори, висотою підйому від 3 до 75 м [95];
- ЗАО «Эс-сервис» (Росія) - тунельні ескалатори, висотою підйому від 3 до 65 м, швидкістю руху сходового полотна 0,75 м/с;
- ООО «Конструктор» та ОАО «Кировский завод» (Росія) - тунельні ескалатори, висотою підйому від 5 до 75 м, швидкістю руху сходового полотна 0,75 м/с, продуктивність до 9000 чол/год;
- ПАТ «Крюківський вагобудівний завод» (Україна) [108]:
  - міжповерхові (висотою підйому від 3 до 6 м, швидкістю руху сходового полотна 0,5 м/с, продуктивність до 9000 чол/год);
  - тунельні (висотою підйому від 3 до 65 м, швидкістю руху сходового полотна до 0,75 м/с, продуктивність до 9000 чол/год).

З наведеного списку очевидним є наступне:

- переважаюча більшість виробників зорієнтована на виготовлення маловисотних ескалаторів громадського (офісного) призначення - ринок таких машин давно

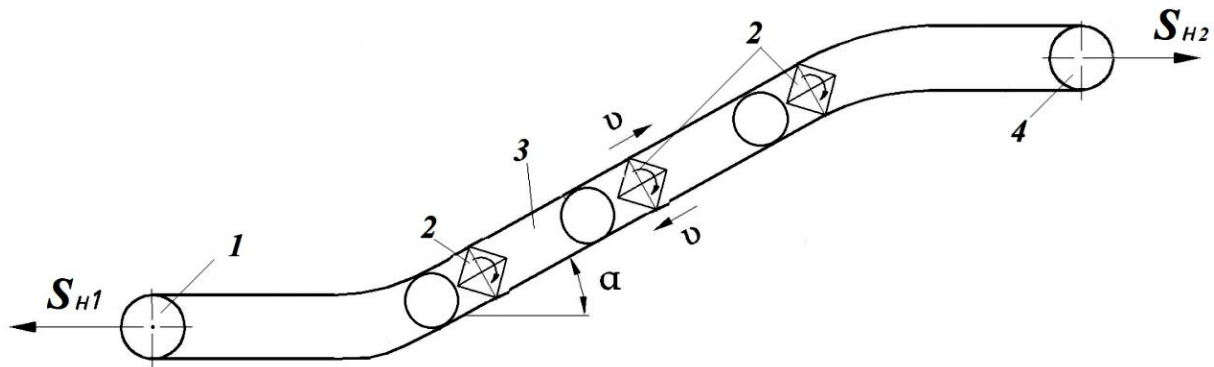
сформований, має прогнозовані параметри і перспективи, а світові бренди займають на ньому сталі позиції;

- виробники тунельних ескалаторів, особливо середньовисотних і високих мають значно меншу долю на ринку в одиницях абсолютного виміру (штуках машин), однак попит та пропозиція на новітні зразки ескалаторної техніки в цьому секторі стабільно високі, зокрема і завдяки тому, що виробники офісних машин вважають не вигідним для себе виготовлення ескалаторів тунельного типу, особливо середніх і високих;
- спільним для обох секторів ескалаторобудування є основний тренд переважної більшості виробників – створення компактних високотехнологічних конструкцій, зорієнтованих переважно на серійне виробництво.

Окремі виробники офісних ескалаторів на певних станах своєї діяльності звертаються до виготовлення тунельних машин: фірма Mitsubishi створила тунельний ескалатор висотою 42 м, устаткований 10-ма проміжними приводами гусеничного типу; Thyssen Krupp Elevator виготовила окремі зразки тунельних машин висотою ~ 20 м. Однак для обох фірм ці розробки не стали системною практикою, що свідчить про суттєві відмінності в теорії і практичній реалізації підходів до розроблення і виготовлення ескалаторів двох типів: офісного та тунельного. Стримуючим фактором до залучення досвіду і потужностей виробників офісних ескалаторів у сферу розроблення і виготовлення машин тунельного типу є обмежений попит на них, відтак проблема концентрується в країнах, що мають метро глибокого та середнього рівнів залягання, таких як Україна, Росія, Японія і деякі інші.

Багатопривідна схема (рис. 1.8), при якій ескалатори різної висоти підйому набираються з однакових модулів, що повторюються,

представляється найбільш вигідною з точки зору виробництва, але не може бути застосована для експлуатації у метрополітенах при великих висотах підйому: десятки приводів у глибоких, з обмеженою шириною проходів тунелях, практично неможливо обслуговувати.



**Рис. 1.8.** Багатопривідна конструктивна схема ескалатора: 1, 4 – натяжні зірочки; 2 – привід; 3 – сходове полотно;  $S_{H1}$  та  $S_{H2}$  - сили натягу ланцюгового контуру, створювані натяжними пристроями, Н;  $\alpha$  ( $\alpha = 30^\circ$ ) – кут нахилу лінійної частини;  $v$  - швидкість руху сходового полотна, м/с

Варіанти ескалаторів з гвинтовим [1], гідравлічним та лінійним електромагнітним приводом сходинок, на повітряній та магнітній подушках потребують довготривалих та досить дорогих досліджень, для того щоб вони представляли реальний практичний інтерес для ескалаторобудування.

Найбільш перспективною альтернативою головному приводу в тунельних ескалаторах, з точки зору вирішення поставлених сучасними умовами і режимами експлуатації станцій метро, є конструктивна схема ескалатора із розміщенням приводу у верхній частині похилої ділянки траси сходового полотна та цівковим зачепленням зубців приводних зірочок з роликами (цівками) тягових ланцюгів (розробка ЗАО «Конструктор», м. Санкт-Петербург, Росія) [9, 100, 101, 105, 106].

На рисунку 1.9 представлені основні складові конструкції ескалатора ЕТХ з проміжним розміщенням приводу цієї фірми [105].

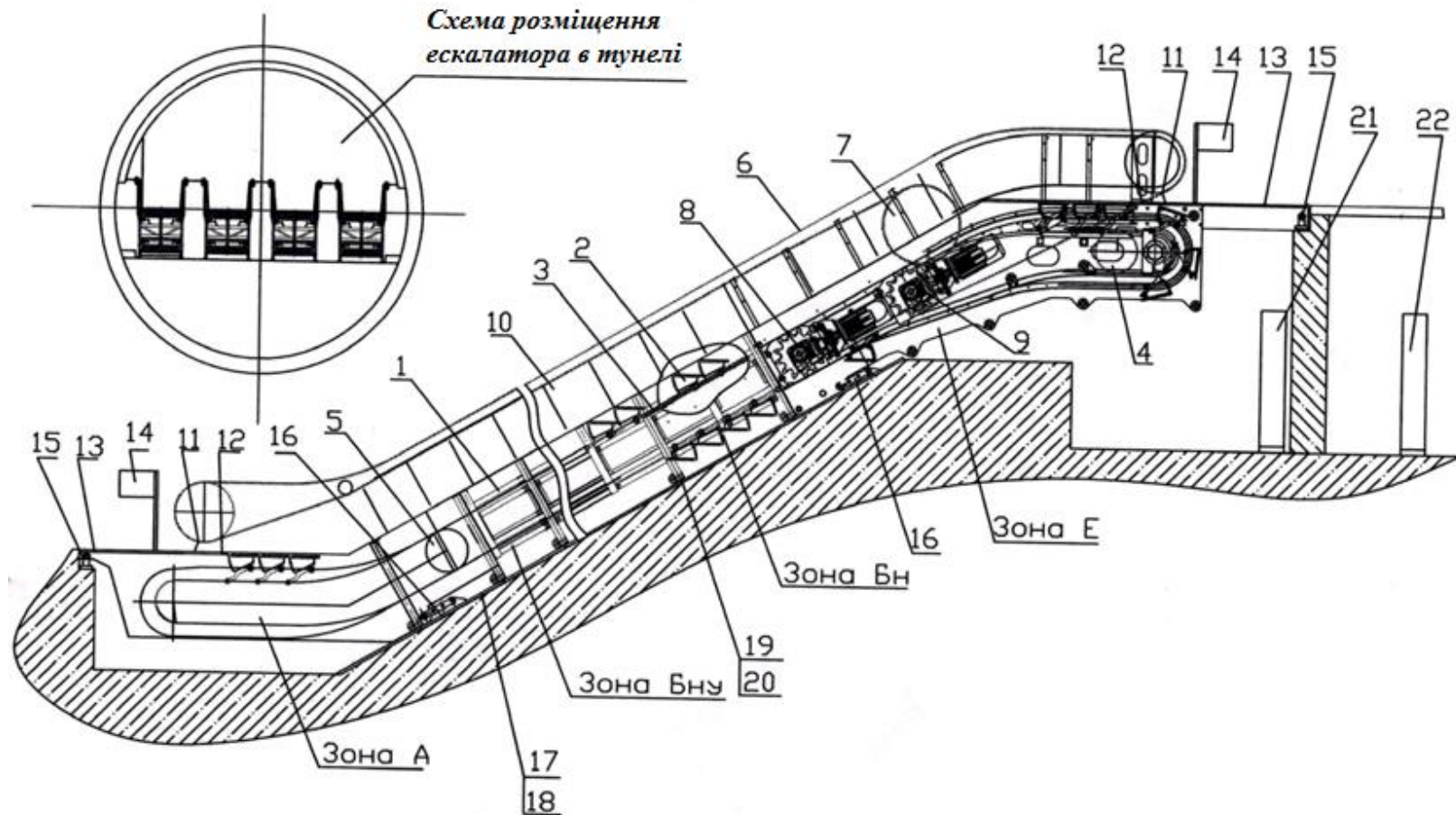


Рис. 1.9. Основні складові частини ескалятора ЕТХ: 1 – несуча металоконструкція з напрямними сходового полотна; 2 – сходинка; 3 – тягові ланцюги; 4 – верхній натяжний пристрій; 5 – нижній натяжний пристрій; 6 – поручень; 7 – натяжний пристрій поручня; 8 – модуль привода сходового полотна (нижній основний); 9 – модуль привода сходового полотна і поручнів (верхній додатковий); 10 – балюстрада; 11 – гирло поручня; 12 – вхідна площадка з гребнями; 13 – плити перекриття; 14 – перекивач; 15 – віброопора; 16 – реактивна тяга; 17 – напрямний швелер; 18 – анкери; 19 – регулююча опора; 20 – фіксатор зон; 21 – шафи керування і пульт оператора; 22 – шафа автоматичного введення резерву

### 1.3 Вплив способу приведення в рух тягового органу ескалатора на його кінематичні і силові параметри

#### 1.3.1 Ескалатори з головним приводом

В ескалаторах з головним розміщенням приводу використовується традиційне, з кутом обхвату  $180^{\circ}$ , зачеплення привідних зірочок тяговими ланцюгами. Рух ланцюга при цьому обумовлюється рухом його шарніра (ролика), що останнім увійшов у зачеплення із привідною зірочкою, тобто кожен такий шарнір веде ланцюг впродовж повороту зірочки на центральний кут  $\alpha$  - кутовий крок зірочки, що відповідає кроку ланцюга  $P_3$  по зачепленню, при цьому  $\alpha = 2\pi/z$ , тут  $z$  - число зубців на зірочці; після чого в зачеплення входить наступний шарнір та перебирає на себе цю функцію, рис. 1.10.

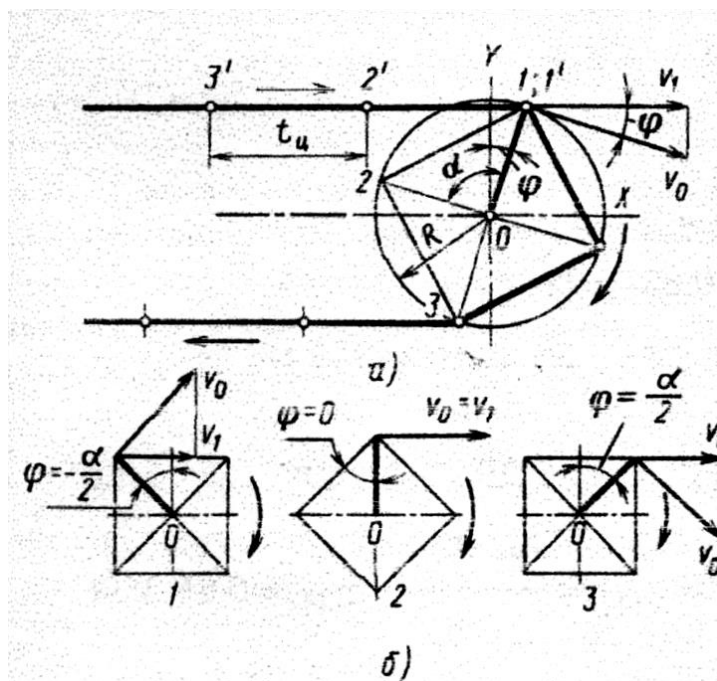


Рис. 1.10. Кінематична взаємодія шарнірів тягового ланцюга з привідною зірочкою: а) загальна схема взаємодії ланцюг-зірочка; б) окремі фази взаємодії



Після входження кожного із шарнірів ланцюга у зачеплення із зірочкою, їх центри (осі) в т.т. 1', 2', 3' рухаються по дузі початкового кола із радіусом  $R$ , м.

Тривалість повороту зірочки на центральний кут  $\alpha$ , с

$$\tau = \frac{p_3}{V} = \frac{2\pi}{\omega z'} \quad (1.3)$$

де  $p_3 = 2\pi R/z$  – коловий крок зубців на зірочці, рівний кроку ланцюга (по зачепленню), м;

$V = \omega R$  - колова швидкість центра шарніра ланцюга на дузі початкового кола зірочки, м/с;

$\omega$  - кутова швидкість обертання зірочки, рад/с.

За постійної кутової швидкості обертання зірочки  $\omega = const$  (в період сталого руху) постійною буде і колова швидкість центра (осі) шарніра,  $V = \omega R = const$ . Якщо вважати наближено, що в місці набігання на привідну зірочку, ланцюг рухається поступально, як і на лінійних ділянках траси рис.1.10, а, та знехтувати впливом пружних властивостей ланцюга, закономірність зміни його швидкості руху можна записати у вигляді

$$V_n = V \cos \varphi = \omega R \cos \varphi \quad (1.4)$$

де  $\varphi = \omega t$  - кутове переміщення шарніра ланцюга в зачепленні з привідною зірочкою, рад (в межах повороту зірочки на центральний кут  $\alpha$  змінний кут

$\varphi$ , утворений радіусом  $O1$  і віссю  $OY$   $-\frac{\alpha}{2} \leq \varphi \leq \frac{\alpha}{2}$ );

$t$  – поточне значення часу, в межах періоду  $\tau$  повороту зірочки на кут  $\alpha$ ,  $0 \leq t \leq \tau$ , с.

В кожен момент часу  $t$ , с величину швидкості руху ланцюга можна обчислювати за формулою:

$$V_n = \omega R \cos \varphi = \omega R \cos \left( \omega t - \frac{\pi}{2} \right) \quad (1.5)$$

де  $\frac{\pi}{2} = \frac{\alpha}{2}$  - половина центрального кута (кутового кроку) зірочки, рад.

Прискорення ланцюга  $a_n$ , м/с<sup>2</sup>:

$$a_n = \frac{dV_n}{dt} = \frac{d}{dt} \omega R \cos \left( \omega t - \frac{\pi}{z} \right) = -\omega^2 R \sin \left( \omega t - \frac{\pi}{z} \right) \quad (1.6)$$

Швидкість і прискорення ланцюга для трьох характерних положень зірочки і шарніра ланцюга, показана на рис.1.10, б:

- положення 1 – початковий момент зачеплення, при  $t = 0$ , с

$$\left( \varphi = -\frac{\alpha}{2} \right)$$

$$V_n = \omega R \cos \left( -\frac{\pi}{z} \right) = \omega R \cos \frac{\pi}{z} = \omega R \cos \frac{\alpha}{2},$$

$$a_n = -\omega^2 R \sin \left( -\frac{\pi}{z} \right) = \omega^2 R \sin \frac{\pi}{z} = \omega^2 R \sin \frac{\alpha}{2} = a_{n \max};$$

- положення 2 – при  $t = \tau = \frac{\pi}{\omega z'}$ , с (після повороту на половину центрального кута  $\varphi = 0$ )

$$V_n = \omega R \cos \left( \omega \frac{\pi}{\omega z} - \frac{\pi}{z} \right) = \omega R = V_{n \max},$$

$$a_n = -\omega^2 R \sin \left( \omega \frac{\pi}{\omega z} - \frac{\pi}{z} \right) = 0;$$

- положення 3 – при  $t = \tau = \frac{2\pi}{\omega z}$ , с (після повороту на другу половину центрального кута  $\varphi = \frac{\alpha}{2}$ )

$$V_n = \omega R \cos\left(\omega \frac{2\pi}{\omega z} - \frac{\pi}{z}\right) = \omega R \cos \frac{\pi}{z};$$

$$a_n = -\omega^2 R \sin\left(\omega \frac{2\pi}{\omega z} - \frac{\pi}{z}\right) = -\omega^2 R \sin \frac{\pi}{z} = -a_{\max}.$$

Графіки функцій (1.5)  $V_n = V_n(t)$  та (1.6)  $a_n = a_n(t)$  показані на рис. 1.11, а і 1.11, б, відповідно.

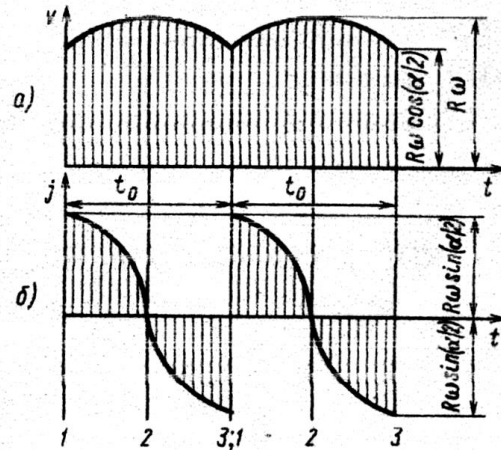


Рис. 1.11. Графіки швидкості (а) та прискорення (б) ланцюга

Діапазон  $\Delta V$  зміни (пульсації) швидкості  $V_n$  поступального руху ланцюга за період перебування шарніра в зачепленні:

$$\begin{aligned} \Delta V &= V_{n\max} - V_{n\min} = \omega R - \omega R \cos \frac{\alpha}{2} = \omega r \left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\alpha}{2}}\right) = \\ &= \omega R \left(1 - \sqrt{1 - \frac{p_3^2}{4R^2}}\right) = \omega R k_g \end{aligned} \quad (1.7)$$

де  $V_{n\max}$ ,  $V_{n\min}$  - максимальна та мінімальна швидкість руху ланцюга, м/с;

$p_3$  - крок ланцюга по зачепленню, м;

$k_g = 1 - \sqrt{1 - \frac{p_3^2}{4R^2}}$  - коефіцієнт пульсації швидкості.

Співвідношення граничних величин швидкості ланцюга оцінюється коефіцієнтом:

$$A_c = \frac{V_{л\max}}{V_{л\min}} = \frac{1}{1 - k_g}. \quad (1.8)$$

Розрахунки і аналіз коефіцієнтів  $A_c$  і  $k_g$  показують, що пульсація швидкості ланцюга залежить від числа зубців привідної зірочки: при  $z_{\min} = 6$  вона складає (14...16)%, при  $z = 10...13$  (5...6%), а при  $z = 16...20$  не перевищує (2...1)%.

Найбільшого рівня прискорення ланцюга досягає в момент переспряження шарнірів ланцюга із зірочкою, положення 1 і 3 на рис. 1.11, б (від  $a_{\max}$  до  $-a_{\max}$ ).

Підставляючи у (1.6) вирази для визначення параметрів:  $\omega = \frac{\pi n}{30}$ ;

$$\sin \frac{\pi}{z} = \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{p_3}{2R} \quad (\text{із рис. 1.11, а}); \quad n = \frac{60V_{л}}{z p_3}, \quad \text{формулу для обчислення } a_{\max}$$

записують у вигляді:

$$a_{\max} = \frac{2\pi^2 V_{л}^2 p_3}{(z p_3)^2} = \frac{2\pi^2 V_{л}^2}{z (z p_3)'} \quad (1.9)$$

де  $n$  - частота обертання привідної зірочки, об/хв;

$p_3$  - крок ланцюга по зачепленню, м.

Динамічне (інерційного характеру) навантаження на ланцюг з урахуванням ударного (миттєвого з ударом) способу його передавання та інерційної сили, спрямованої в бік руху ланцюгів, коли вони рухаються з уповільненням,  $F_{ин\max}$ , Н:

$$F_{ин\max} = 4m_{з\epsilon} a_{\max} - m_{з\epsilon} a_{\max} = 3m_{з\epsilon} a_{\max} \quad (1.10)$$

або з урахуванням (1.7)

$$F_{in\max} = \frac{6\pi V_l^2 m_{3e}}{z(zp_3)} \quad (1.11)$$

де  $m_{3e}$  - зведена (до швидкості поступального руху ланцюга) маса рухомих частин ескалатора і пасажирів, кг:

$$m_{3e} = (m_n + c'm_e)L_e \quad (1.12)$$

$m_n, m_e$  – лінійно розподілені маси пасажирів і рухомих частин ескалатора, кг/м;

$c'$  - коефіцієнт, що враховує участь маси холостої гілки ескалатора в коливальному русі;

$L_e$  - довжина траси сходового полотна ескалатора, м.

Із виразів (1.7) і (1.9) видно, що прискорення тягового органу (сходового полотна), а також і динамічне навантаження (інерційне) на нього будуть прямопропорційними квадрату швидкості ланцюга  $V_l^2$ , та обернено пропорційними кількості зубців  $z$  і діаметру привідної зірочки  $D = \frac{zp_3}{\pi}$ .

Цими співвідношеннями керуються при виборі конструктивних заходів для зменшення величин  $a_{l\max}$  і  $F_{in\max}$  в ескалаторах з головним розміщенням приводу, використовуючи (залежно від типу і висоти машини) привідні зірочки з числами зубців  $z = (21...40)$ , діаметри яких залежно від кроку тягових ланцюгів, при цьому становлять  $D \approx (1,2...2,6)$ м. Таким чином в ескалаторах з головним розміщенням приводу габарити (відтак – і маса) привідних зірочок, а в силу цього - і всієї машини, прямо залежать від конструктивно-експлуатаційних показників, зокрема швидкості тягових ланцюгів сходового полотна  $V_l$  та висоти підйому  $H$ .

Для оцінки динамічних навантажень в ланцюгах робочого органу ескалятора з урахуванням пружних властивостей ланцюгів, еквівалентна схема (динамічна модель) робочого органу представляється складним пружно-деформівним стержнем, коливний рух якого описується системою рівнянь

$$\begin{aligned} C_1^2 \frac{d^2 u_1}{dx_1} - \frac{d^2 u_1}{dt^2} &= 0 \\ C_2^2 \frac{d^2 u_2}{dx_2} - \frac{d^2 u_2}{dt^2} &= 0 \end{aligned} \quad (1.13)$$

в яких  $u_1$  і  $u_2$  – функції пружного зміщення набіжної і збіжної гілок тягового органу, відповідно;

$x_1$  і  $x_2$  - узагальнені координати;

$C_1, C_2$  - швидкості поширення пружної хвилі коливань у ланцюгах робочої та холостої гілок тягового органу ескалятора, відповідно, м/с:

$$C_1 = \sqrt{\frac{E_0 g}{q_c + q \lambda_1}}, \quad C_2 = \sqrt{\frac{E_0 g}{q_c}} \quad (1.14)$$

де  $E_0$  - статична жорсткість ланцюга, МПа,

$q_c, q$  - лінійно-розподілені навантаження від ваги сходового полотна (2-х ланцюгів і сходинок) та пасажирів, Н/м;

$\lambda_1$  - коефіцієнт участі пасажирського навантаження у нерівномірному русі.

Розв'язок (1.11) представляють у вигляді

$$F_{\text{дmax}} = A \left[ 1 - \sin \pi \left( \frac{L_c}{c\tau} + 0,5 \right) \right], \quad (1.15)$$

де  $A$  – амплітуда збурювальної сили, Н;

$c$  – середня швидкість поширення пружних коливань у ланцюгах тягового органу, м/с;

$$c = \frac{2C_1C_2}{C_1 + C_2} \quad (1.16)$$

$\tau$  - напівперіод збурень – переспряження шарнірів ланцюгів з привідними зірочками, с

$$2\tau = \frac{p_3}{V} = \frac{2\pi}{\omega z'} \quad (1.17)$$

$L_c$  - довжина замкненого контуру тягового органу ескалатора, м.

Період основнго тону власних коливань ескалатора (тягового органу), с

$$t_0 = \frac{L}{c} = \frac{4L_e}{c}, \quad (1.18)$$

тут  $L_e$  - довжина віток тягового органу ескалатора, м.

Умовою настання явища резонансу є рівність (кратність) періодів

$2\tau = t_0$ , відповідно

$$\frac{p_3}{V} = \frac{2L_e}{c} \text{ або } \frac{2\pi}{\omega z} = \frac{2L_e}{c}, \quad (1.19)$$

звідки

$$\frac{p_3 c}{VL_w} = 2 \text{ або } \frac{\pi c}{\omega z L_e} = 1. \quad (1.20)$$

Із (1.20):

– при  $L_e = 0$ ,  $L_e = 2c\tau$ ,  $L_e = 4c\tau$ , ...,  $L_e = nc\tau$ , де  $n$  - парне число,

$F_{\text{дмах}} = 0$ , згідно з (1.15);

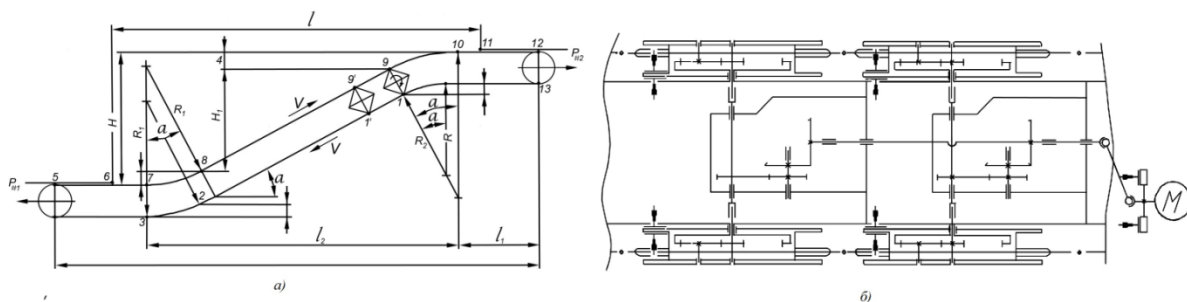
– при  $L_e = c\tau$ ,  $L_e = 3c\tau$ , ...,  $L_e = mc\tau$ , де  $m$  - непарне число,

$F_{\text{дмах}} = 2A$ .

### 1.3.2 Ескалатори з проміжним розміщенням приводу і цівковим зачепленням роликів тягових ланцюгів з приводними зірочками

В період з 2004 по 2008 р.р., вперше в світовій практиці ескалаторобудуванні в м. Києві були виготовлені і введені в експлуатацію на кількох станціях метрополітену тунельні ескалатори принципово нового конструктивного рішення – з проміжним приводом, вбудованим у міжсходиноквий простір у верхній частині прямолінійної похилої ділянки траси і цівковим зачепленням, спрофільованих по евольвенті кола зубців приводних зірочок (діаметром 564 мм) з роликками тягових ланцюгів, рис. 1.9.

Схеми траси сходиноквого полотна і приводу показані на рис. 1.12 *а* і *б*, відповідно.



**Рис. 1.12. Ескалатор ЕТХ: а) схема траси ескалатора; б) схема приводу**

Привод цих ескалаторів, висотою підйому 5...7 м, обладнаний одним головним валом; нарощування тягової здатності приводу, відповідно і висоти підйому (до 75 м включно) передбачається шляхом паралельного розміщення в ньому кількох головних валів: конструкція зорієнтована на серійне виробництво (з розподілом по типажному ряду) та розрахована на максимальні висоти підйому (навантаження). Уніфіковані за типажними рядами і зорієнтовані на серійне виробництво машини такого типу надійні, високотехнологічні і компактні, здатні забезпечити потрібну (до 75 м включно) висоту підйому і максимальну пропускну здатність тунелів за



рахунок зменшення габаритів та збільшення їх кількості (4 замість 3) розглядаються як один із альтернативних варіантів заміни фізично і морально застарілих ескалаторів традиційного типу, з головним приводом.

Досвід розробки, виготовлення, випробувань і експлуатації партії машин даного типу підтвердив за основними показниками перспективність концепції розвантаження верхньої криволінійної ділянки 9-10 траси (рис. 1.12). Це дозволяє суттєво зменшити габарити і масу машин, енерговитрати, підвищити рівень уніфікації комплектуючих. Разом з тим аналіз параметрів, які характеризують взаємодію окремих елементів конструкції і технічний стан машин при різних режимах експлуатації виявив ряд суттєвих конструктивних і технологічних недоліків, наявність яких значно знижує конкурентоздатність цього ескалатора.

Причиною більшості проблемних місць в конструкції машини є те, що ескалатор принципово нового типу (насамперед за характером взаємодії елементів конструкції), переважно створювався з використанням теорії, моделей і методик розрахунків, відпрацьованих на конструкціях машин старої схеми, тобто з головним приводом.

Тому для забезпечення відповідності прийнятих на етапах проектування та розробки конструктивних і технологічних рішень необхідно адаптувати до нової конструкції існуючі методики розрахунків і проектування, або створити нові. При цьому необхідно розглянути такі аспекти означеної проблематики: геометрія евольвентного цівкового зачеплення; кінематична взаємодія елементів зачеплення; динамічні характеристики МС та динамічна взаємодія елементів конструкції ескалатора; оцінки ресурсів вузлів і деталей.

### 1.3.2.1 Особливості геометрії і кінематики цівкового зачеплення

В цівковому зачепленні привідних зірочок з тяговими ланцюгами ескалатора поздовжня вісь ланцюга, який в даному випадку виконує функцію цівкової рейки, займає положення дотичної до основного кола зірочки (рис. 1.13). При цьому крок ланцюга  $p$ , мм і основний крок  $p_b$ , виміряний по дузі основного кола зірки, рівні між собою  $p = p_b$ , або

$$2\pi R_b = zp, \quad (1.21)$$

де  $z$  - число зубців на зірочці;

$R_b$  – радіус основного кола зірки, мм

$$R_b = \frac{P}{2 \sin \frac{\pi}{z}}. \quad (1.22)$$

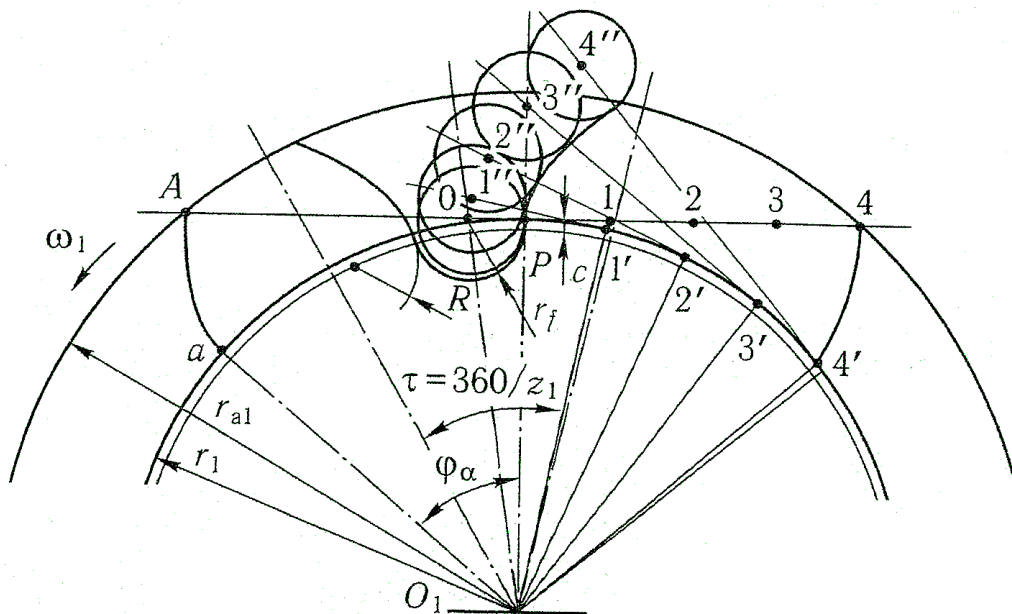


Рис. 1.13. Картина цівкового евольвентного зачеплення привідних зірочок ескалатора ЕТХ: побудова профілю зубця

Зважаючи на те, що припущення  $\sin \frac{\pi}{z} \cong \frac{\pi}{z}$  суттєво не вплине на

точність інженерного розрахунку, з (1.21) і (1.22) записуємо  $R_b = \frac{pz}{2\pi}$ .

В ескалаторі серії ЕТХ привідні зірочки мають число зубців  $z = 13$ , крок тягових ланцюгів (по зачепленню) східцевого полотна  $p = p_3 = 136,5$  мм. Розрахунковий радіус основного кола привідних зірочок

$$R_b = \frac{13 \cdot 136,5}{2 \cdot 3,14} = 282,56 \text{ мм.}$$

За умови рівності кроків  $p = p_b$  зачеплення кожного зубця зірочки з цівкою (шарніром ланцюга) починається в точці дотику осі ланцюга до основного кола зірочки, точка  $p$  при цьому є полюсом зачеплення. При подальшому обертанні зірочки цівка рухається по профілю зубця від його основи (ніжки) до вершини.

Для досягнення сталої швидкості руху ланцюга, профіль зубця окреслюється евольвентою кола (рис. 1.13). В момент, коли цівка підходить до вершини зубця, в зачеплення з наступною цівкою входить наступний зубець зірочки. Цим самим забезпечується нерозривність зачеплення.

Необхідна для виконання умови нерозривності зачеплення висота зубця зірочки, обмежена радіусом кола виступів  $R_a$  визначається з  $\Delta O_1AP$  (рис. 1.14).

З  $\Delta O_1AP$

$$R_a^2 = p^2 + R_b^2 \quad (1.23)$$

або, з урахуванням  $p = \frac{2\pi R_b}{z}$ ,

$$R_a^2 = R_b^2 + \left( \frac{2\pi R_b}{z} \right)^2 = R_b^2 \left[ 1 + \left( \frac{2\pi}{z} \right)^2 \right],$$

звідки

$$R_a = R_b \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{z}\right)^2} \quad (1.24)$$

Радіус кола виступів (мінімальний) привідної зірочки ескалятора серії

ЕТХ становить  $R_a = 282,42 \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{13}\right)^2} = 313,68$  мм.

У випадку застосування в приводі ескалятора двох привідних зірочок, їх необхідно розміщувати зі зміщенням по фазі зачеплення на половину центрального кута, тобто на кут  $\frac{\tau}{2} = \frac{\pi}{z}$ .

При цьому  $R_a^2 = R_b^2 + \left(\frac{p}{2}\right)^2$ , звідки

$$R_a = R_b \sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{z}\right)^2} \quad (1.25)$$

Із формули (1.23) випливає, що при послідовному розміщенні 2-х привідних зірочок у приводі ескалятора для тих же значень  $R_b$ ,  $z$  і  $p$  радіус кола виступів зірочки, а відповідно і висота зубця, можуть мати менші значення, ніж при установці однієї зірочки.

Міжосьова відстань  $a$ , мм між осями двох послідовно встановлених зірочок у приводі повинна дорівнювати цілому числу кроків  $k$  із додаванням половини кроку

$$a = p(k + 0,5). \quad (1.26)$$

Для двохзіркового приводу ескалятора ЕТХ (при  $k = 5$ )  $a = 136,5(5 + 0,5) = 750,75$  мм.

Недотримання з будь-яких причин умови розміщення зірочок (1.24) в двохзірковому приводі має два наслідки:

- порушується умова зміщення зірочок по фазі зачеплення на кут, що дорівнює половині центрального кута зірочки  $\pi/2$ ;
- унеможлиблюється зачеплення робочої і холостої гілок тягового ланцюга з зубцями двох привідних зірочок водночас.

Це в свою чергу призводить до деякого погіршення якості передачі руху (плавності зачеплення), бо коефіцієнт перекриття зачеплення в робочій гілці буде меншим, ніж у випадку дотримання умови (1.24).

Як відомо з теорії зачеплення, ланцюговим передачам притаманна кінематична нерівномірність руху ведучої гілки ланцюга і веденої зірочки, обумовлена хордальним розміщенням ланок ланцюга на зубцях зірочки і відсутністю узгодження (при нецілому числі ланок ланцюга у ведучій гілці) початку входу першої ланки гілки ланцюга в зачеплення з зубцем ведучої зірочки і початку виходу останньої ланки гілки ланцюга із зачеплення з зубцем веденої зірочки.

Проаналізуємо, до якої міри вказані явища характерні для цівкової передачі, застосованої в приводі ескалатора ЕТХ. Для цього двохзіркову цівкову передачу в межах повороту зірочок на половину одного кутового кроку (варіант установки зірочок зі зміщенням по фазі зачеплення на кут  $\tau/2$ ) будемо розглядати як шарнірний чотириланковий механізм, в якому зірочки заміщені кривошипамі, а гілка ланцюга – шатуном, який має  $p(k + 0,5)$  ланок ланцюга (рис. 1.14, а).

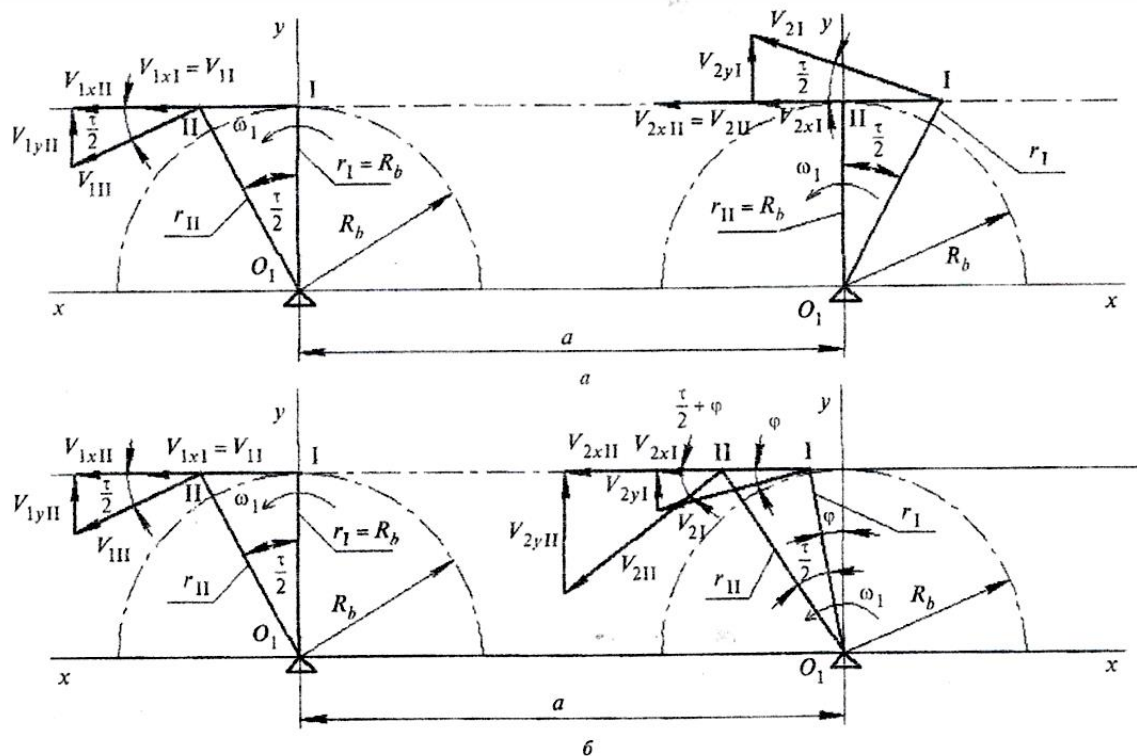


Рис. 1.14. Схема цівкової, з двома привідними зірочками, передачі, заміненої умовним чотирьохланковим шарнірним механізмом:  $a$  – кут зміщення по фазі зачеплення  $\tau/2$ ,  $b$  – кут зміщення по фазі зачеплення - довільний

З побудови на рис.1.14 проєкції  $V_{1x}$  і  $V_{1y}$  швидкості руху ланцюга на осі  $OX$  і  $OY$ :

– положення I

$$V_{1xI} = V_1 = \omega_1 r_1 = \frac{\pi n_1 p}{60 \sin \tau/2}, \quad V_{1yI} = 0,$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість першої зірочки, рад/с;

$n_1$  – частота обертання першої зірочки,  $n_1 = \frac{30\omega_1}{\pi}$ , об/хв.

– положення II

$$V_{1xII} = \frac{\pi n_1 p}{60 \sin \frac{\tau}{2}}, \quad V_{1yII} = \frac{\pi n_1 p}{60 \cos \frac{\tau}{2}}.$$

Для виявлення можливого впливу кінематичних параметрів першої зірочки на такі ж самі параметри другої зірочки, швидкість  $V_2$  центра цівки ланцюга в контактi з зубцем другої зірочки визначається в функції кутової швидкості першої зірочки  $\omega_1$ , тобто, умовно, другу зірочку вважають веденою:

$$\text{– положення I: } V_{2I} = \frac{V_{1I}}{\cos \frac{\tau}{2}} = \frac{\omega_1 R_b}{\cos \frac{\tau}{2}},$$

або

$$V_{2xI} = \frac{\pi n_1 p}{60 \sin \frac{\tau}{2} \cos \frac{\tau}{2}} = \frac{\pi n_1 p}{30 \sin \frac{\tau}{2}}, \quad V_{2yI} = \frac{\pi n_1 p}{60 \cos \frac{\tau}{2}};$$

$$\text{– положення II: } V_{2xII} = \frac{\pi n_1 p}{60 \sin \frac{\tau}{2}}, \quad V_{2yII} = 0.$$

Кутова швидкість  $\omega_2$  другої зірочки в положеннях I і II

$$\omega_{2I} = \frac{V_{2I}}{r_I} = \frac{\omega_1 R_b}{\cos \tau/2 r_I} = \frac{\omega_1 R_b \cos \tau/2}{R_b \cos \tau/2} = \omega_1, \quad \omega_{2II} = \frac{V_{2II}}{r_{II}} = \frac{\omega_1 R_b}{R_b} = \omega_1, \text{ з урахуванням}$$

того, що в положенні I:  $r_I = \frac{R_b}{\cos \tau/2}$ , а в положенні II:  $r_{II} = R_b$ .

Остаточно одержуємо співвідношення

$$V_{1xI} = V_{2xI} = \omega_1 R_b, \quad (1.27)$$

$$V_{1xII} = V_{2xII} = \omega_1 R_b, \quad (1.28)$$

$$\omega_1 = \omega_2 \quad (1.29)$$

Як і в попередньому випадку, прослідкуємо співвідношення кінематичних параметрів руху у двохзірковому приводі при довільному куті  $\varphi$  зміщення по фазі зачеплення двох зірочок (рис. 1.14, б), визначивши

швидкість руху цівки ланцюга в контакті з зубцем другої зірочки  $V_2$  в функції кутової швидкості першої зірочки,  $\omega_1$ :

– положення I

$$V_{2I} = \frac{V_{1I}}{\cos\varphi} = \frac{\omega_1 R_b}{\cos\varphi}, \quad V_{2Ix} = V_{2I} \cos\varphi = \omega_1 R_b, \quad V_{2Iy} = V_{2I} \sin\varphi = \omega_1 R_b \operatorname{tg}\varphi.$$

– положення II

$$V_{2II} = \frac{V_{1II} \cos \frac{\tau}{2}}{\cos\left(\frac{\tau}{2} + \varphi\right)} = \frac{\omega_1 r_{II} \cos \frac{\tau}{2}}{\cos\left(\frac{\tau}{2} + \varphi\right)} = \frac{\omega_1 \frac{R_b}{\cos \frac{\tau}{2}} \cos \frac{\tau}{2}}{\cos\left(\frac{\tau}{2} + \varphi\right)},$$

$$V_{2Ix} = V_{2II} \cos\left(\frac{\tau}{2} + \varphi\right) = \omega_1 R_b, \quad V_{2Iy} = V_{2II} \sin\left(\frac{\tau}{2} + \varphi\right) = \omega_1 R_b \operatorname{tg}\left(\frac{\tau}{2} + \varphi\right).$$

Очевидно, що і при довільному куті  $\varphi$  зміщення зірочок по фазі зачеплення в двохзірковому приводі будуть справедливими співвідношення (1.25), (1.26), (1.27).

Проведений кінематичний аналіз засвідчує, що двохзірковий цівковий привід забезпечує постійну швидкість руху ланцюга, сходового полотна, за постійної синхронної кутової швидкості обертання зірочок  $\omega_1 = \omega_2 = \operatorname{const}$ , зокрема, незалежно від величини кутового зміщення по фазі зачеплення. В цьому випадку, зубці обох зірочок одночасно зачіплюються тільки з однією гілкою ланцюга – робочою.

Проекції швидкостей цівок ланцюга на вертикальну вісь  $OY$ ,  $V_{1y}$  і  $V_{2y}$ , у фіксованих положеннях I, II і на всій фазі зачеплення реалізуються у вигляді обертального руху цівок відносно власних осей.

### 1.3.2.2 Коefіцієнт перекриття в зачепленні

Виявити загальні методи розрахунку коefіцієнта перекриття цівкового зачеплення допоможе аналіз варіанту повного двохзіркового



зачеплення з робочою і холостою гілками тягових ланцюгів сходового полотна.

Графічні побудови, необхідні для цього, представленні на рис.1.15. Нагадаємо також, що зірочки в цьому випадку зміщені по фазі зачеплення

на половину кутового кроку,  $\frac{\tau}{2} = \frac{\pi}{2}$ .

Для встановлення умови безперервності взаємодії зубців з цівками, на рис. 1.15, 1.16 зображенні евольвентні частини профілів зубців зірочок 1 і 2 на початку і в кінці зачеплення. При обертанні зірочок проти ходу годинникової стрілки, зуб кожної з них входить в зачеплення з цівкою в момент, коли його профіль біля основи перетинає лінію зачеплення (n-n) в точках  $P_1$  і  $P_2$  зірочок 1 і 2, і виходить із зачеплення в точках А і В перетину кінця профілю. Кут повороту зірочок від положення входу зубця в зачеплення до положення виходу його із зачеплення називається кутом перекриття  $\varphi_\alpha$ .



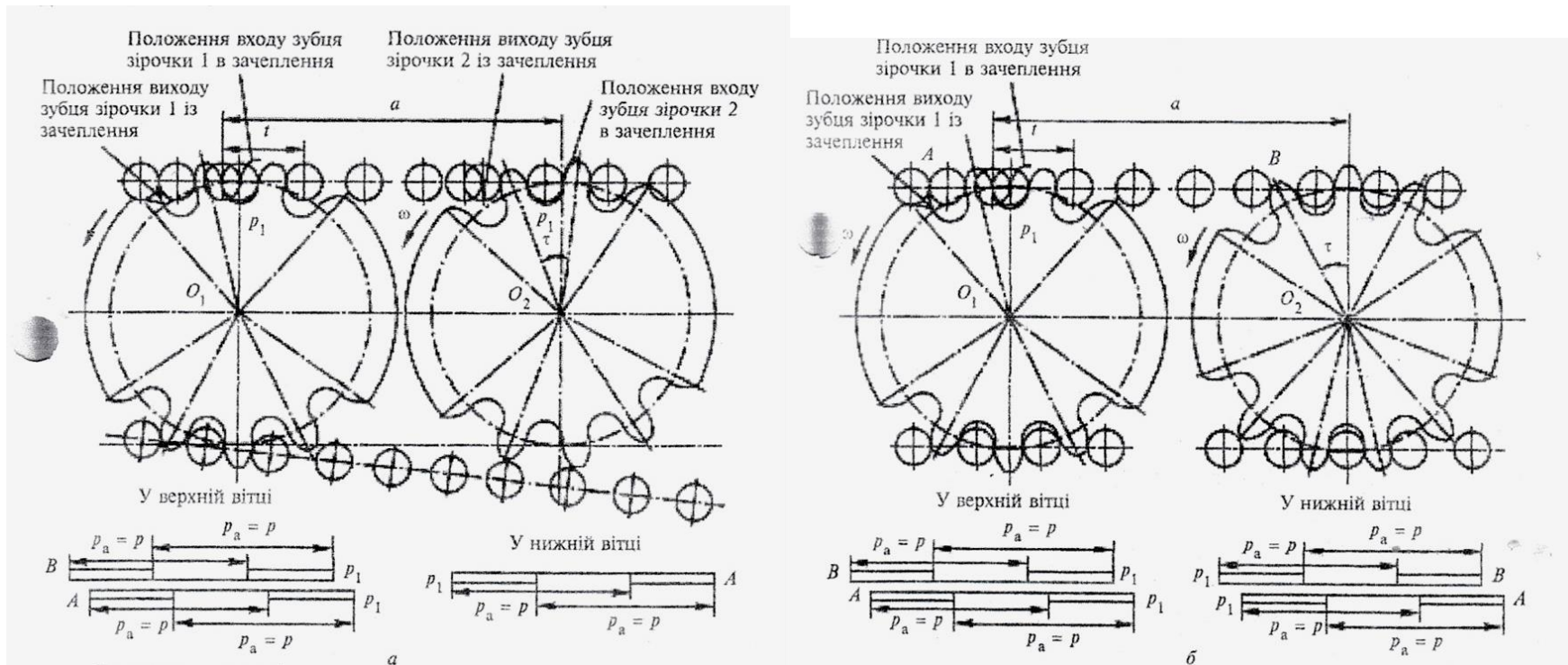


Рис. 1.16. Міжосьова відстань зірочок у приводі та коефіцієнт перекриття  $\xi_\alpha$  зачеплень:  $\alpha$  – кут зміщення по фазі

зачеплення  $\frac{\tau}{2}$ ,  $\delta$  – довільний кут зміщення по фазі зачеплення

Цей кут повинен бути більшим за кутовий крок  $\tau$ , з тим, щоб друга пара взаємодіючих елементів (зубець-цівка) встигла увійти в зачеплення до того, як перша пара вийде із зачеплення.

Відношення кута перекриття  $\varphi_\alpha$  до кутового кроку  $\tau$  визначає величину коефіцієнта перекриття  $\xi_\alpha$

$$\xi_\alpha = \frac{\varphi_\alpha}{\tau}, \quad (1.30)$$

Безперервність взаємодії зубців з цівками ланцюга буде обумовлюватись виконанням нерівності  $\xi_\alpha \gg 1$ .

Відповідно до закономірностей утворення евольвенти, дуга, яку проходить початкова точка евольвенти (для зірочок 1 і 2 це т.  $p_1$  і т.  $p_2$  відповідно, від положення входу зубця зірочки в зачеплення до положення виходу з зачеплення, т.  $a$  і т.  $b$  відповідно для зірок 1 і 2) дорівнює довжині активної лінії зачеплення,  $p_1A$  або  $p_2B$ , тобто  $\check{p}_1a = \check{p}_1A = R_b\varphi_\alpha$ ,  $\check{p}_2b = \check{p}_2B = R_b\varphi_\alpha$ , звідки знаходимо  $\varphi_\alpha = \frac{\check{p}_1a}{R_b} = \frac{\check{p}_2b}{R_b} = \frac{p_1A}{R_b} = \frac{p_2B}{R_b}$ .

Пам'ятаючи, що  $\tau = \frac{2\pi}{z}$ , підставляємо вирази, що визначають  $\varphi_\alpha$  і  $\tau$  в (1.28) і одержуємо

$$\xi_\alpha = \frac{\varphi_\alpha}{\tau} = \frac{z \cdot p_1A}{2\pi R_b} = \frac{z \cdot p_2B}{2\pi R_b} = \frac{p_1A}{p_b} = \frac{p_2B}{p_b},$$

де  $p_b = \frac{2\pi R_b}{z}$  – крок зачеплення по основному колу зірочки, рівний кроку ланцюга.

Для зірочок привідного пристрою ескалятора ЕТХ довжина активної лінії зачеплення, визначена з побудови евольвентного профілю  $p_1A = p_2B = 188$  мм; основний крок - крок ланцюга по зачепленню  $p_b = b = 136,5$  мм, коефіцієнт перекриття в зачепленні однієї зірочки з

ланцюгом  $\xi_{\alpha_1} = \frac{p_1 A}{p_b} = \frac{p_2 B}{p_b} = \frac{188}{136,5} = 1,38$ ; сумарний коефіцієнт перекриття,

визначений при взаємодії двох зірочок встановлених у привідному пристрої зі зміщенням по фазі зачеплення на половину кутового кроку  $\frac{\tau}{2}$ ,

$$\xi_{\alpha_\Sigma} = \frac{p_2 A}{p_b} = \frac{256,25}{136,5} = 1,88.$$

Аналіз механізму зачеплення зубців зірочок з цівками тягового ланцюга східцевого полотна в розглянутому варіанті двохзіркового привідного пристрою зі зміщенням зірочок по фазі зачеплення на кут, що дорівнює половині кутового кроку  $\frac{\tau}{2}$ , показує, що він має симетричний характер, завдяки тому, що поняття «сумарний коефіцієнт перекриття» по суті і по фізичній величині має однакове значення, як за відношенням до зачеплення однієї зірочки одночасно з двома гілками ланцюга, так і для послідовного зачеплення однієї гілки ланцюга з двома привідними зірочками.

Така симетричність, необхідна для забезпечення передачі руху, відсутня в варіанті конструкції приводного двохзіркового пристрою, в якому зірки по фазі зачеплення зміщені на деякий довільний кут  $\varphi$  – в зачепленні з обома зірками одночасно може перебувати лише одна гілка ланцюга, робоча.

В такому зачепленні спільна для двох зірок довжина активної лінії зачеплення у верхній робочій, гілці, визначена з побудови профілів зубців зірочок, при міжцентровій відстані  $a = 750$  мм складає  $p_2 A = 206$  мм, а

$$\text{коефіцієнти перекриття } \xi_{\alpha_p} = \frac{206}{136,5} = 1,51.$$

З нижньою, холостою, гілкою ланцюга в зачепленні знаходиться одна привідна зірочка, коефіцієнт перекриття зачеплення  $\xi_{\alpha_k} = \xi_{\alpha_1} = \frac{188}{136,5} = 1,38$ .

### 1.3.2.3 Силова взаємодія спряжених елементів в евольвентному цівковому зачепленні привідних зірочок з роликками тягових ланцюгів

Згідно з картиною евольвентного цівкового зачеплення, рис. 1.16, нормаль до спряжених профілів (поверхонь) шарніра ланцюга (цівки) і зубця зірочки співпадає впродовж усього періоду перебування цих елементів у контакті із повздовжньою віссю ланцюга.

В період сталого руху сходового полотна з постійним (номінальним) навантаженням, нормальна сила  $F_n$ , Н в зачепленні спрямована вздовж осі ланцюга (нормалі до спряжених профілів) і дорівнює силі статичного опору  $W$ , Н пересуванню сходового полотна – робочого органу ескалятора.

Для схеми траси, показаної на рис. 1.6, б

$$F_n = W = S_{9нб} - S_{1зб} + S_{1нб} - S_{9зб} + (S_{9нб} + S_{1зб} - S_{1нб} - S_{9зб})w'_3, \quad (1.31)$$

де  $S_1$ ,  $S_9$  – сили натягу тягових ланцюгів в т.т. 1 і 9: «нб» - зі сторони входження (набігання) шарнірів ланцюгів у зачеплення; «зб» -зі сторони виходу (збігання) із зачеплення;

$w'_3$  - коефіцієнт опору руху ланцюгів на привідних зірочках.

Момент сил статичного опору на валу привідних зірочок, Нм

$$T_{з.см} = F_t R = F_n \cos \varphi \frac{R_b}{\cos \varphi} = F_n R_b = const, \quad (1.32)$$

де  $F_t$  – колова (тангенціальна) сила в зачепленні, Н,

$$F_t = F_n \cos \varphi;$$

$\varphi$  – перемінний кут між вертикальною віссю  $O_p$  зірочки і радіусом  $R$ , проведеним із т.О в точку контакту шарніра ланцюга (цівки) із профілем зубця зірочки

$$0 \leq \varphi \leq \beta,$$

при цьому  $\beta$  – кут повороту зірочок від положення входу шарнірів ланцюгів (цівок) у зачеплення до положення виходу їх із зачеплення, очевидно, що

$$R = \frac{R_b}{\cos \varphi}.$$

Таким чином, застосування конструктивної схеми ескалатора з проміжним приводом і цівковим зачепленням шарнірів ланцюгів із зубцями привідних зірочок, спрофільованих по евольвенті, як альтернативи машинам з головним приводом, є перспективним, оскільки має ряд суттєвих переваг:

- за постійної кутової швидкості обертання привідних зірочок  $\omega_3 = const$  зачеплення забезпечує рух тягових ланцюгів зі сталою швидкістю,  $V_l = const$ , при цьому прискорення ланцюга  $a_l = const$ , а динамічне (інерційне) навантаження на ланцюги  $F_{ин} = m_3 a_l = 0$ ;
- геометрія евольвентного цівкового зачеплення забезпечує постійність моменту сил статичного опору на валу привідних зірочок  $T_{з.ст} = const$  при постійній величині навантаження на робочий орган ескалатора;
- нарощування тягової здатності приводу можна здійснювати шляхом паралельного встановлення кількох приводних валів;
- верхню криволінійну ділянку траси між т.т. 9-10 тяговий орган проходить з мінімальним навантаженням (натягом тягових

ланцюгів), що дає можливість мінімізувати радіус цієї ділянки і, відповідно, зменшити габарити машини в цілому;

- конструктивна схема передбачає можливість розміщення приводу у міжсходовому просторі, що також зменшує габарити ескалятора.

#### **1.3.2.4 Оцінка контактних напружень в зачепленні**

Критерієм вибору оптимального профілю зубця по зносостійкості зубців зірочки і елементів ланцюга (ролики, цівки) слугує контактне напруження в парі зуб зірочки-ролик (цівка) ланцюга.

Контактні напруження здійснюють вирішальний вплив на зношення і втомленість ланцюгових (цівкових) механізмів.

Розрахунок контактних напружень в зачепленні при роботі зірочок з новим і зношеним ланцюгом виконується за залежностями, одержаними шляхом адаптування формули Герца до даного типу зачеплення.

Представлений на рис. 1.15 профіль зубця досліджуваної зірочки складається з трьох ділянок:

- $ab$  – впадина (неробоча поверхня);
- $bc$  – прямолінійна поверхня;
- $cd$  – головка зубця, спрофільована по евольвенті – опукла робоча поверхня.

Контакт зубця з цівкою починається біля його основи, конкретно в точці  $c$ , де відбувається спряження ділянок профілю  $bc$  і  $cd$ , та, при подальшому обертанні зірки, до моменту виходу зубця із зачеплення, цівка ланцюга контактує з опуклою поверхнею зубця (ділянка  $cd$ ), окресленою по евольвенті.

Напруження в контакті зуб-цівка на цій ділянці визначаються по формулі



$$\sigma_n = 0,591 \sqrt{\frac{F_{kmax} E}{b_1 D} \cdot \frac{r_2 + 0,5D}{r_2}},$$

де  $D$  – діаметр цівки, мм;

$b_1$  – товщина зубця зірочки, мм;

$r_2$  – радіус опуклої частини профілю зубця – миттєвий радіус кривизни профілю зубця в точках  $p \div 16$ , мм;

$F_{kmax}$  – максимальна сила тиску на поверхні контакту зуб зірочки-цівка ланцюга, яка залежить від типу взаємодіючого із зірочкою ланцюга, положення цівки відносно профілю зубця і числа зубців зірочки:

$$F_{kmax} = F \frac{\sin \tau}{\sin(\gamma_k + \tau)} \leq 0,17Q,$$

де  $Q$  – розрахункова розривна сила для даного типу ланцюга, Н;

$F$  – фактична сила натягу ланцюга, Н;

$\tau = \frac{360^\circ}{z}$  - кутовий крок зубців зірочки, град;

$\gamma_k$  – половина кута загострення зубця в точці контакту зуб зірочки-цівки, град;

$E$  – приведений модуль пружності матеріалів цівки ланцюга і зубця зірочки, МПа:

$$E = \frac{2E_y E_z}{E_y + E_z},$$

де  $E_y$  – модуль пружності матеріалу цівки, МПа;

$E_z$  – модуль пружності матеріалу зубця зірочки, МПа.

Розрахунок контактних напружень на поверхні контакту зуб зірочки-цівки ланцюга в точках  $p \div 16$  виконано для ескалятора ЕТХ-75 при наступних вихідних даних:

- матеріал зубців зірочки і цівок ланцюга сталь ШХ15,  $\sigma_{\sigma} = 2158 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_T = 1668 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_{-1} = 652 \text{ МПа}$ ,  $\text{HRC}=(58\dots64)$ ;
- модуль пружності  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;
- діаметр цівки  $D = 75 \text{ мм}$ ;
- товщина зубця зірки  $b_1 = 30 \text{ мм}$ ;
- число зубців  $z = 13$ ;
- сила натягу однієї гілки ланцюга  $F = k_n \frac{S_{n(cn)\text{max}}}{4}$ , де  $S_{n(cn)\text{max}}$  – максимально тягова сила в ланцюгах сходового полотна в точці набігання на привідні зірочки, визначена в тяговому розрахунку ескалятора; відповідно, при підйомі  $S_{n\text{max}} = 233092 \text{ Н}$ , при спуску  $S_{cn\text{max}} = 213527 \text{ Н}$ ;  $k_n = (1,25\dots1,3)$  – коефіцієнт, який враховує можливий нерівномірний розподіл тягової сили  $S_{\text{max}}$  між гілками ланцюга, при підйомі  $F = 72841 \text{ Н}$ , при спуску  $F = 66727 \text{ Н}$ .

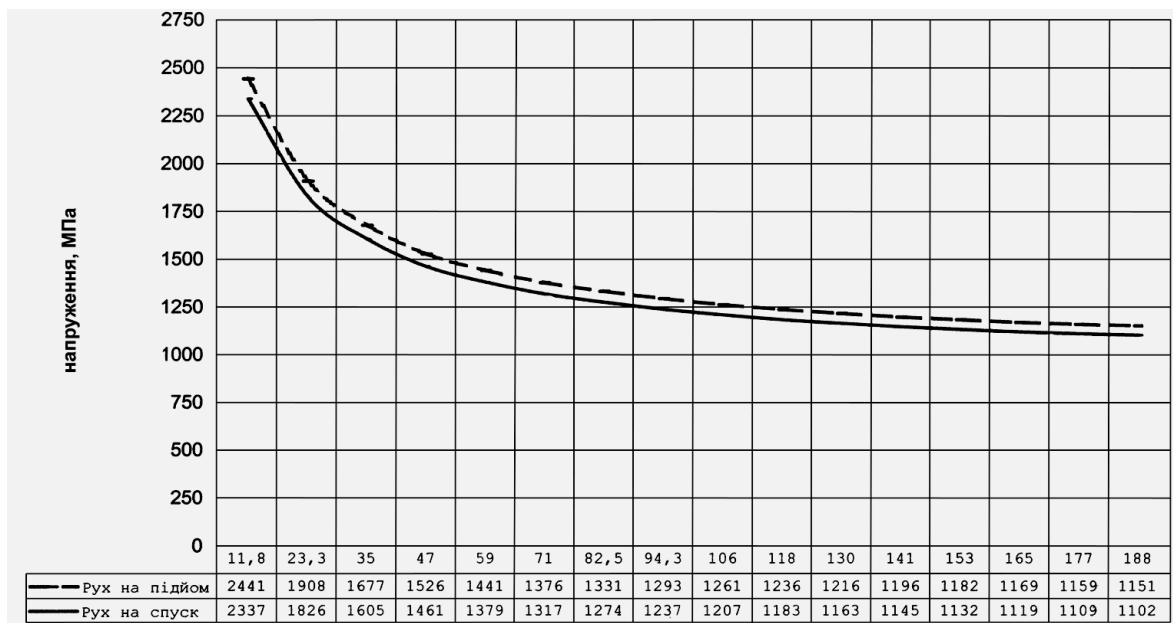


Рис. 1.17. Контактні напруження в зачепленні зубець-цівка при русі на підйом (спуск)

Результат обчислень наведені в таблиці 1.2.

**Таблиця 1.2. Результати обчислень контактних напружень**

| Положення | $\gamma_k^0$ | $r_2$ , мм | Рух на підйом      |                     | Рух на спуск       |                     |
|-----------|--------------|------------|--------------------|---------------------|--------------------|---------------------|
|           |              |            | $F_{k1max}$ ,<br>Н | $\sigma_n$ ,<br>МПа | $F_{k2max}$ ,<br>Н | $\sigma_e$ ,<br>МПа |
| 1         | -4,5         | 11,75      | 43624,4            | 2441                | 39962,8            | 2337                |
| 2         | -3           | 23,5       | 42729,8            | 1908                | 39143,3            | 1826                |
| 3         | -1           | 35         | 41635,9            | 1677                | 38141,1            | 1605                |
| 4         | 3            | 47         | 39747,1            | 1526                | 36410,9            | 1461                |
| 5         | 5            | 59         | 38934,7            | 1441                | 35666,6            | 1379                |
| 6         | 7,5          | 71         | 38028,2            | 1376                | 34836,3            | 1317                |
| 7         | 9,5          | 82,5       | 37383,2            | 1331                | 34245,4            | 1274                |
| 8         | 12           | 94,25      | 36668,6            | 1293                | 33590,7            | 1237                |
| 9         | 14,5         | 106        | 36048,1            | 1261                | 33022,4            | 1207                |
| 10        | 17           | 117,5      | 35514,8            | 1236                | 32533,8            | 1183                |
| 11        | 19           | 129,25     | 35146,9            | 1216                | 32196,8            | 1163                |
| 12        | 22           | 141        | 34687,3            | 1196                | 31775,8            | 1145                |
| 13        | 24           | 153        | 34439,5            | 1182                | 31548,7            | 1132                |
| 14        | 27           | 165        | 34151,5            | 1169                | 31285,0            | 1119                |
| 15        | 29,5         | 176,6      | 33985,9            | 1159                | 31133,2            | 1109                |
| 16        | 32           | 187,6      | 33886,0            | 1151                | 31041,7            | 1102                |

#### **1.4 Узагальнення методів проектування та розрахунку тунельних ескалаторів**

Існуючі методики проектування та розрахунку тунельних ескалаторів зорієнтовані на традиційну конструкцію ескалатора з розміщенням приводу у верхній частині сходового полотна, що було обумовлено відсутністю

альтернативних конструктивних схем протягом значного часу розвитку ескалаторобудування.

В загальноприйнятих класифікаціях транспортувальних машин безперервної дії, ескалатори виділені в окрему групу машин пасажирського призначення з гнучким тяговим органом у вигляді двох нескінченно замкнених ланцюгів з шарнірно прикріпленими до них східцями [22]. Характерною особливістю транспортувальних машин безперервної дії, і ескалатора зокрема, є те, що їх завантаження і розвантаження відбувається без зупинки, при безперервному русі робочого органу [49].

Використання ланцюгів в якості тягового органу в транспортувальних машинах безперервної дії [9, 43, 47, 52, 65, 88, 113, 99] обумовлюється наступними їх властивостями [88, 82]:

- можливість використання зірочок і привідних блоків малого діаметру;
- гнучкістю у вертикальній та горизонтальних площинах та відсутністю залишкового видовження;
- високою міцністю при малому пружному видовженні;
- зручністю, високою міцністю та надійністю кріплень вантажонесівних та опорних елементів;
- надійністю передачі тягових зусиль зачепленням на привідних зірочках при малому попередньому натягу;
- можливість роботи при підвищених температурах;
- широкою номенклатурою за конструктивним виконанням та призначенням.

Серед недоліків тягових ланцюгів найсуттєвішими є [88, 82]:

- порівняно велика маса;
- велика вартість;

- наявність значної кількості шарнірів, які вимагають постійного нагляду та мащення при обмежених умовах доступу до поверхонь тертя;
- підвищений шум при роботі;
- підвищений знос при роботі в абразивних середовищах;
- обмеження по швидкості руху (до 1 м/с) внаслідок виникнення додаткових динамічних навантажень та інтенсивного зношування ланцюга при високих швидкостях.

В окремих випадках ескалатори розглядаються як спеціальні пластинчасті конвеєри [88, 52, 21], в яких тяговим елементом є ланцюги, а вантажонесівним - полотно, що складається з окремих пластин, які рухаються по напрямних.

З огляду на те, що сучасний ескалатор є спеціальним видом ланцюгового конвеєра для переміщення пасажирів [4], доцільно задачі проектування та розрахунку ескалаторів розглядати в контексті узагальнених задач проектування конвеєрів з ланцюговим тяговим органом в цілому.

В роботах [9, 22, 23, 47, 52, 53, 57, 65, 78, 99, 91, 164] викладені теоретичні основи та методика проектування конвеєрів та ескалаторів, досліджені та описані режими роботи, приведені розрахунки надійності конструкцій (окремих їх елементів); приведений алгоритм виконання тягового розрахунку конвеєрів та ескалаторів.

Загальноприйняту послідовність проектування та розрахунку конвеєрів та ескалаторів наводимо нижче [9, 23, 43]:

1) Формуються основні вихідні дані для проектування (властивості об'єктів транспортування, експлуатаційна продуктивність,

схема траси, довжина конвеєра, довжини проєкції траси на горизонтальну та вертикальну площини; довжини та конфігурація окремих ділянок і ін.).

2) Значення розрахункових величин: допустимий кут нахилу конвеєра, швидкість робочого органу, мінімальні розміри робочого органу і ін. узгоджуються з вимогами (рекомендаціями) нормативних документів.

3) Визначається необхідна розрахункова продуктивність конвеєра (ескалатора) виходячи з заданої експлуатаційної продуктивності.

4) Визначаються (попередньо) параметри робочого органу та обираються конструктивні елементи (зірочки, роликоопори, натяжні пристрої та ін.).

5) Наближено визначається величина тягового зусилля та перевіряється міцність тягового органу.

6) Виконується тяговий розрахунок, розрахунок тягового органу на міцність і уточнюються його основні розміри.

7) Визначається потужність приводу, вибирається двигун.

8) Виконується кінематичний розрахунок, вибираються елементи передач; перевіряється пускова здатність двигуна.

9) Визначаються зусилля у набіжній та збіжній гілках тягового органу конвеєра (ескалатора) при пуску.

10) Визначається розрахунковий гальмівний момент, вибирається гальмівний пристрій.

При виконанні проєктування та розрахунку ескалаторів згідно із зазначеною послідовністю, обов'язковим є дотримання Правил, норм та стандартів на проєктування та експлуатацію ескалаторів.

Проєктування та експлуатація ескалаторів регламентується наступними вітчизняними та зарубіжними нормами та стандартами:

- EUROPEAN STANDARD EN 115-1 2013 (ДСТУ EN 115:2003) [111];

- А17.1 [109];
- ПБ 10-77-94 [73];
- ГОСТ 25.504-82 [79];
- ГОСТ Р 54765 - 2011 [107] та інше [112].

Норми та стандарти визначають основні положення проектування та експлуатації ескалаторів, а саме:

- визначають основні вимоги до вибору параметрів, розмірів та схем пристроїв ескалатора;
- визначають рівень навантажень, що використовуються при розрахунках та випробуваннях машини;
- встановлюють, що міцність елементів ескалатора та прогину металоконструкції виконується при непрацюючому ескалаторі з врахуванням рекомендованих величин навантажень;
- встановлюють, що коефіцієнти запасу при розрахунку на міцність визначаються як відношення руйнівного навантаження до найбільшого зусилля, що виникає у елементі при навантаженнях;
- встановлюють, що коефіцієнти запасу міцності для тягових та привідних ланцюгів вибирається не менше ніж 7, для сходинок і поручнів – не менше 5;
- встановлюють, що фактичний запас міцності тягового ланцюга, сходинок обирається на стенді, при чому у методиках проведення досліджень повинні бути враховані максимальні зусилля, що виникають на верхній криволінійній ділянці сходового полотна;

- встановлюють, що для забезпечення постійного натягу сходового полотна повинний бути передбачений натяжний пристрій.

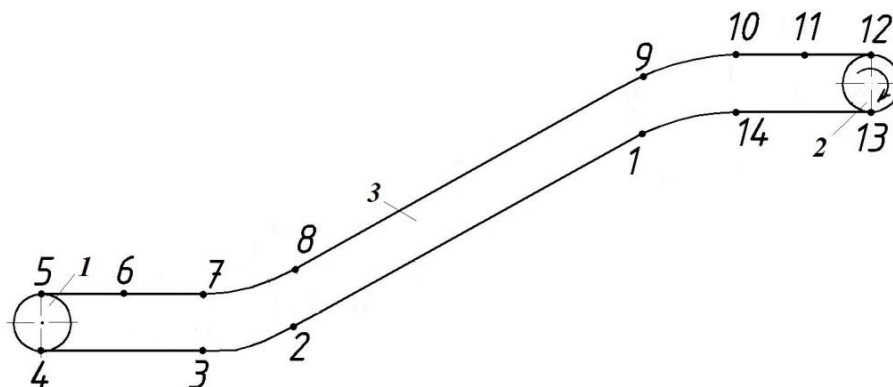
Тяговий розрахунок ескалатора виконують так само, як і тяговий розрахунок конвеєра [9, 10, 47, 53, 65, 82].

Тяговий розрахунок включає визначення опору на окремих ділянках, натяг гнучкого органу в характерних точках траси і розрахунок тягового зусилля [53]. Його результати представляють статичну картину процесів, що відбуваються в машині під час її функціонування.

Тяговий розрахунок ескалатора виконується для варіантів руху:

- на підіймання з та без навантаження;
- на опускання з та без навантаження.

Для виконання тягових розрахунків траса сходового полотна розбивається на характерні однотипні ділянки: прямолінійні горизонтальні, прямолінійні похилі та криволінійні (рис. 1.18).



**Рис. 1.18.** Приклад схеми ескалатора для виконання тягового розрахунку; 1, 4 – натяжні зірочки; 2 – привід; 3 – сходове полотно; 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12-13-14 – точки траси

Натяг у точках контуру траси сходового полотна ескалатора (точки 1-13 на рис. 1.18) визначається універсальним методом обходу цього контуру, починаючи з точки з найменшим натягом тягових ланцюгів і далі: у напрямку руху сходового полотна - до точки набігання ланцюгів на привідні



зірочки; у напрямку протируху сходового полотна – до точки збігання ланцюгів з привідних зірочок [9].

Мінімальна сила натягу ланцюгів, створюється у т. 3 (рис. 1.18) з допомогою натяжного пристрою.

Розрахунок сил натягу тягових ланцюгів на прямолінійних ділянках під час руху на підймання виконується за формулою:

$$S_i = S_{i-1} \pm W_{i-(i-1)}, \quad (1.33)$$

де  $S_i$  - сила натягу у розрахунковій точці, Н;

$S_{i-1}$  - сила натягу у точці, яка передує розрахунковій за напрямом обходу контуру, Н;

$W_{i-(i-1)}$  - опір (сила опору) рухові сходового полотна на відповідному відрізку, Н

$$W_{i-(i-1)} = Q \cdot l_{i-(i-1)} w' = (q_c + 2q_l) \cdot l_{i-(i-1)} w', \quad (1.34)$$

де  $Q$  - сума погонних навантажень, Н/м;

$q_c$  - погонні навантаження від ваги сходового полотна, Н/м;

$q_l$  - погонні навантаження від ваги ланцюга, Н/м;

$l_{i-(i-1)}$  - довжина відповідної ділянки, м;

$w'$  - коефіцієнт опору пересування сходового полотна по напрямних [9, 76].

При тяговому розрахунку руху ескалатора з навантаженням у формулі (1.34) до суми погонних навантажень додається ще погонне навантаження від ваги пасажира.

У випадку розрахунку прямолінійної похилої ділянки формула набуває вигляду:

$$S_i = S_{i-1} \pm W_{i-(i-1)} \cdot \left( \cos \alpha + \frac{\sin \alpha}{w'} \right), \quad (1.35)$$

де  $\alpha$  - кут нахилу прямолінійної частини.

Знак плюс чи мінус у формулі (1.35) залежить від напрямку обходу контуру ескалатора, за напрямком руху сходового полотна – плюс, проти – мінус.

При русі на опускання формули розрахунків прямолінійних ділянок будуть відрізнятися тільки знаками: за напрямком руху сходового полотна – мінус, проти – плюс.

Розрахунок сил натягу на криволінійних ділянках ескалатора під час руху на підймання (при обході контуру в напрямку руху сходового полотна) виконується за формулою:

$$S_i = S_{i-1} \cdot e^{w\alpha} + Q \cdot h,$$

де  $h$  - висота підйому на відповідній ділянці, м.

Під час руху на підймання при обході контуру проти руху сходового полотна та під час руху на опускання:

$$S_i = \frac{S_{i-1} + Q \cdot h}{e^{w\alpha}}.$$

На криволінійних ділянках ведені бігунки не повинні відриватися від напрямних. Щоб виконувалась ця умова, сила натягу  $S$  ланцюгів на вході на криволінійну ділянку не повинна перевищувати  $(q_c + 2q_n) \cdot R$ , де  $R$  - радіус криволінійної ділянки.

Визначення загальної розрахункової потужності приводу ескалатора виконується за формулою:

$$P_{p.z} = P_{p.c} + P_{p.n},$$

де  $P_{p.n}$  - потужність для забезпечення руху поручнів ескалатора, кВт.

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух сходового полотна,  $P_{p.c}$ :

а) під час руху на підймання без навантаження, з навантаженням та під час руху на опускання без навантаження:

$$P_{p.c} = \frac{Wv}{10^3 \eta_m},$$

де  $W$  - опір пересування сходового полотна, Н,  
 $v$  - швидкість руху сходового полотна, м/с,  
 $\eta_m$  - ККД приводу ескалатора.

б) під час руху на опускання з навантаженням:

$$P_{p.c} = \frac{Wv\eta_m}{10^3}.$$

Опір пересування сходового полотна визначається за формулою:

$$W = \pm S_{12} \mp S_{13} + (S_{12} + S_{13}) \cdot \omega'_{zip},$$

де  $\omega'_{zip}$  - коефіцієнт опору рухові на привідній зірочці.

Знаки у формулі залежать від напрямку руху: на підймання чи на опускання.

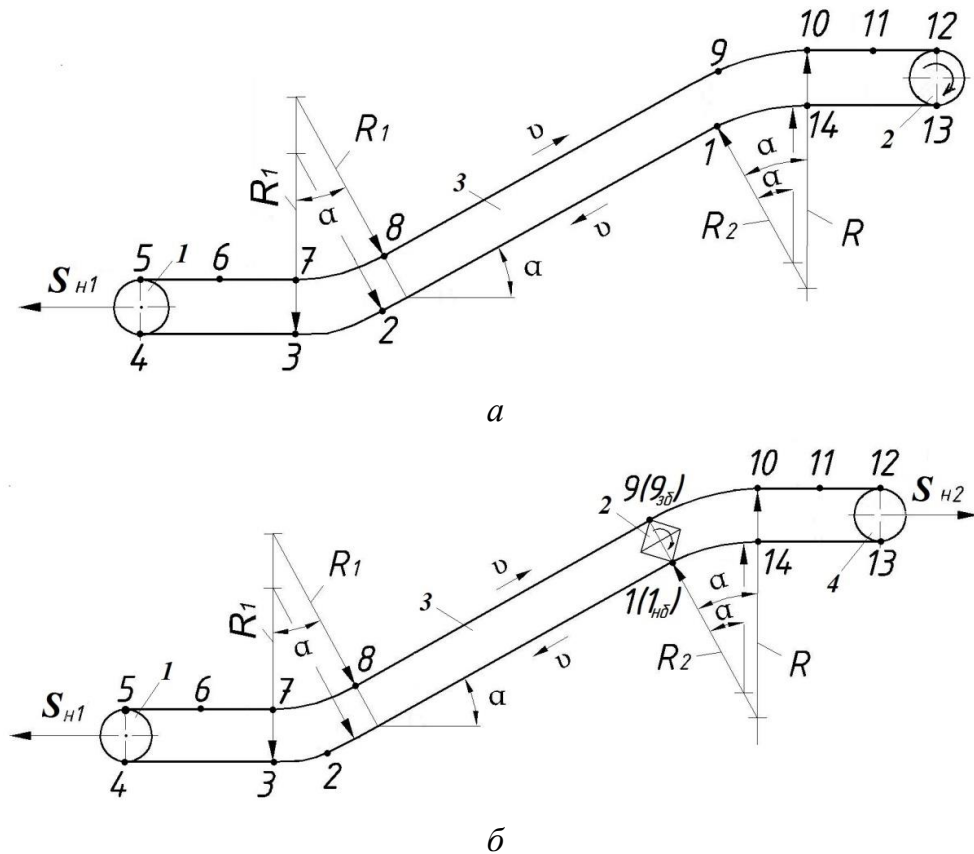
## 1.5 Врахування конструктивних особливостей ескалаторів в тягових розрахунках

Для ескалаторів обох конструктивних схем (з головним і проміжним приводом) при виконанні тягового розрахунку траса тягового елемента розбивається на характерні однотипні ділянки: прямолінійні горизонтальні, прямолінійні похилі та криволінійні. Натяг у точках сходового полотна ескалатора визначається універсальним методом розрахунку за контуром.

Особливий інтерес при виконанні тягового розрахунку ескалатора представляє верхня криволінійна ділянка 9-10 робочої гілки (рис. 1.19), як траєкторія руху ведучих бігунків, з огляду на те, що розподіл сил натягу

ланцюгів на цій ділянці суттєво впливає на масогабаритні параметри і енергетичні показники ескалаторів.

Вибір під час проектування ескалатора радіусів його криволінійних ділянок залежить від двох складових: геометричної та силової [18].



**Рис. 1.19.** Схеми ескалаторів з приводом розміщеним у: а) головній частині; б) верхній частині похилої ділянки; 1, 4 – натяжні зірочки; 2 – привід; 3 – сходове полотно;  $S_{H1}$  та  $S_{H2}$  - сили натягу ланцюгового контуру, Н;  $\alpha$  ( $\alpha = 30^\circ$ ) – кут нахилу лінійної частини;  $R$  - радіус криволінійної опуклої ділянки траси на робочій гілці, м;  $R_2$  - радіус криволінійної опуклої ділянки траси на холостій гілці, м;  $R_1$  - радіуси ввігнутих ділянок траси на робочій та холостій гілках, м;  $v$  - швидкість руху сходового полотна, м/с; 1(1<sub>нб</sub>)-2-3-4-5-6-7-8-9(9<sub>зб</sub>)-10-11-12-13-14 – точки траси для виконання тягового розрахунку

Довжина  $l_{9-10}$  криволінійної ділянки траєкторії руху ведучих бігунків на робочій вітці прямопропорційна її радіусу  $R$  і безпосередньо впливає на загальні розміри ескалатора і його масу:

$$l_{9-10} = R\alpha, \quad (1.36)$$

тут  $\alpha$  - центральний кут, утворений радіусами  $R$ , проведеними із центру кривизни ділянки в точках 9 і 10, рівний куту нахилу лінійної частини ескалятора,  $\alpha = 30^\circ$  (зрідка  $\alpha = 35^\circ$ ).

Мінімальна величина радіусу криволінійної ділянки  $R_{\min}$  визначається із умови дотримання допустимої різниці  $h_c$  висот суміжних сходинок перед утворенням горизонтальної ділянки:

$$R_{\min} = \frac{a_c}{2h_c}, \quad (1.37)$$

де  $a_c$  - крок сходинок, мм.

Сумарне навантаження (радіальне)  $F_p$ , Н, на вісь сходинки, ведучий бігунки та його підшипник на цій ділянці траси складається із навантаження від ваги пасажирів і сходового полотна  $F_{cm}$  та натягу ланцюга  $F_l$ :

$$F_p = F_{cm} + F_l. \quad (1.38)$$

При цьому  $F_{cm}$  має максимальне значення при прикладанні пасажирського навантаження на краю приступка над підсходиномком:

$$F_{cm} = \frac{(q + q_c) \cdot a_c \cdot b}{2 \cdot l}, \quad (1.39)$$

а  $F_l$  - обернено пропорційна  $R$ :

$$F_l = \frac{S_9 + S_{10}}{2} \cdot \frac{a_c}{R} + q_l a_c, \quad (1.40)$$

тут  $q$ ,  $q_c$ ,  $q_l$  - погонні навантаження, Н/м, відповідно, від ваги пасажирів, сходинок і ланцюга;  $b$  - відстань по горизонталі від точки прикладання пасажирського навантаження до центру веденого (не зв'язаного з ланцюгом) бігунки сходинки, м;  $l$  - відстань по горизонталі між центрами бігунків, м;

$S_9$ ,  $S_{10}$  - сили натягу ланцюгового тягового органу в точках 9 і 10, Н.

Сила натягу  $S_9$  ланцюгового тягового органу в т. 9 на верхній криволінійній ділянці робочої гілки його контуру досягає максимального

значення при роботі ескалатора на підіймання з номінальним пасажирським навантаженням і визначається, згідно з принципами тягового розрахунку, послідовним обходом контуру траси ведучих бігунків в напрямку руху полотна і підсумовуванням сил опору переміщенню сходового полотна з навантаженням на окремих, характерних ділянках, відокремлених точками, починаючи з точки, в якій натяг ланцюгів має мінімальне значення (т. 3). Сила натягу,  $H$ , ланцюгів в т. 10:

$$S_{10} = S_9 e^{w'\alpha} + (q + q_c + 2q_n) \cdot h, \quad (1.41)$$

де  $w'$  - коефіцієнт опору пересуванню сходового полотна по напрямних;  
 $h$  - відстань між точками 9 і 10 по вертикалі, м.

Сила опору пересуванню сходового полотна в ескалаторі з головним приводом:

$$W = S_{12} - S_{13} + (S_{12} + S_{13}) \cdot w'_3, \quad (1.42)$$

тут  $S_{12}$ ,  $S_{13}$  - сили натягу ланцюгів в точках контуру 12 і 13, Н;

$w'_3$  - коефіцієнт опору руху сходового полотна на привідній зірочці,  
 $w'_3 = 0,01$  [9].

Таким чином, для ескалатора традиційної конструкції з приводом розміщеним у головній частині, верхня криволінійна ділянка (точки траси 9, 10) є найбільш навантаженою, що і обумовлює у свою чергу необхідність вибору значних радіусів кривизни цієї ділянки, а отже збільшує габарити ескалатора в цілому.

Як і для ескалатора з приводом у головній частині, при виконанні тягового розрахунку ескалатора з проміжним приводом траса тягового елемента розбивається на характерні однотипні ділянки: прямолінійні горизонтальні, прямолінійні похилі та криволінійні.

Специфіка тягового розрахунку ескалатора із розташуванням приводу у верхній частині прямолінійної ділянки полягає у тому, що точка 9 та 1

будуть виступати на різних етапах розрахунку як точки набігання і точки збігання. Тому для контуру сходового полотна, позначеного точками 9-10-11-12-13-14-1, задаються силою натягу ланцюгів у збіжній гілці  $S_{9_{зб}}$  [9].

В ескалаторах з проміжним розміщенням приводу (рис. 1.19, б) контур складається із великої нижньої петлі і малої верхньої, які по суті тягових розрахунків (за однотипністю створення мінімальних величин сил натягу ланцюгів і подальшого розподілу сил натягу в характерних точках) утворюють два незалежні контури. Мінімальні натяги ланцюгів  $S_{\min} = S_3$  у нижньому контурі та  $S_{\min} = S_{9_{зб}}$  у верхньому величиною  $S_{\min} = (1000...3000)H$  створюються відповідними натяжними пристроями. Сили натягу ланцюгів в решті точок контурів залежать від величин опорів (сил опору) пересуванню сходового полотна на окремих їх ділянках, при цьому тяговий орган в точці  $9_{зб}$  верхнього контуру (точці збігання з привідних зірочок) звільняється від сили натягу, яка на нього діяла в точці 9 нижнього контуру (точці набігання на привідні зірочки). Верхню криволінійну ділянку  $9_{зб}-10$  робочої гілки контуру тяговий орган практично проходить з мінімально можливими для нього навантаженнями, внаслідок чого мінімізуються сили  $F_p$ , діючі на привідні бігунки, що важливо при найменшому допустимому розрахунковому значенні радіуса кривизни  $R$  їх траси [18].

Порівняльний аналіз параметрів ескалаторів в режимі руху на підйманні з навантаженням з головним та проміжним приводом, проведено для характерних (малих, середніх і великих) висот: 5 м, 45 м і 75 м. Розподіл сил натягу ланцюгового тягового органу в характерних точках контурів трас ведучих бігунків в ескалаторах двох конструктивних рішень показаний на графіках (рис. 1.20, рис. 1.21, рис. 1.22). Графіки виконані з врахуванням розмірів сходового полотна. Як видно з графіків для ескалатора з

проміжним розміщенням приводу, значення сили натягу у точках траси 10, 11, 12, 13 та 14 значно менше ніж значення сили натягу у тих же самих точках траси ескалатора традиційної конструкції. Для зручності оцінок і порівнянь розрахункові показники зведені в таблиці 1.3 [17, 26, 32].

**Таблиця 1.3. Результати тягових розрахунків ескалаторів**

| Параметр  | Позначення | Значення для конструктивної схеми ескалатора при висоті піднімання $H$ , м |         |        |                      |        |        |
|---|------------|--|---------|--------|----------------------|--------|--------|
|   |            | з головним приводом  |         |        | з проміжним приводом |        |        |
|   |            | 5  | 45      | 75     | 5                    | 45     | 75     |
| Діаметр ділильного кола зірочки, мм   | $d$        | 988,46   | 1034,27 | 2231,2 | 730,9                | 730,9  | 730,9  |
| Число зубців  | $z$        | 31   | 24      | 35     | 17                   | 17     | 17     |
| Крок, мм  | $t_{zz}$   | 100  | 135,0   | 200    | 135                  | 135    | 135    |
| Радіус, м, криволінійної ділянки 9-10   | $R$        | 6,0  | 10,0    | 12,0   | 2,8                  | 2,8    | 2,8    |
| Довжина, м, криволінійної ділянки 9-10  | $l_{9-10}$ | 3,14   | 5,233   | 6,28   | 1,465                | 1,465  | 1,465  |
| Сили натягу, Н, ланцюгового тягового органу в окремих точках траси ведучих бігунків | $S_{1нб}$  | 4808   | 54544   | 90384  | 2001                 | 3443   | 3443   |
|   | $S_1$      |  |         |        | 5184                 | 55697  | 91802  |
|   | $S_9$      | 15135  | 162564  | 271649 | 16639                | 166195 | 276304 |
|   | $S_{9зб}$  |  |         |        | 1000                 | 2000   | 2000   |
|   | $S_{10}$   | 17901  | 169391  | 280837 | 2027                 | 3346   | 3346   |
|   | $S_{12}$   | 18035  | 169539  | 280985 | 2118                 | 3494   | 3494   |
|   | $S_{13}$   | 5428   | 55237   | 91130  | 2287                 | 3774   | 3774   |
| Навантаження, Н, на ведучі бігунки на ділянці 9-10                                  | $F_{cm}$   | 585  | 585     | 585    | 585                  | 585    | 585    |
|   | $F_l$      | 1242   | 6849    | 9450   | 346                  | 514    | 514    |
|   | $F_p$      | 1827   | 7434    | 10035  | 931                  | 1099   | 1099   |
| Сила опору, Н, пересуванню сходового полотна  | $W$        | 12842  | 116550  | 193576 | 12644                | 114106 | 189572 |
| Розрахункова потужність, кВт, необхідна для приведення в рух сходового полотна      | $P_p$      | 11,33  | 102,8   | 170,8  | 11,16                | 100,7  | 167,3  |



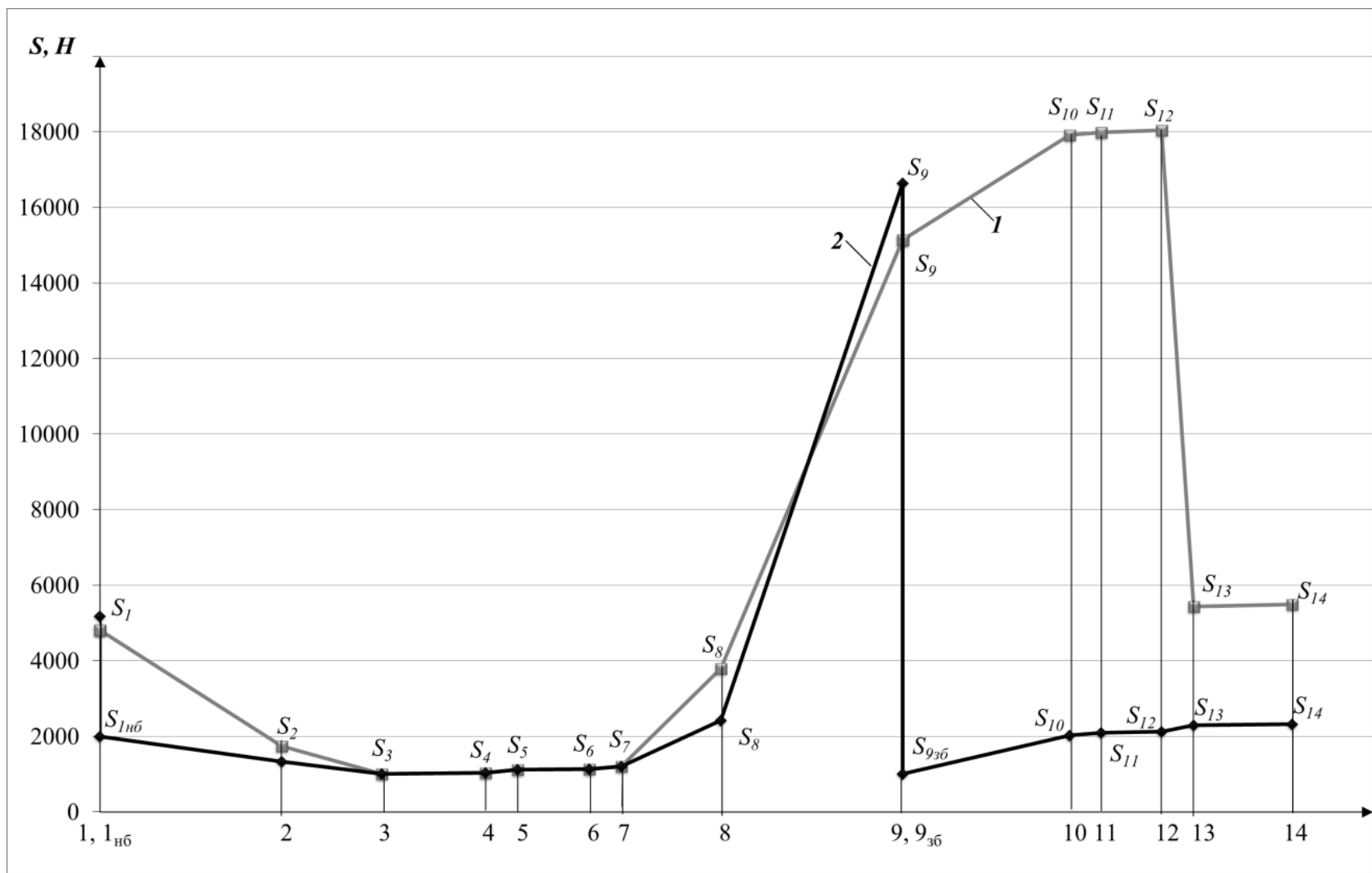


Рис. 1.20. Графік натягу сходового полотна ескалатора (висота підйому 5 м) з: 1 – головним приводом; 2 – проміжним приводом

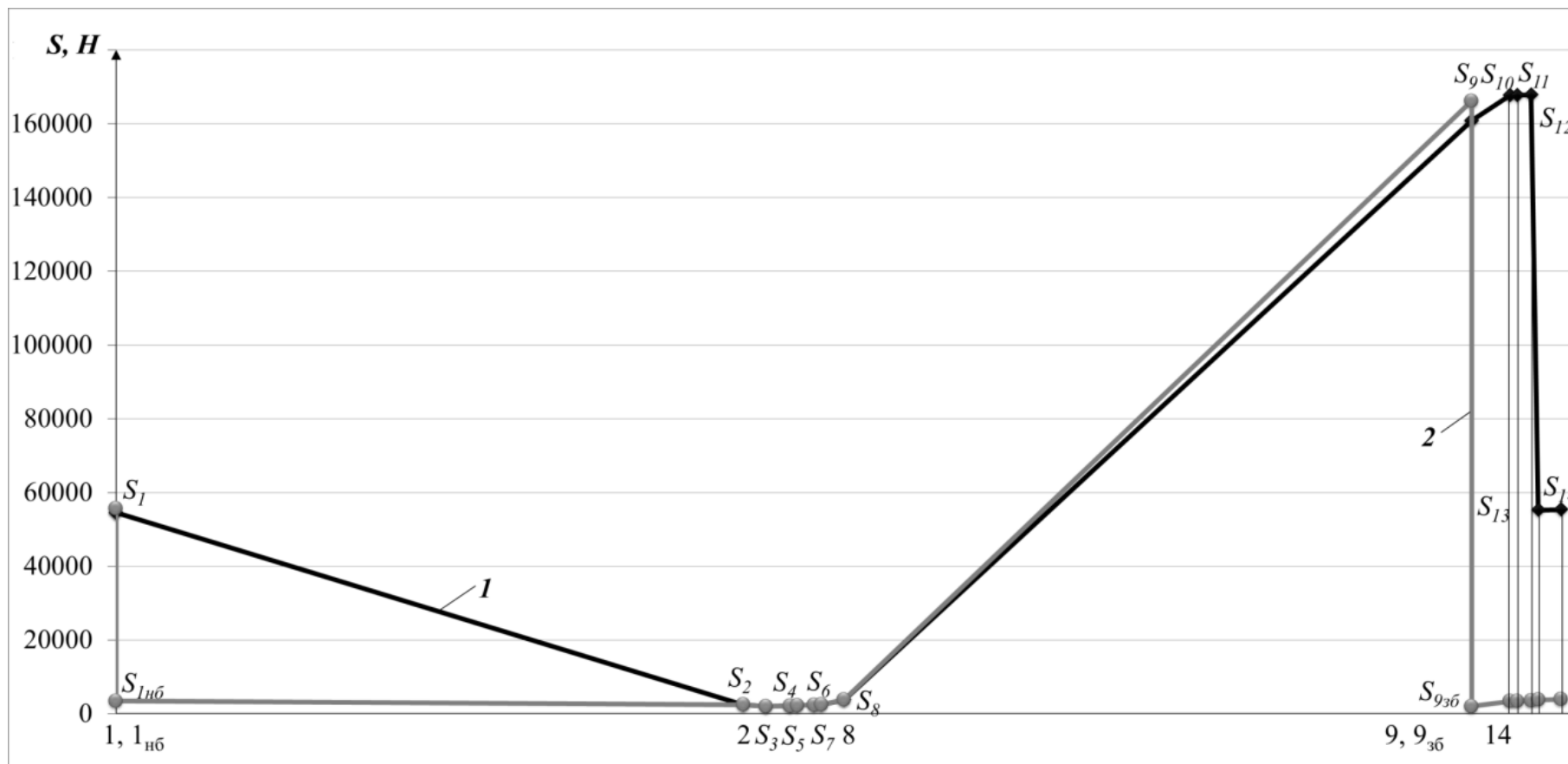
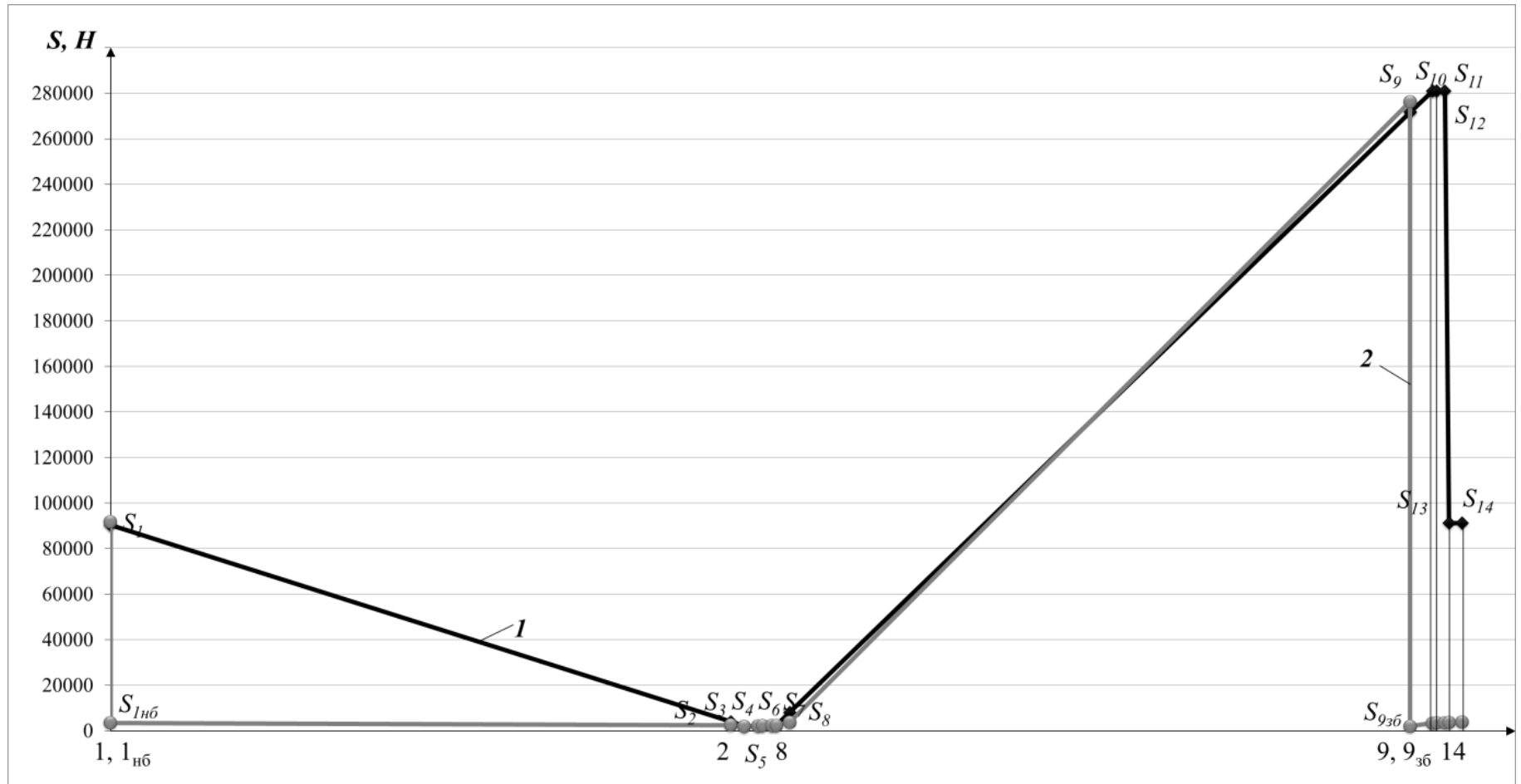


Рис. 1.21. Графік натягу сходового полотна ескалатора (висота підйому 45 м) з: 1 – головним приводом; 2 – проміжним приводом

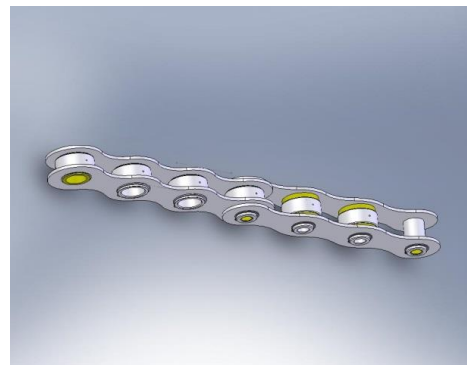
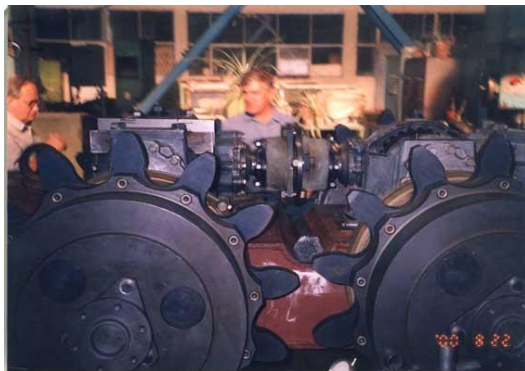


**Рис. 1.22. Графік натягу сходового полотна ескалатора (висота підйому 75 м) з: 1 – головним приводом; 2 – проміжним приводом**

Зменшення рівня навантаження тягового органу при проходженні ним верхньої криволінійної ділянки робочої гілки контуру є одним із факторів, що дозволяють зменшити радіус криволінійної ділянки  $R$ , довжину  $l_{9-10}$  (рис. 1.19, б) цієї ділянки, габарити і масу ескалатора в цілому, витрати на його створення і експлуатацію.

Визначальною особливістю ескалаторів з проміжним розміщенням приводу є можливість застосування в них привідних зірочок мінімально допустимого діаметру. При цьому зменшуються і динамічні навантаження. Вибір параметрів зірочок - числа зубців, кроку по зачепленню, початкового (ділильного) діаметру, безпосередньо пов'язані із типом і розмірами тягового ланцюга та способом передачі рушійної сили від приводу до тягових ланцюгів, інакше – способом зачеплення зубців привідних зірочок з елементами тягових ланцюгів. Тому для зменшення динамічного навантаження у ескалаторах з проміжним розміщенням приводу можливо застосувати наступні способи [15, 45]:

- цівкове зачеплення зубців привідних зірочок з роликками (цівками) тягових ланцюгів (рис. 1.23);
- зачеплення кулачків гусеничного приводу з роликками тягових ланцюгів;



**Рис. 1.23. Цівково-рейковий привод ескалатора ЕТХ-3/75 ОАТ «Кіровський завод», для висоти підйому до 75 м) [100]**

На основі аналізу існуючих конструкцій ескалаторів авторами розроблена класифікація ескалаторів тунельного типу за наступними ознаками:

**За розміщенням приводу.** Залежно від місця (точки на трасі) передачі рушійної сили від приводу до тягових ланцюгів, узагальнені конструктивні схеми ескалаторів поділяються на два типи:

- ескалатори з приводом, розміщеним у головній частині - верхній прямолінійній ділянці траси;
- ескалатори з проміжним приводом, розміщеним у верхній частині похилої прямолінійної ділянки перед входом на криволінійну ділянку.

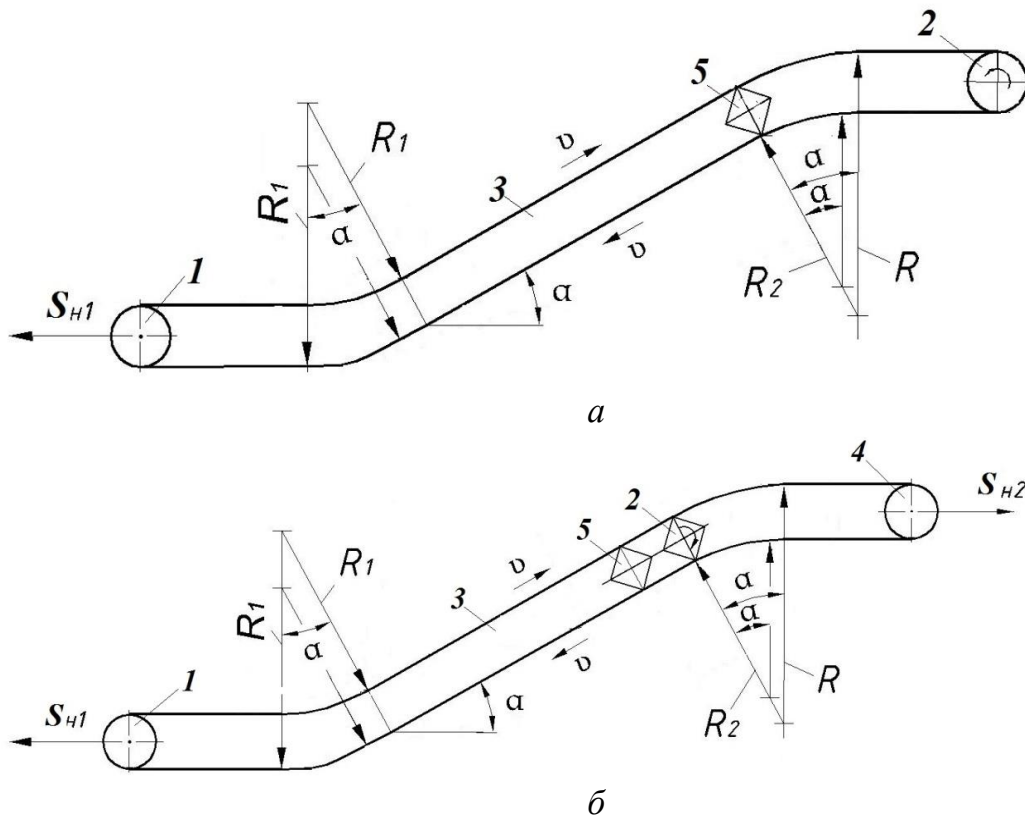
За способом взаємодії тягового органу з привідними зірочками:

- традиційне ланцюгове зачеплення – сходове полотно приводиться у рух двома тяговими зірочками, зубці яких входять у зачеплення з шарнірами тягових ланцюгів з прикріпленими до них сходишками;
- цівкове зачеплення зубців привідних зірочок з роликами (цівками) тягових ланцюгів;
- зачеплення зубців армованого зубчастого паса і з зубцями, нарізаними на пластинках-рейках тягових ланцюгів;
- зачеплення кулачків гусеничного приводу з роликами тягових ланцюгів.

**За наявністю встановлених у контурі траси непривідних зірочок** (пари не привідних жорстко посаджених на одну вісь зірочок, зубці яких одночасно зачіпляються з робочими і холостими гілками тягових ланцюгів в машинах з головним приводом – в точках 9 і 1), потрібних для зменшення

в ескалаторі сили натягу тягового органу на верхній криволінійній ділянці (рис. 1.24) [9]:

- синхронізувально-зрівноважувальні зірочки встановлені – дозволяють зменшити в ескалаторі силу натягу тягового органу на величину  $S_c = (q_c + 2q_n) \cdot l_{1-2} \cdot \sin \alpha$  на криволінійній ділянці 9-10, відповідно, і в усіх точках верхнього контуру [19];
- синхронізувально-зрівноважувальні зірочки не встановлені.



**Рис. 1.24. Компонувальні схеми ескалаторів із встановленими синхронізувально-зрівноважувальними зірочками: а) з приводом у головній частині; б) з проміжним приводом; 1, 4 – натяжні зірочки; 2 – привід; 3 – сходове полотно; 5 – непривідні зірочки;  $S_{H1}$  та  $S_{H2}$  - сили натягу ланцюгового контуру, створювані натяжними пристроями, Н;  $\alpha$  – кут нахилу лінійної частини;  $R$  - радіус криволінійної опуклої ділянки траси на робочій гілці, м;  $R_2$  - радіус криволінійної опуклої ділянки траси на холостій гілці, м;  $R_1$  - радіуси ввігнутих ділянок траси на робочій та холостій гілках, м;  $v$  - швидкість руху сходового полотна, м/с**

## 1.6 Порівняльні оцінки конструкцій тунельних ескалаторів

На основі проведених досліджень, встановлено, що характерними проблемами конструкції ескалатора з приводом у головній частині та традиційним ланцюговим зачепленням є:

- громіздкість машин, закладена у великих радіусах криволінійних ділянок, які обумовлені, по-перше - особливостями застосування ланцюгового зачеплення, по-друге - великими навантаженнями, які виникають на криволінійній ділянці;
- наявність непостійності швидкості поступального руху ланцюга та динамічних навантажень інерційного характеру, величина яких обернено пропорційна кількості зубців.

Встановлено, що установка приводу ескалатора у верхній частині прямолінійної похилої ділянки (проміжний привод) дає ряд переваг:

- зменшуються навантаження на верхні криволінійні ділянки, а відповідно зменшуються і їх радіуси, тому що ці два параметра прямопропорційні;
- зменшуються поперечні габарити машини майже у 1,4 рази (привід розміщується у міжсходиновому просторі), за рахунок чого в тунелях метрополітену може бути встановлено 4-и тунельних ескалатори замість 3-х, і тим самим збільшена їх пропускна здатність;
- економія потужностей приводів ескалатора до 10%;
- можливість серійного виготовлення ескалаторів, оскільки дана конструктивна схема дозволяє максимально уніфікувати складові елементи ескалатора (наприклад, привідна установка може мати три типи розмірів, а нарощування тягових зусиль

може здійснюватися за рахунок паралельного додавання блоків приводних зірочок).

Хоча конструктивна схема ескалатора із розміщенням приводу у проміжній частині і має ряд зазначених вище переваг, зменшення у ескалаторах серії ЕТХ [105] діаметра приводних зірочок, приблизно у (2...3,9) рази порівняно з ескалаторами традиційної конструкції, призвело до пропорційного збільшення кутової швидкості обертання цих зірочок (для забезпечення розрахункової робочої швидкості руху сходового полотна,  $V = \omega r = const = 0,75 \text{ м/с}$ ). Ця обставина, у свою чергу, призвела до збільшення на кінцевих криволінійних ділянках відцентрових сил інерції  $F_i = ma_s$  (де  $m$  - маса сходинки,  $a_s$  - прискорення центра мас сходинки), величина яких стала співмірною (а у деяких випадках положення сходинки і значно більшою) діючого навантаження на бігунки сходинки. Отже, цей фактор став суттєво впливати на загальну картину силової дії на ескалатор і динамічні режими роботи ескалатора.

Аналіз конструктивно-експлуатаційних характеристик тунельних ескалаторів виявив ряд переваг конструктивної схеми ескалатора з проміжним розміщенням приводу і дозволив обґрунтувати вибір цієї конструктивної схеми для проектування та розробки нових ескалаторів метрополітену, що замінять старі ескалатори традиційної конструкції.

Проте виконане дослідження також показало, що динамічна якість ескалаторів нової конструктивної схеми не повністю забезпечена. Тому для успішної експлуатації та вирішення задачі підвищення динамічної якості ескалатора нової конструктивної схеми на етапах проектування, конструювання та експлуатації, необхідним та актуальним є розробка комплексних методик по оцінці його динамічних параметрів, а також узгодженого з ними вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик машини.



## РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТУНЕЛЬНИХ ЕСКАЛАТОРІВ

### 2.1 Динамічні моделі ланцюгових тягових органів

Динамічні процеси, що супроводжують роботу конвеєрів (зокрема, ескалаторів) викликають значні навантаження, які прискорюють розвиток втомних явищ окремих елементів конструкції, що в подальшому може призвести до поломок і аварійних ситуацій. Тому питання проектування транспортувальних машин з ланцюговим тяговим органом, що пов'язані з розв'язком задач забезпечення їх експлуатаційної надійності, не можуть бути вирішені без дослідження динамічних процесів, що супроводжують роботу цих машин.

Динамікою конвеєрів з ланцюговим тяговим органом почали займатися ще з 30-х років минулого сторіччя. Питання динаміки систем ланцюгових транспортувальних машин висвітлювали у своїх працях такі науковці як Штокман І. Г. [75, 77], Чугреев Л.І. [103], Долголенко А. О., Бондарев В. С. [9, 10], Дьячков В. К. [43, 44], Скородумов Б. О. [86], Крейнин В. Г. [39], Степанов А. Г. [90] та інші. Крім цього питання динаміки тягового органу та електромеханічної системи розглянуті у працях [5, 12, 13, 14, 7, 28, 37, 41, 46, 48, 61, 64, 92, 96].

Аналіз літературних джерел показав, що для дослідження динамічних властивостей транспортувальних машин в цілому та конвеєрів з ланцюговим тяговим органом зокрема, поширеним є представлення МС машин динамічними моделями із зосередженими параметрами, що обумовлено відносною простотою таких моделей при достатній точності динамічного аналізу при дослідженні коливань МС в низькочастотній

області. При цьому рівняння руху тіл МС описуються у загальновідомій формі [90]:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [\mu]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{P\}, \quad (2.1)$$

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;

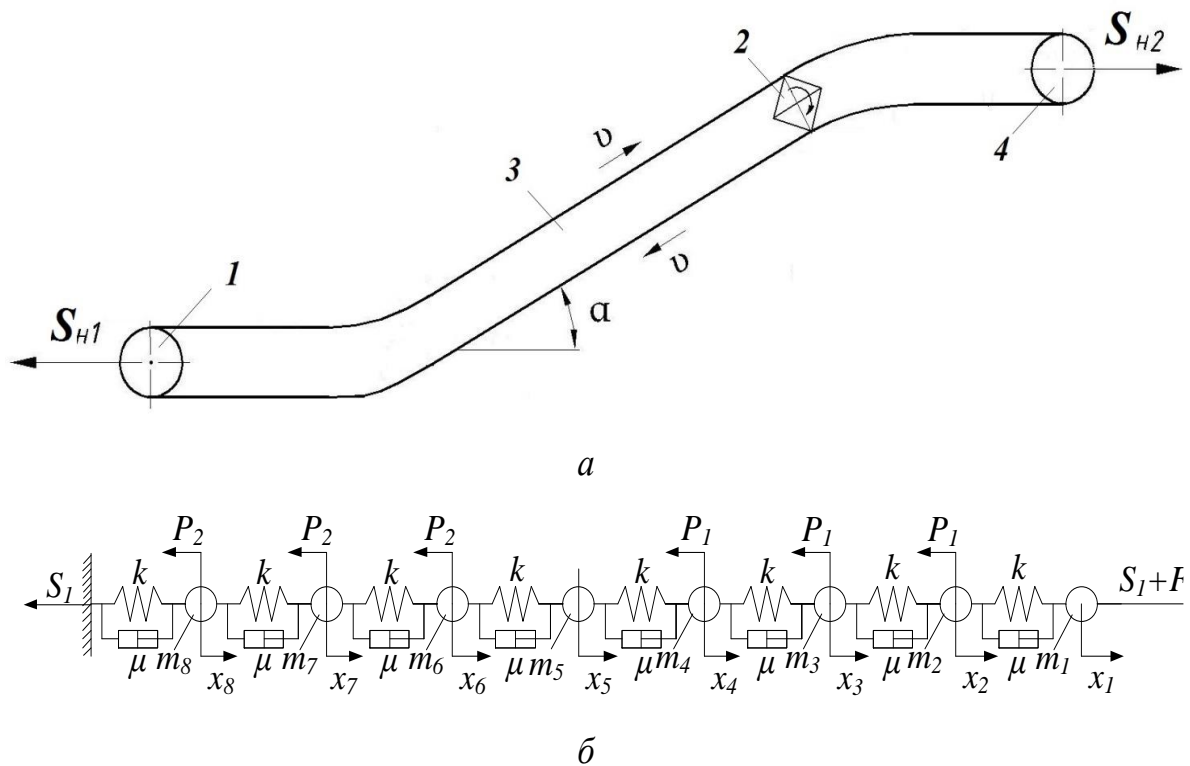
$[\mu]$  - матриця коефіцієнтів демпфірування системи.

## 2.2 Розрахункова схема динамічної моделі МС ескалатора

Для побудови динамічної моделі МС ескалатора ланцюговий тяговий орган ескалатора між точками збігання та набігання на привідні зірочки розбивається на вісім відрізків (восьмимасова система), кожний з яких характеризується масою, жорсткістю та коефіцієнтом демпфірування. У такому представленні рівняння руху восьмимасової системи із зосередженими параметрами приймуть вигляд [9]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x}_1 = (k(x_2 - x_1) + \mu(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + S_1 + F) / m_1 \\ \ddot{x}_2 = (k(x_1 - 2x_2 + x_3) + \mu(\dot{x}_1 - 2\dot{x}_2 + \dot{x}_3) - P_1) / m_2 \\ \ddot{x}_3 = (k(x_2 - 2x_3 + x_4) + \mu(\dot{x}_2 - 2\dot{x}_3 + \dot{x}_4) - P_1) / m_3 \\ \ddot{x}_4 = (k(x_3 - 2x_4 + x_5) + \mu(\dot{x}_3 - 2\dot{x}_4 + \dot{x}_5) - P_1) / m_4 \\ \ddot{x}_5 = (k(x_4 - 2x_5 + x_6) + \mu(\dot{x}_4 - 2\dot{x}_5 + \dot{x}_6)) / m_5 \\ \ddot{x}_6 = (k(x_5 - 2x_6 + x_7) + \mu(\dot{x}_5 - 2\dot{x}_6 + \dot{x}_7) - P_2) / m_6 \\ \ddot{x}_7 = (k(x_6 - 2x_7 + x_8) + \mu(\dot{x}_6 - 2\dot{x}_7 + \dot{x}_8) - P_2) / m_7 \\ \ddot{x}_8 = (k(x_7 - 2x_8) + \mu(\dot{x}_7 - 2\dot{x}_8) - P_2) / m_8 \end{array} \right. ,$$

де  $S_{H1}$  та  $S_{H2}$  - сили натягу ланцюгового контуру, створювані натяжними пристроями, Н;  $\alpha$  ( $\alpha = 30^\circ$ ) – кут нахилу лінійної частини;  $v$  - швидкість руху сходового полотна, м/с;  $P_1, P_2$  - 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;  $\mu$  - коефіцієнт демпфірування ділянки ланцюга;  $m_{1-4}$  - маси робочої гілки;  $m_{5-8}$  - маси неробочої гілки;  $x_i$  - переміщення мас системи.



**Рис. 2.1.** Схеми ескалятора з проміжним приводом: а) конструктивна: 1, 4 – натяжні зірочки; 2 – привід; 3 – сходове полотно; б) – розрахункова (восьмимасова динамічна модель механічної системи ескалятора)

Так, з використанням вказаної динамічної моделі в [8, 9] визначались амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) ланцюгового тягового органу, за допомогою яких встановлюються резонансні зони його роботи. При цьому необхідно зазначити, що величина коефіцієнта жорсткості при розрахунках призначалась [9, 61, 92] без урахування фактичного стану

тягових ланцюгів, обумовлених похибками виготовлення, збирання, зносу тощо.

Для розв'язку системи рівнянь (2.2) у програмному комплексі Simulink MatLab, представимо її у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x}_1 = \frac{k}{m_1} x_2 - \frac{k}{m_1} x_1 + \frac{\mu}{m_1} \dot{x}_2 - \frac{\mu}{m_1} \dot{x}_1 + \frac{S_1}{m_1} + \frac{F}{m_1} \\ \ddot{x}_2 = \frac{k}{m_2} x_1 - \frac{k}{m_2} 2x_2 + \frac{k}{m_2} x_3 + \frac{\mu}{m_2} \dot{x}_1 - 2\frac{\mu}{m_2} \dot{x}_2 + \frac{\mu}{m_2} \dot{x}_3 - \frac{P_1}{m_2} \\ \ddot{x}_3 = \frac{k}{m_3} x_2 - 2\frac{k}{m_3} x_3 + \frac{k}{m_3} x_4 + \frac{\mu}{m_3} \dot{x}_2 - 2\frac{\mu}{m_3} \dot{x}_3 + \frac{\mu}{m_3} \dot{x}_4 - \frac{P_1}{m_3} \\ \ddot{x}_4 = \frac{k}{m_4} x_3 - 2\frac{k}{m_4} x_4 + \frac{k}{m_4} x_5 + \frac{\mu}{m_4} \dot{x}_3 - 2\frac{\mu}{m_4} \dot{x}_4 + \frac{\mu}{m_4} \dot{x}_5 - \frac{P_1}{m_4} \\ \ddot{x}_5 = \frac{k}{m_5} x_4 - 2\frac{k}{m_5} x_5 + \frac{k}{m_5} x_6 + \frac{\mu}{m_5} \dot{x}_4 - 2\frac{\mu}{m_5} \dot{x}_5 + \frac{\mu}{m_5} \dot{x}_6 \\ \ddot{x}_6 = \frac{k}{m_6} x_5 - 2\frac{k}{m_6} x_6 + \frac{k}{m_6} x_7 + \frac{\mu}{m_6} \dot{x}_5 - 2\frac{\mu}{m_6} \dot{x}_6 + \frac{\mu}{m_6} \dot{x}_7 - \frac{P_2}{m_6} \\ \ddot{x}_7 = \frac{k}{m_7} x_6 - 2\frac{k}{m_7} x_7 + \frac{k}{m_7} x_8 + \frac{\mu}{m_7} \dot{x}_6 - 2\frac{\mu}{m_7} \dot{x}_7 + \frac{\mu}{m_7} \dot{x}_8 - \frac{P_2}{m_7} \\ \ddot{x}_8 = \frac{k}{m_8} x_7 - 2\frac{k}{m_8} x_8 + \frac{\mu}{m_8} \dot{x}_7 - 2\frac{\mu}{m_8} \dot{x}_8 - \frac{P_2}{m_8} \end{array} \right. \quad (2.1)$$

На основі отриманої системи рівнянь руху (2.1) побудована блок-схема (рис. 2.2) алгоритму визначення динамічних властивостей ескалатора (динамічної податливості і АЧХ) у програмному комплексі Simulink MatLab [3, 6, 12, 13, 14, 7, 27 46, 0, 58, 93, 102, 116].

Блок-схема (рис. 2.2) динамічної восьмимасової системи ланцюгового тягового органу ескалатора побудована за методом пониження похідної та представляє собою набір блоків, які описують вісім рівнянь руху тіл системи згідно (2.1). Приклад представлення першого рівняння руху системи (першої маси) подано на рисунку 2.3.

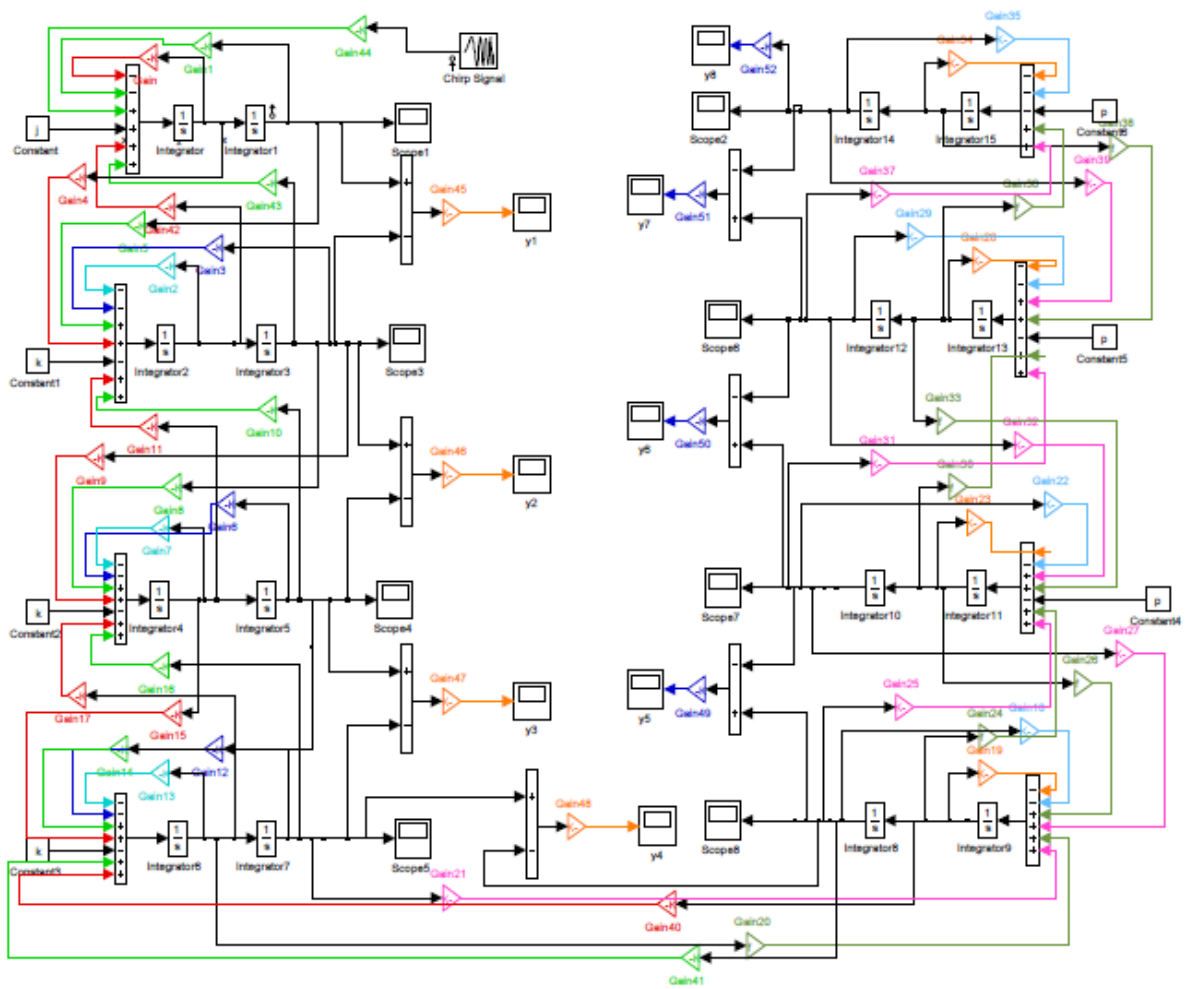


Рис. 2.2. Блок-схема восьмимасової системи ланцюгового тягового органу ескалатора

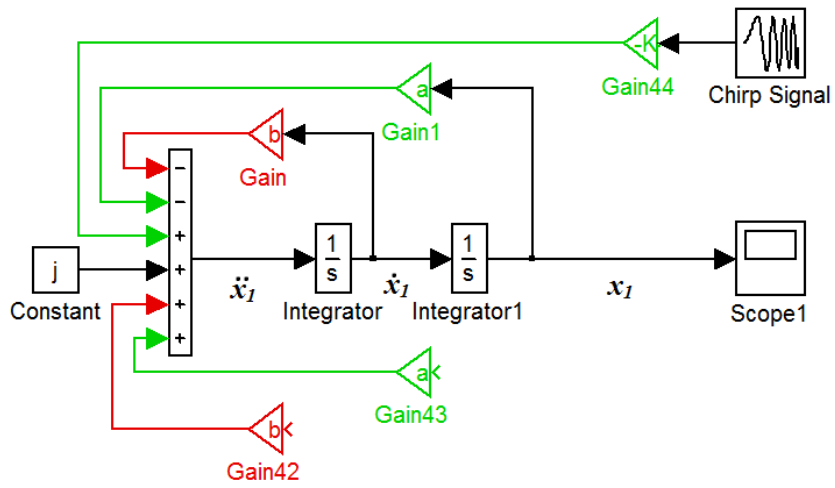


Рис. 2.3. Приклад блок-схеми першого рівняння системи

Для розв'язку рівнянь руху використовують блоки інтегрування (Integrator). Блоки підсилювачі сигналу (Gain) підсилюють сигнали системи на відповідні коефіцієнти  $\frac{k}{m_i}$ ,  $2\frac{k}{m_i}$ ,  $\frac{\mu}{m_i}$  та  $2\frac{\mu}{m_i}$ . Константами (Constant) представлена дія зовнішніх сил системи. Визначення та розрахунок параметрів блок-схеми виконується у m-файлі, приклад якого представлений на рисунку 2.4.

```

1 - open ('TO_dynam_52')
2 - m1=6162.80; %Маси робочої гілки (m1-4)кг
3 - m2=3471.10; %Маси холостої гілки (m5-8)кг
4 - C1=7888332.22; %Жорсткість ділянки ланцюга, Н/м
5 - psi=0.5; % коефіцієнт відносного розсіювання енергії
6 - S1=66572.50; %Сила, яка передається привідними зірочками, Н
7 - P1=56218.02; %Сила опору пересуванню робочої гілки, Н
8 - P2=-22163.97; %Сила опору пересуванню холостої гілки, Н
9 - Fst=102162.16; %Створювана приводом статична сила, Н
10 - msp=(m1+m2)/2; %кг
11 - mu=psi*(1/3.1416)*((msp*C1)^(1/2)); %Коефіцієнт демпфірування Н*с/м
12 %Розрахункові коефіцієнти системи
13 a=C1/m1;
14 b=mu/m1;
15 c=(2*C1)/m1;
16 d=(2*mu)/m1;
17 j=(S1+Fst)/m1;
18 k=P1/m1;
19 v=C1/m2;
20 f=mu/m2;
21 g=(2*C1)/m2;
22 u=(2*mu)/m2;
23 p=P2/m2;
24 %значення для врахування початкових умов
25 x=0; y=0; z=0; w=0; m=0; n=0; l=0; q=0; vsp=0;
26 sim('TO_dynam_52')
27 x=ScopeData1(end); y=ScopeData3(end);
28 z=ScopeData4(end); w=ScopeData5(end);
29 m=ScopeData8(end); n=ScopeData7(end);
30 l=ScopeData6(end); q=ScopeData2(end);
31 sim('TO dynam 52')

```

Рис. 2.4. Приклад m-файлу для розрахунку блок-схеми

Налаштування параметрів моделювання системи відбувається у вікні Configuration Parameters (загальні параметри моделювання, рис. 2.5), вкладка Solver (Вирішувач).

До основних параметрів вирішувача відноситься час моделювання - зона Simulation time (умовна величина). Параметри зони зазначені нижче:

- Start time – початковий час моделювання – у даній задачі 0;
- Stop time – кінцевий час моделювання – у даній задачі 15.

В зоні Solver options (параметри вирішувача) задаються два параметри:

- Type (тип вирішувача);
- Solve (метод вирішувача).

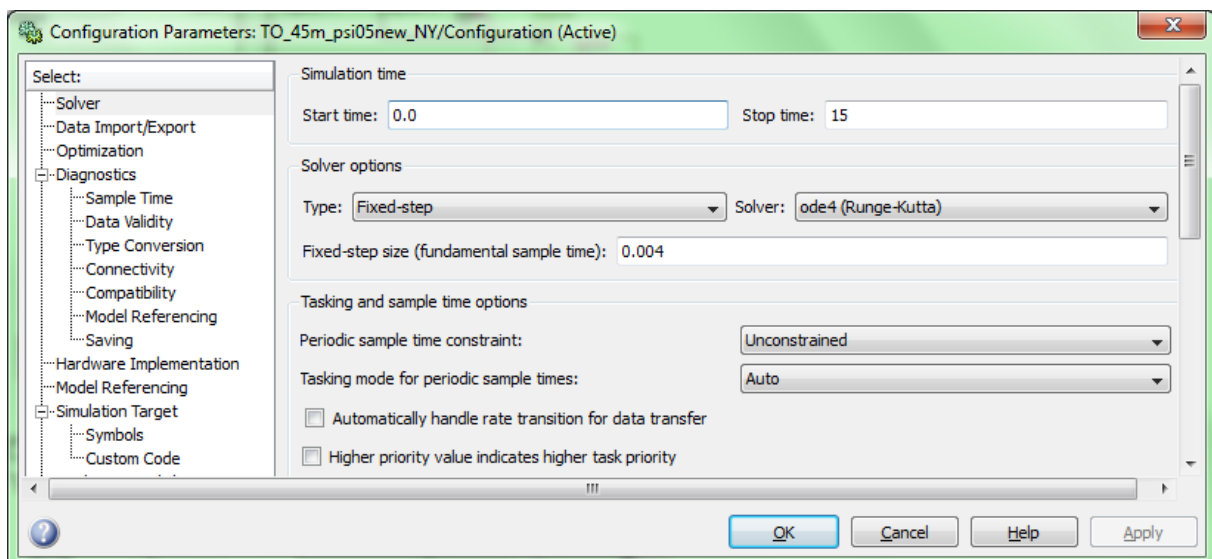


Рис. 2.5. Параметри розрахунку системи

Simulink Matlab дозволяє обрати декілька методів вирішувача. Побудована блок-схема (рис. 2.2) розраховується за допомогою вбудованого алгоритму розв'язку диференціальних рівнянь ode45, який реалізує метод Рунге-Кутта 4-го порядку (рис. 2.5). Для даної задачі обраний тип вирішувача з фіксованим кроком (Fixed-step). При виборі типу вирішувача з фіксованим кроком у полі Fixed-step size (fundamental sample time) задається крок інтегруванні (0,004) [42].

В якості основних динамічних характеристик ланцюгового тягового органу ескалятора досліджені динамічна податливість та амплітудно-частотні характеристики (АЧХ).

Як тестовий ( $F$ ) використаний полігармонічний сигнал. Полігармонічний тестовий сигнал змодельований за допомогою блоку Chirp Signal. Призначення блоку – формування синусоїдальних коливань, частота яких змінюється лінійно. Параметри блоку Chirp Signal (рис. 2.6):

- Initial frequency - початкова частота, Гц;
- Target time - час зміни частоти, с;
- Frequency at target time - кінцеве значення частоти, Гц.

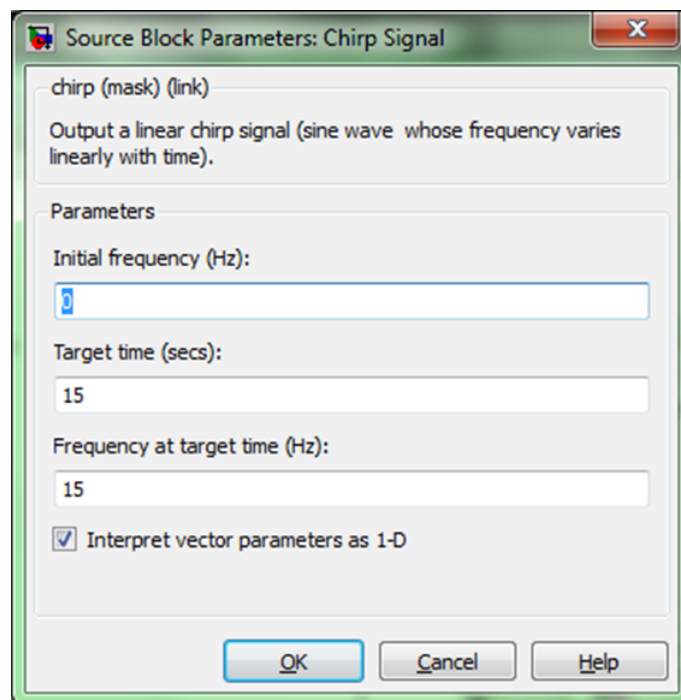
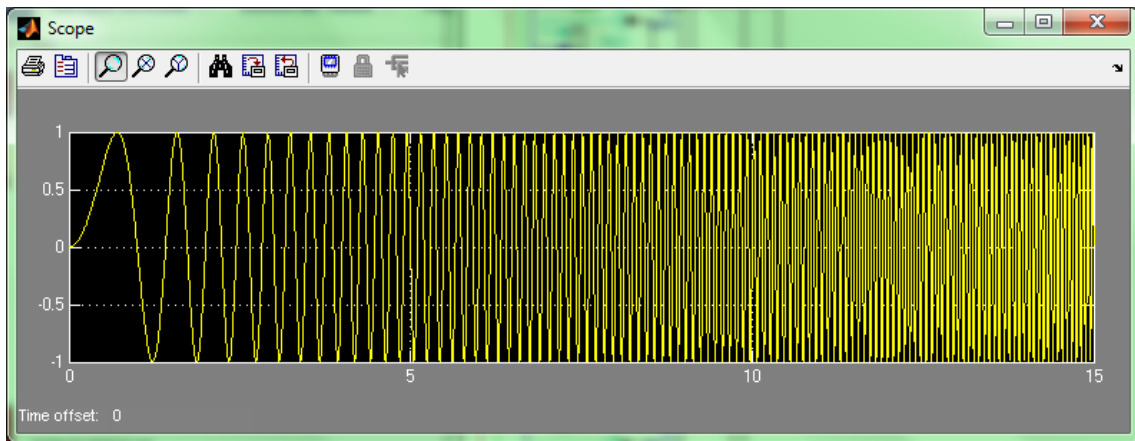


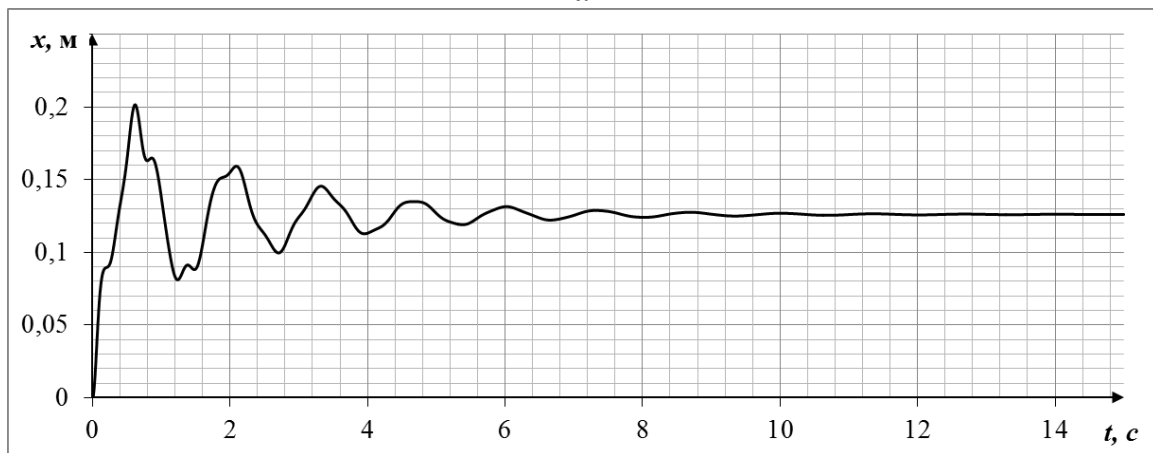
Рис. 2.6. Вікно введення параметрів блоку Chirp Signal

На рисунку 2.7 наведений полігармонічний тестовий сигнал, який виведений за допомогою блоку приймача сигналу Scope та приклад отриманого результату - переміщення першої маси.





*a*



*б*

**Рис. 2.7. а) тестовий синусоїдальний сигнал; б) переміщення першої маси системи**

В результаті запуску моделі на відпрацювання отримуємо переміщення мас системи.

### **2.3 Вибір коефіцієнта жорсткості ділянки тягового ланцюга**

Вибір характеристик жорсткості в моделі здійснювався за спеціально розробленою методикою, що полягає у порівнянні результатів натурального експерименту з результатами розрахунку жорсткості при умові ідеального з'єднання елементів ланцюга та їх з'єднання з врахуванням похибок виготовлення та монтажу. Як правило, задачі дослідження динамічних параметрів транспортувальних машин з ланцюговим тяговим органом виконувалось без врахування цих факторів. В кращих випадках коефіцієнт

жорсткості тягових ланцюгів визначався експериментально для кожної конкретної розрахункової моделі, в інших - розрахунковим досить наближеним способом.

Дослідження динамічних моделей тягових органів ескалаторів типового ряду пов'язане із застосуванням значної кількості типорозмірів тягових ланцюгів. Експериментальне визначення коефіцієнтів жорсткості такої кількості тягових ланцюгів потребує значних матеріальних витрат. Тому постає необхідність створення універсальної експериментально-розрахункової методики оцінки пружних властивостей тягових ланцюгів певного конструктивного ряду.

Жорсткість є основним параметром пружних властивостей ланцюга, що визначає динамічні навантаження на ланцюг і швидкість розподілу пружного імпульсу у замкненому контурі тягового елемента транспортувальної машини [44].

Для підвищення рівня достовірності результатів динамічних досліджень створена методика оцінки і врахування в задачах ідентифікації динамічних моделей робочого органу ескалаторів пружних властивостей тягового елемента [30, 31].

Для цього:

- експериментально визначено коефіцієнт жорсткості тягового ланцюга ескалатора;
- створено у віртуальному середовищі SolidWorks універсальну твердотільну випробувальну модель тягового ланцюга та визначено коефіцієнт жорсткості його із застосуванням скінчено-елементного методу;
- систематизовано і оброблено одержані результати, забезпечена адекватність результатів розрахунку;

- використано одержані експериментально-дослідним шляхом значення коефіцієнтів жорсткості тягових ланцюгів для оцінки динамічних характеристик тягового органу ескалатора.

### **2.3.1 Експериментальне визначення коефіцієнта жорсткості ланцюга**

При проведенні динамічного дослідження ланцюгового тягового органу, зокрема, для типового ряду ескалаторів з висотою підйому, 5-75 м (з кроком 5 м), розрахунок коефіцієнта жорсткості тягового ланцюга, як суцільного стержня, є досить грубою оцінкою його властивостей, з огляду на шарнірно-спряжену конструкцію ланцюга [9]. Більш достовірним є визначення коефіцієнта жорсткості ланцюгів експериментальним методом з використанням дослідної установки [89].

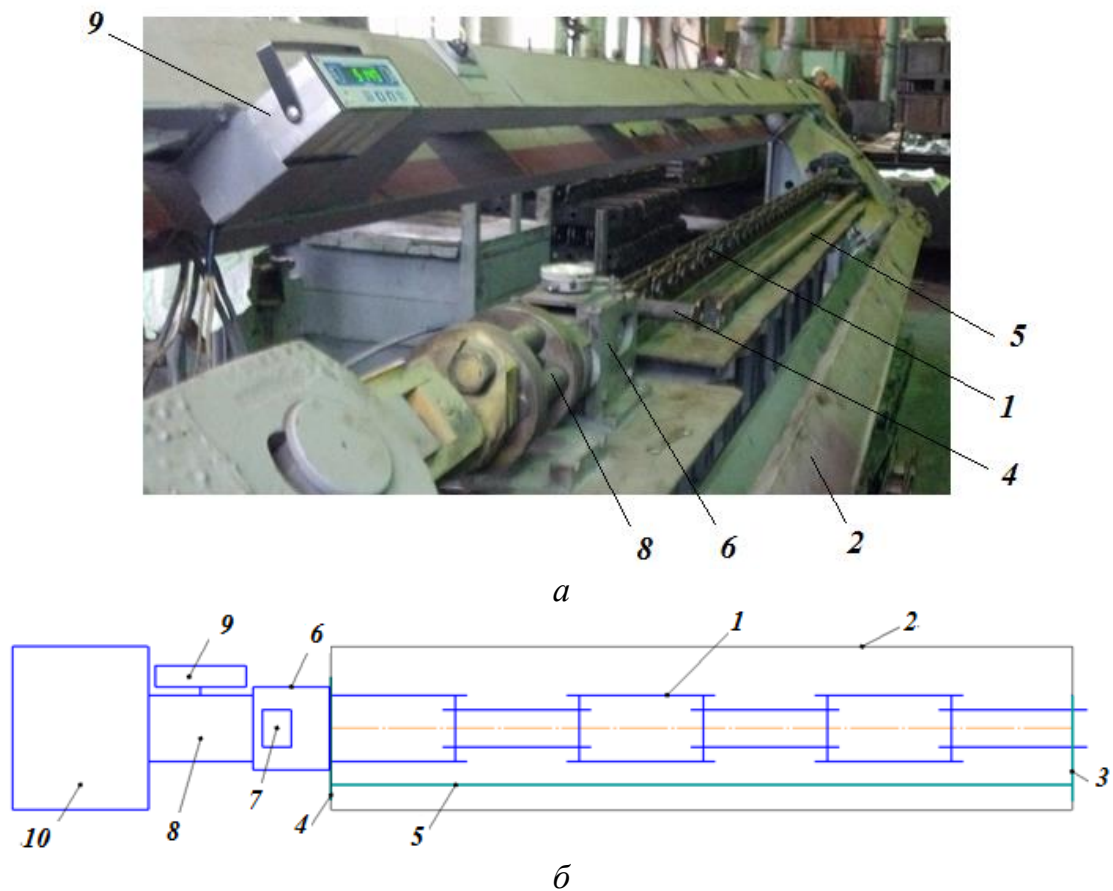
Для визначення коефіцієнту жорсткості ланцюг випробується на одновісний розтяг в діапазоні зусиль від мінімального розрахункового до розривного. Для кожного значення прикладеної сили виконується замір видовження відрізка ланцюга.

Для проведення експерименту обраний ескалаторний ланцюг ЕТ-5 з кроком 100 мм (рис. 2.8) завдовжки 3,2 м.



**Рис. 2.8. Ланцюг ЕТ-5**

Експеримент проведений на стенді випробувань тягових ланцюгів ескалаторів метрополітену - ВК 9698-28143СБ (рис. 2.9) [89].



**Рис. 2.9.** Випробувальна установка: *а*) стенд випробування ланцюгів; *б*) - схема стенду випробування ланцюгів метрополітену на розтяг ВК 969В-28143СБ: *1* – відрізок ланцюга; *2* – рама; *3, 4* – балки для кріплення ланцюга; *5* – опорна балка; *6* – перехідний елемент; *7* - тензометричний датчик Mitutoyo; *8* – тяговий хомут; *9* – динамометр; *10* – гідростанція ВК 9698-28143.6СБ

Ланцюг ЭТ-5 розтягувався в діапазоні зусиль менше розривних. Рівні навантажень встановлювались з допомогою тензометричного пристрою УСТЕ-1 [98] (рис. 2.10) та вимірювального контролера ИК-4 [51] (рис. 2.11).

Видовження ланцюга вимірювались з допомогою тензометричного датчика Mitutoyo (absolute) modelD-F150 (рис. 2.12).



Рис. 2.10. Тензометричний пристрій УСТЕ-1

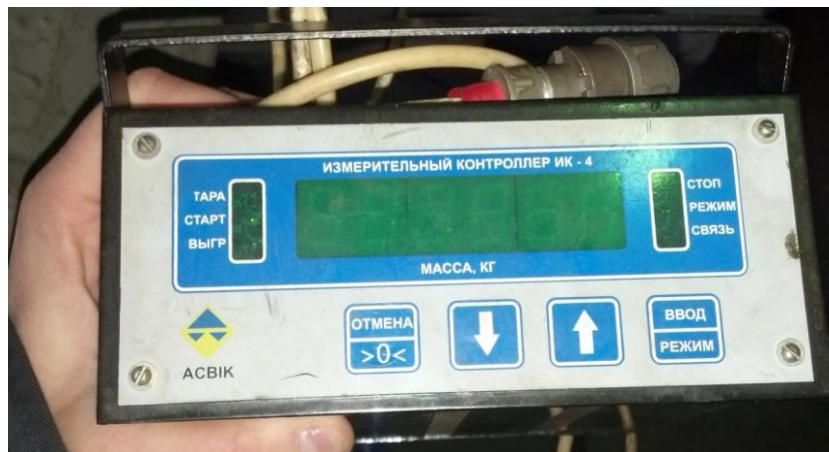


Рис. 2.11. Контролер ИК-4



Рис. 2.12. Тензометричний датчик Mitutoyo

На основі експериментальних даних коефіцієнт жорсткості відрізка ланцюга визначався за залежністю:

$$k = \frac{F}{\Delta l}, \quad (2.2)$$

де  $F$  - зусилля, Н,

$\Delta l$  - видовження ланцюга, м.

Одержані результати експерименту дозволяють, з використанням розрахункових методик, оцінити значення (усереднене) коефіцієнту жорсткості ланцюга. Значення коефіцієнту жорсткості для ланцюга довжиною 3,2 м становить  $19 \cdot 10^{-5}$  Н/м.

### **2.3.2 Розрахунок коефіцієнта жорсткості ланцюга**

Експериментальний метод визначення жорсткості тягового ланцюга представленого набором шарнірно з'єднаних стержнів хоча і є найбільш достовірним, але разом з тим є досить громіздким і технічно складним, що ускладнює його застосування при дослідженні динаміки ескалаторів в широкому діапазоні типів тягового органу та типажного ряду машини. На противагу експериментальному методу, використання програмних комплексів не потребує значних матеріальних та технічних затрат та забезпечує точність отриманих результатів, яка є задовільною для виконання інженерних розрахунків.

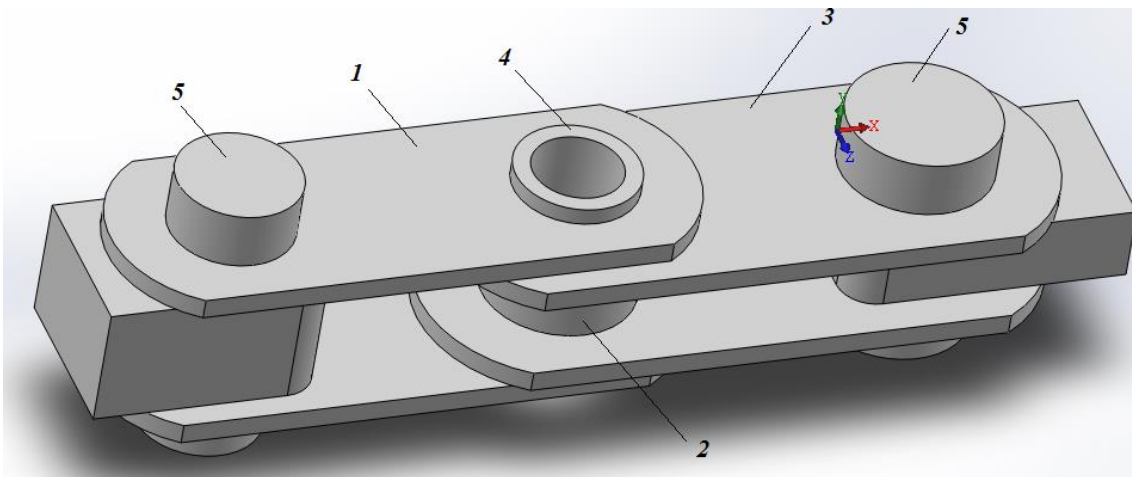
Для визначення коефіцієнту жорсткості ескалаторного ланцюга ЕТ-5 [35] у програмному комплексі SolidWorks [118] була створена його твердотільна модель.

Розрахунок пружно-деформаційних характеристик проводився із застосуванням скінчено-елементного методу [83, 104, 113, 84] для умов:

- ідеального з'єднання елементів ланцюга;

- з'єднанні елементів ланцюга з врахуванням похибок їх виготовлення та монтажу.

Твердотільна модель ланцюга складається з двох ланок (рис. 2.13). Перша ланка містить порожнистий валик 4, на який жорстко посаджені дві зовнішні пластини 1. Друга ланка має втулку 2, на яку жорстко посаджені дві внутрішні пластини 3. Втулка та валик контактують між собою. Втулка розміщена на валику із зазором для забезпечення рухомого контакту між ними. На втулку кріпляться ролики (в моделі відсутні). Два кінця системи із двох ланок ланцюга закріплені жорстко у кріпильних елементах 5.



**Рис. 2.13.** Твердотільна модель ланцюга ЕТ-5: 1- порожнистий валик; 2 – зовнішня пластина; 3 – втулка; 4 – внутрішня пластина; 5 – кріпильні елементи

Між поверхнями елементів моделі ланцюга, що дотикаються, задані контактні граничні умови. Тип контакту «Нет проникновения» (рис. 2.14).

Для запобігання довільного зміщення деталей втулки та валика при ітераційному процесі розв'язку заданий коефіцієнт тертя 0,05.

Глобальний контакт заданий як «Свободные», що прискорює розрахунок моделі в цілому.

На рисунку 2.16 показано розбиття твердотільної моделі скінченно-елементною сіткою і встановлення умов закріплення. Лівий кріпильний елемент моделі жорстко закріплений по трьом осям. Правий кріпильний

елемент моделі має можливість переміщення вздовж осі ОХ. На торці правого кріпильного елемента задається навантаження розтягу.

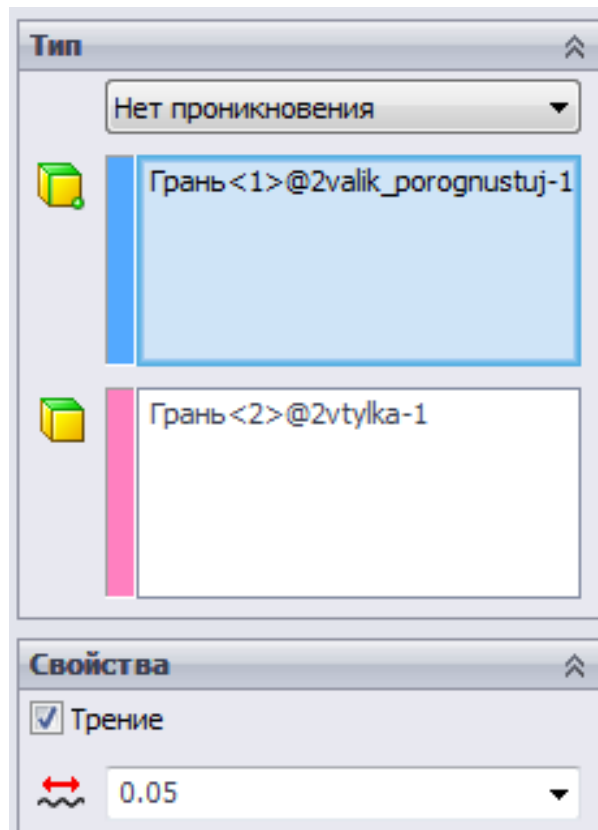


Рис. 2.14. Параметри контактних обмежень моделі

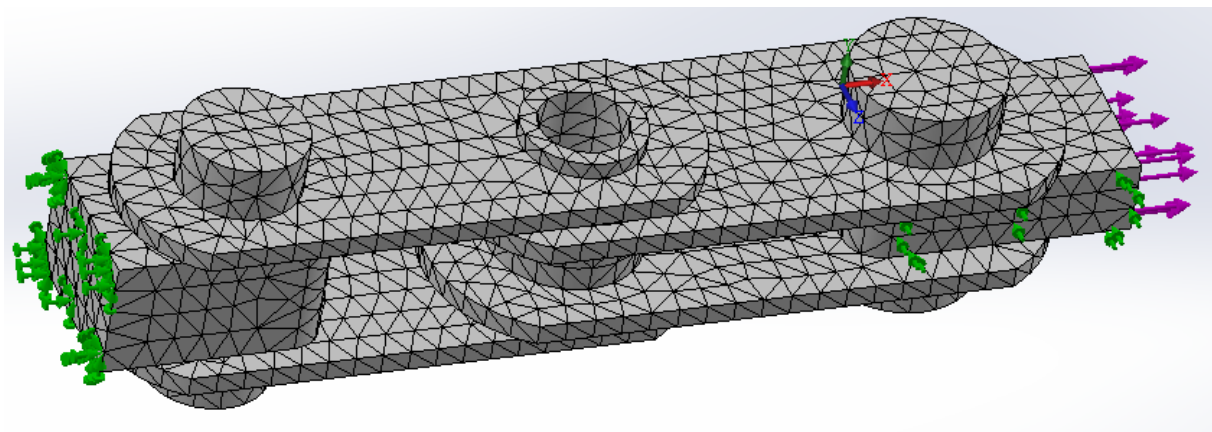


Рис. 2.15. Скінчено-елементна модель ланцюга ЭТ-5

Глобальний розмір скінчено-елементної сітки встановлений автоматично рівним 8,23 мм з допуском 0,41 мм (рис. 2.16).



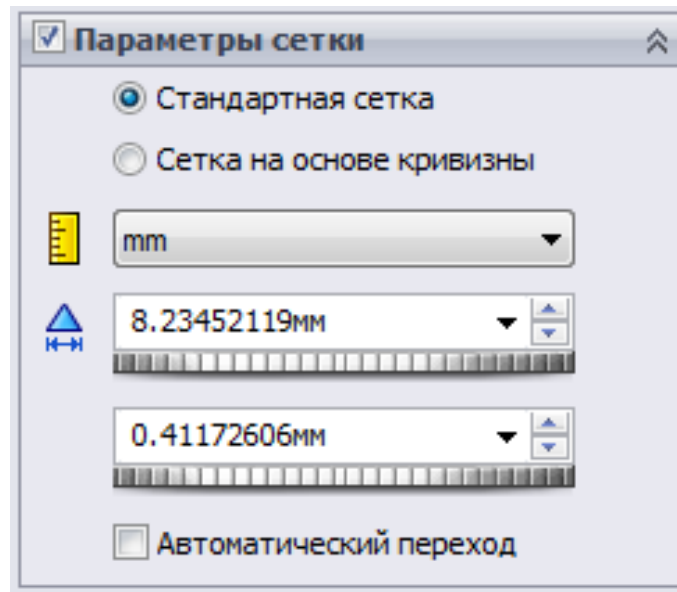


Рис. 2.16. Параметры скінченною-елементної сітки

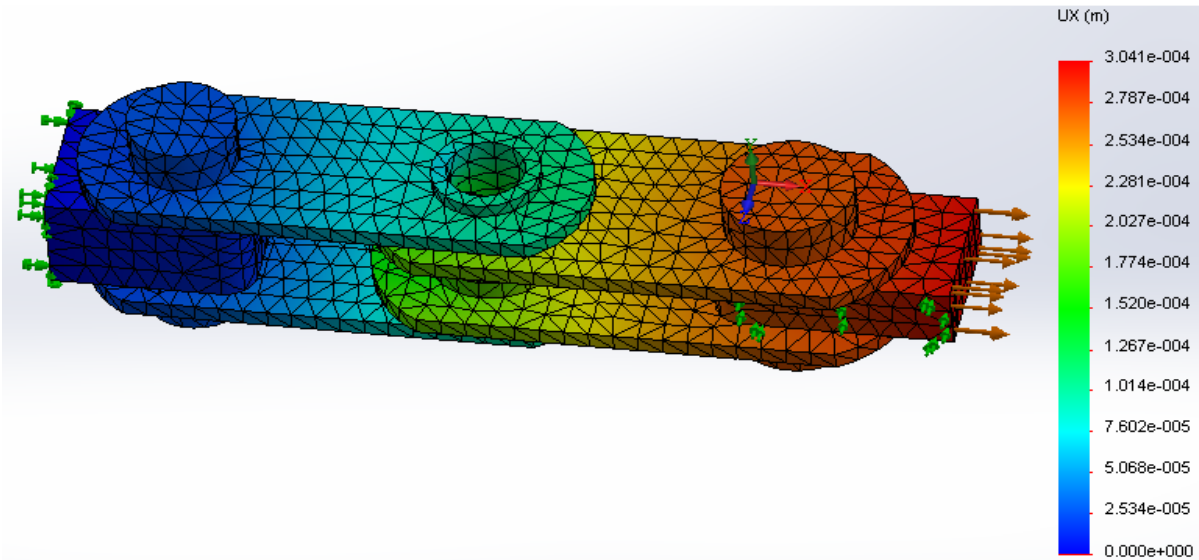
Параметри моделі: кількість вузлів – 18147, кількість скінченних елементів сітки – 10243.

На рисунку 2.17 представлені результати розрахунку скінченно-елементної моделі двох ланок ескалаторного ланцюга із змодельованим ідеальним з'єднанням елементів.

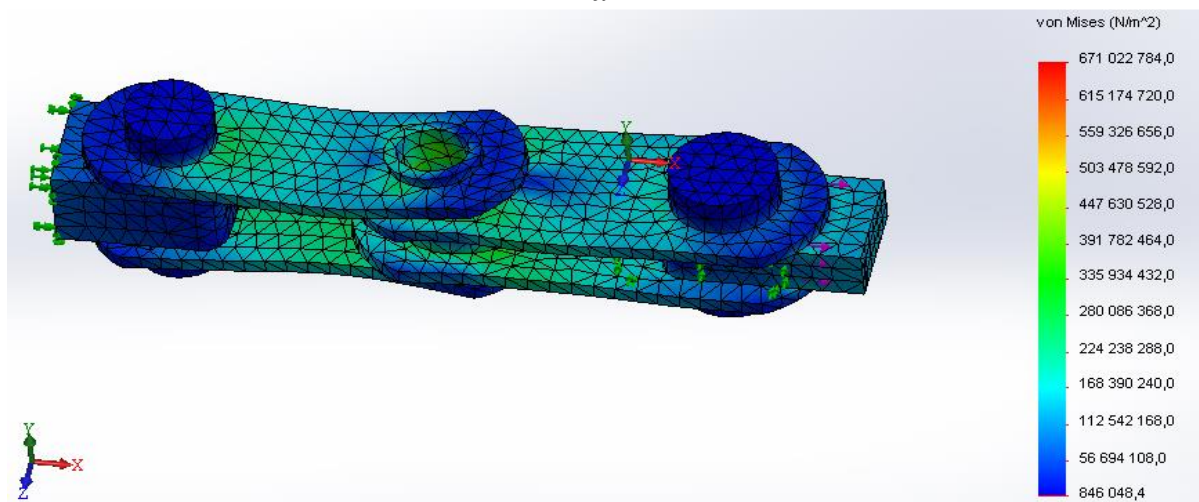
В якості похибок з'єднання та монтажу змодельована (рис. 2.18):

- овальність валика вздовж та поперек дії навантаження (зовнішня форма валика – овал, із зовнішнім поперечним розміром 35,2 мм, внутрішня форма втулки – коло з діаметром 36 мм);
- відхилення від співвісності валика та втулки (зовнішній діаметр валика 35,5 мм, внутрішній діаметр втулки 36 мм, форма контакту втулки та валика – лінія, внутрішня форма втулки – коло з діаметром 36 мм);
- бочкоподібність валика (зовнішній діаметр валика по лінії контакту з втулкою 36 мм, симетричне зменшення діаметру

валика до 35,5 мм, форма контакту – коло, внутрішня форма втулки – коло з діаметром 36 мм).

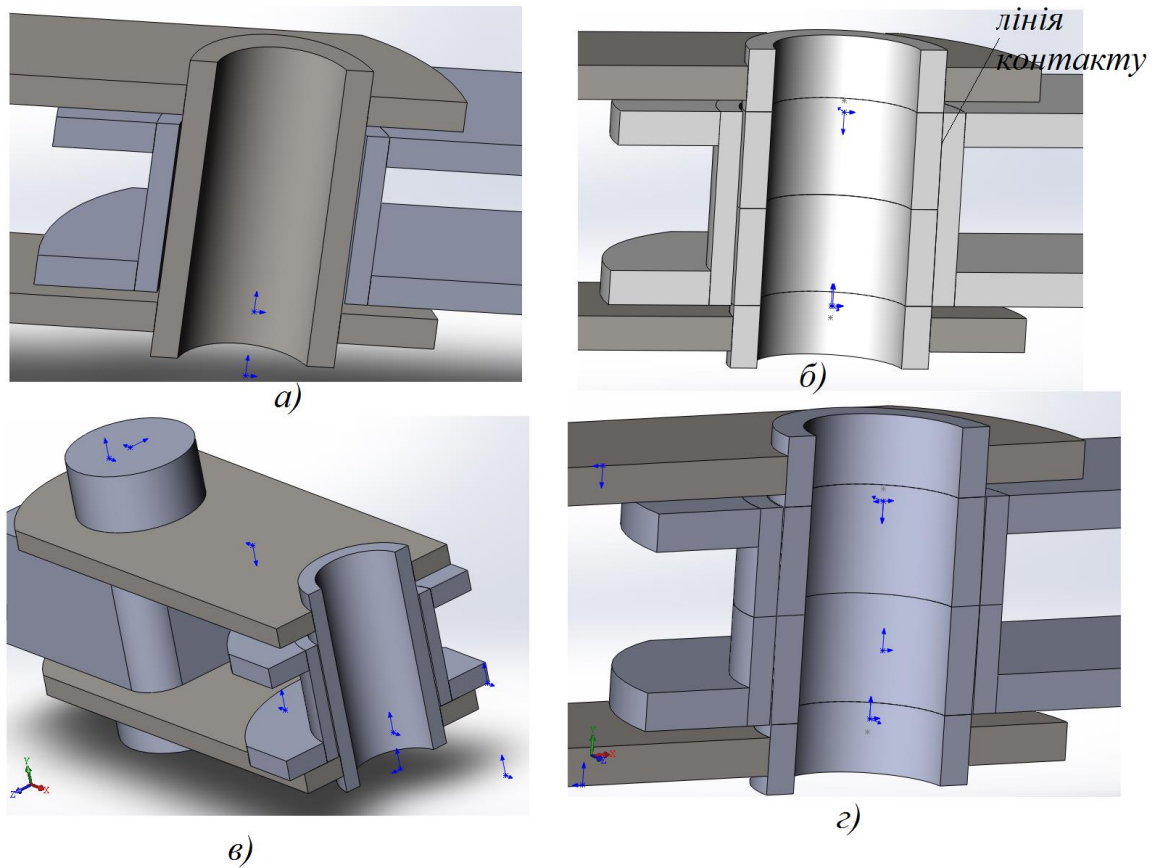


*a*



*б*

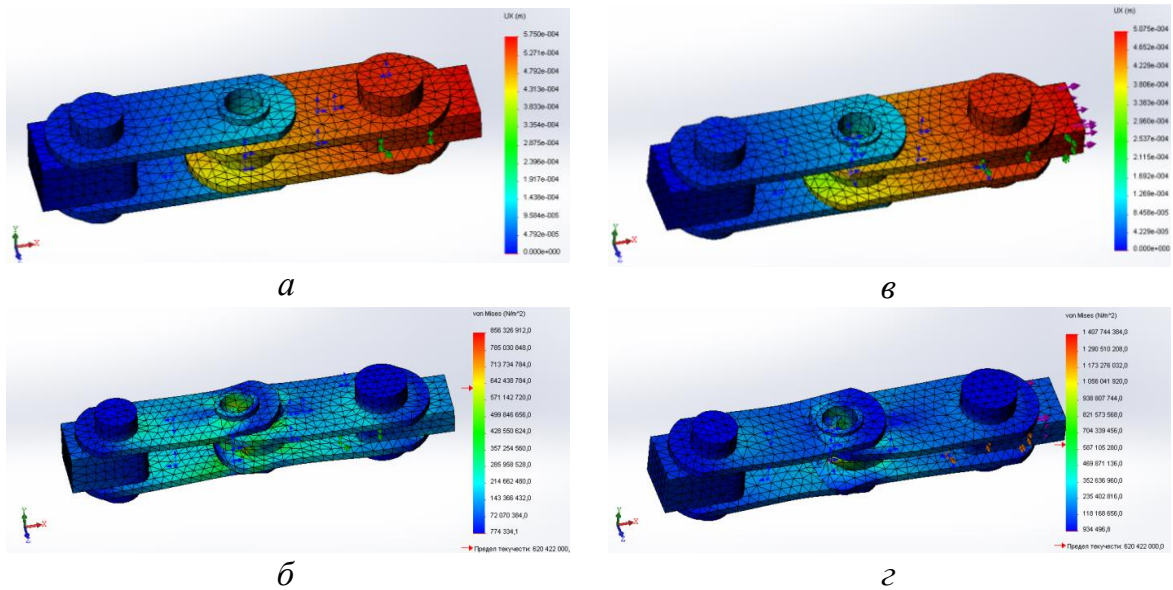
Рис. 2.17. Результати досліджень моделі із змодельованим ідеальним з'єднанням елементів: *a*) - епюра переміщень; *б*) - епюра деформацій



**Рис. 2.18. Похибки з'єднання та монтажу: а) - поперечна овальність валика; б) - зміщення контакту валика і втулки; в) - поздовжня овальність валика; г) - бочкоподібність валика**

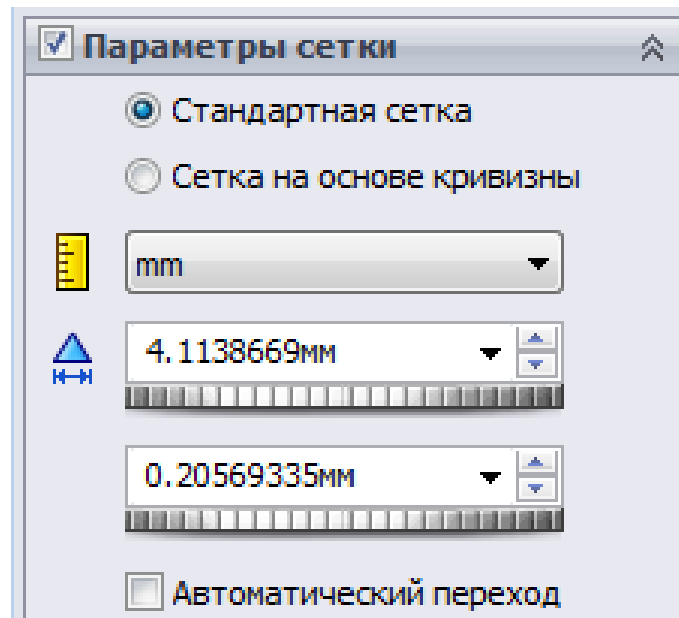
На рисунках 2.19 та 2.21 представлені результати розрахунку скінчено-елементної моделі двох ланок ескалаторного ланцюга з моделюванням похибок з'єднань та монтажу:

- овальність валика поперек дії навантаження (рис. 2.19, а, б);
- бочкоподібність валика (рис. 2.19, в, г).



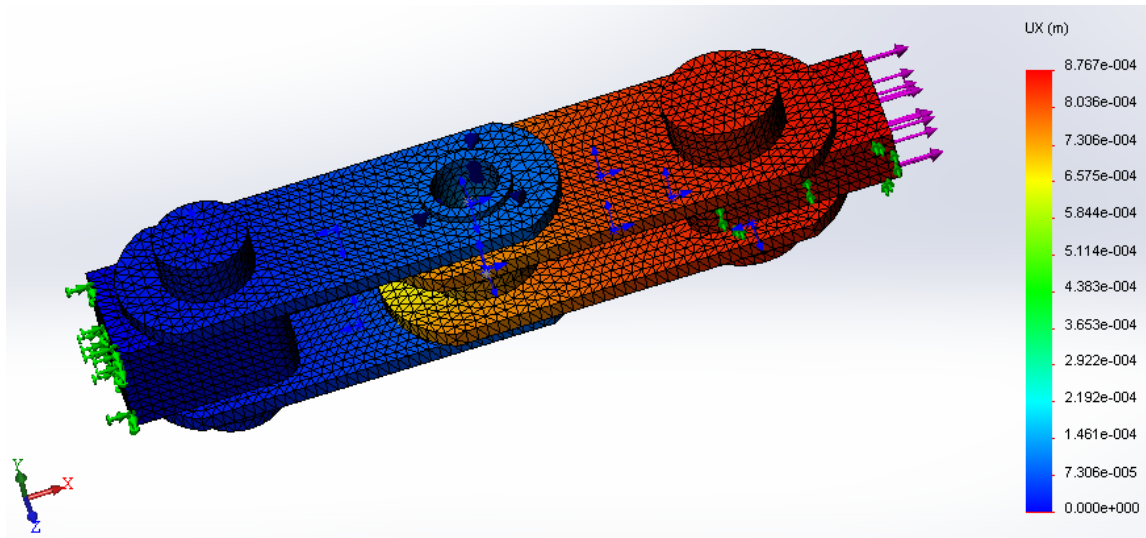
**Рис. 2.19. Результати досліджень моделі із моделюванням похибок з'єднань та монтажу: а) - епюра переміщень (овальність валика); б) - епюра деформацій (овальність валика); в) – епюра переміщень (бочкоподібність); г) – епюра деформацій (бочкоподібність)**

Глобальний розмір скінчено-елементної сітки моделі із моделюванням відхилення від співвісності валика та втулки встановлений автоматично рівним 4,12 мм з допуском 0,2 мм (рис. 2.20).

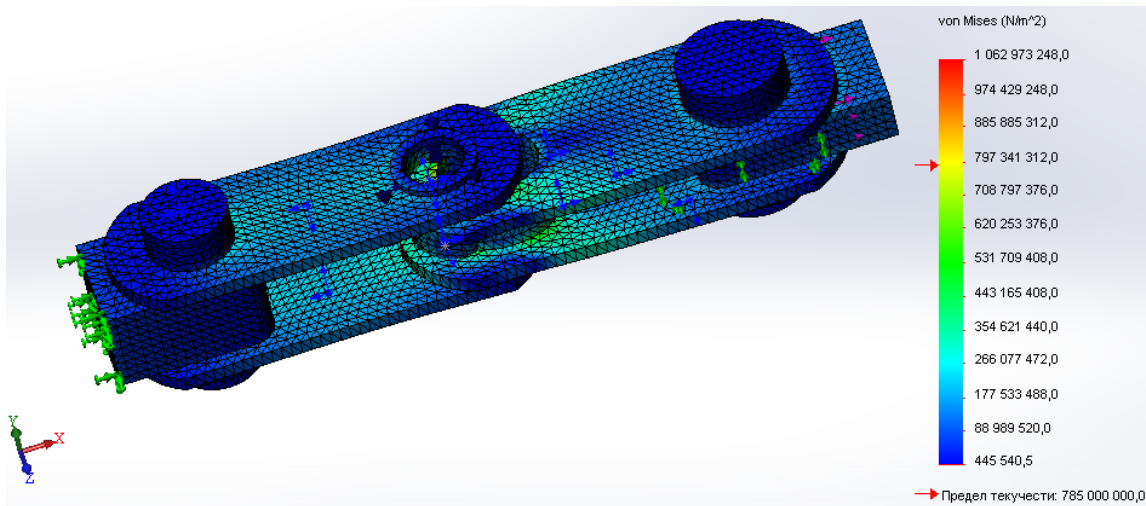


**Рис. 2.20. Параметри скінченно-елементної сітки моделі із моделюванням відхилення від співвісності валика та втулки**

Параметри моделі: кількість вузлів – 95266, кількість скінченних елементів сітки – 60019.



*a*



*б*

**Рис. 2.21.** Результати досліджень моделі із моделюванням відхилення від співвісності валика та втулки: *a*) - епюра переміщень; *б*) - епюра деформацій

При обробці результатів моделювання, коефіцієнт жорсткості ланцюга визначався за залежністю:

$$k_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \frac{k_i}{n}, \quad (2.3)$$

де  $k_i$  - коефіцієнт жорсткості ділянки ланцюга,  $k_i = F/\Delta_i$ , Н/м,

$n$  - кількість ділянок ланцюга,

$F$  - прикладене зусилля, Н,

$\Delta_i$  - видовження ділянки ланцюга, м.

### 2.3.3 Вибір коефіцієнтів жорсткості тягового органу в динамічній моделі ескалятора

За результатами експериментального і теоретичного дослідження отримані графічні оцінки пружних властивостей ділянки ланцюга (рис. 2.22), що підтверджують можливість визначення пружних властивостей (жорсткості) тягових ланцюгів шляхом моделювання із врахуванням коефіцієнту відповідності.

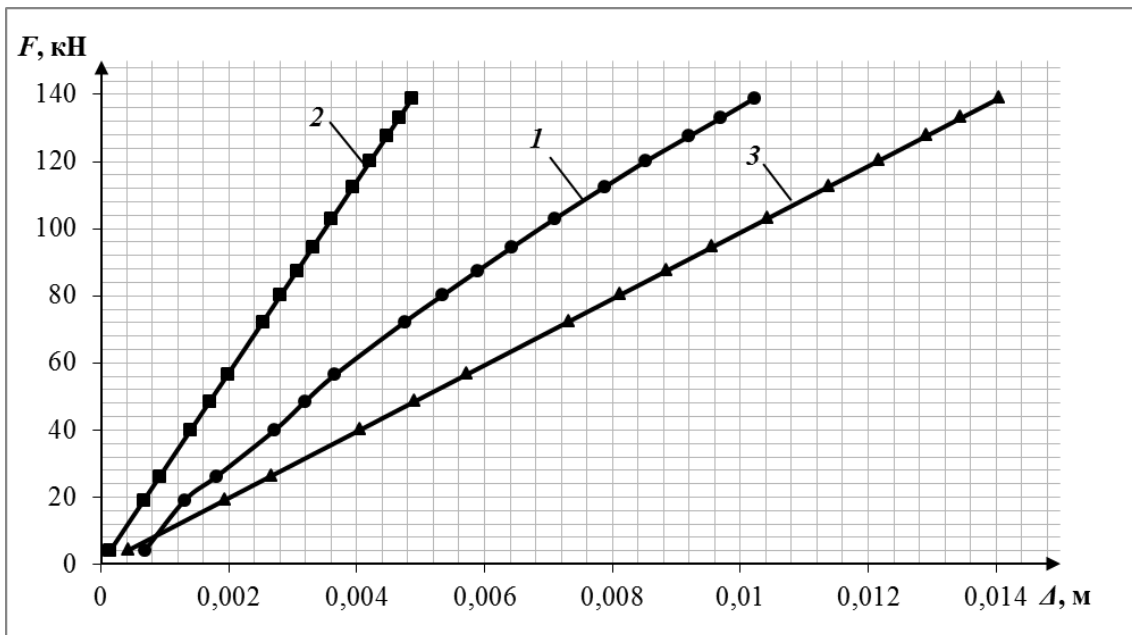


Рис. 2.22. Результати визначення видовження  $\Delta$  і жорсткості ділянки ланцюга  $k_i$ :

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 неточності виготовлення та з'єднання деталей ( $k_3 = 13,5 \cdot 10^5$  Н/м)

Коефіцієнт відповідності при цьому розраховується на основі порівняння та аналізу величин жорсткості визначених експериментальним та теоретичним дослідженням і становить:

$$s = \frac{k_{\text{фіз.експ}}}{k_{\text{вірт.експ}}} = \frac{1888547,009}{3901469,096} = 0,48, \quad (2.4)$$

де  $k_{\text{фіз.експ}}$ ,  $k_{\text{вірт.експ}}$  - жорсткість ділянки ланцюга визначена за результатами експериментального та теоретичного дослідження, відповідно, Н/м,

Розрахований коефіцієнт відповідності використовується для уточнення значення жорсткості ділянки привідного ланцюга ескалатора в моделі (2.3).

Використана методика визначення жорсткості тягових ланцюгів, може бути застосована для вирішення оберненої задачі визначення типорозмірів ланцюгів при проектуванні та конструюванні ескалаторів.

## **2.4 Вплив конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів з проміжним розміщенням приводу на закономірності зміни їх динамічних властивостей**

### **2.4.1 Вхідні параметри динамічного аналізу**

Дослідження динамічних параметрів проведено для типового 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.

Аналіз динамічних параметрів виконано для наступних режимів роботи ескалатора:

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

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

Для розрахунку власних частот машини у програмному комплексі MathCad, розглянута восьмимасова динамічна система ескалатора без врахування демпфірування [66]. Система складається з восьми мас ( $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_p$ ,  $m_5 = m_6 = m_7 = m_8 = m_x$ , кг), восьми пружин ( $k$ , Н/м) та навантажена зовнішніми збуджуючими навантаженнями ( $S_1 + F$ ),  $P_1$ ,  $H$ , прикладеними до мас системи (рис. 2.3.1, б). Рівняння руху тіл такої системи мають вигляд:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - k(x_2 - x_1) &= S_1 + F, \\ m_2 \ddot{x}_2 - k(x_1 - 2x_2 + x_3) &= -P_1, \\ m_3 \ddot{x}_3 - k(x_2 - 2x_3 + x_4) &= -P_1, \\ m_4 \ddot{x}_4 - k(x_3 - 2x_4 + x_5) &= -P_1, \\ m_5 \ddot{x}_5 - k(x_4 - 2x_5 + x_6) &= 0, \\ m_6 \ddot{x}_6 - k(x_5 - 2x_6 + x_7) &= -P_2, \\ m_7 \ddot{x}_7 - k(x_6 - 2x_7 + x_8) &= -P_2, \\ m_8 \ddot{x}_8 - k(x_7 - 2x_8) &= -P_2. \end{aligned}$$

Рівняння вільних коливань механічної системи ескалатора у матричному вигляді

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = 0, \quad (2.5)$$



$$\text{де } [m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_8 \end{bmatrix} \text{ - матриця мас системи,}$$

$$[k] = \begin{bmatrix} -k & k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k & -2k & k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k & -2k & k & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k & -2k & k & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k & -2k & k & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k & -2k & k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k & -2k & k \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k & -2k \end{bmatrix} \text{ - матриця жорсткості}$$

системи;

$$\{\ddot{x}\} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \\ \ddot{x}_5 \\ \ddot{x}_6 \\ \ddot{x}_7 \\ \ddot{x}_8 \end{Bmatrix}, \quad \{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \end{Bmatrix} \text{ - вектор прискорень та переміщень системи,}$$

відповідно.

Характеристичне рівняння системи (2.6)

$$\left[ [m]^{-1}[k] - \lambda[I] \right] \{x\} = 0, \quad (2.6)$$

де  $[I]$  - одинична матриця,

Власні частоти  $p_i$  системи розраховуються як:

$$p_i = \sqrt{\lambda_i} \quad (2.7)$$

де  $\lambda_i$  - корені характеристичного рівняння (2.7),  $i = 1..n$ .

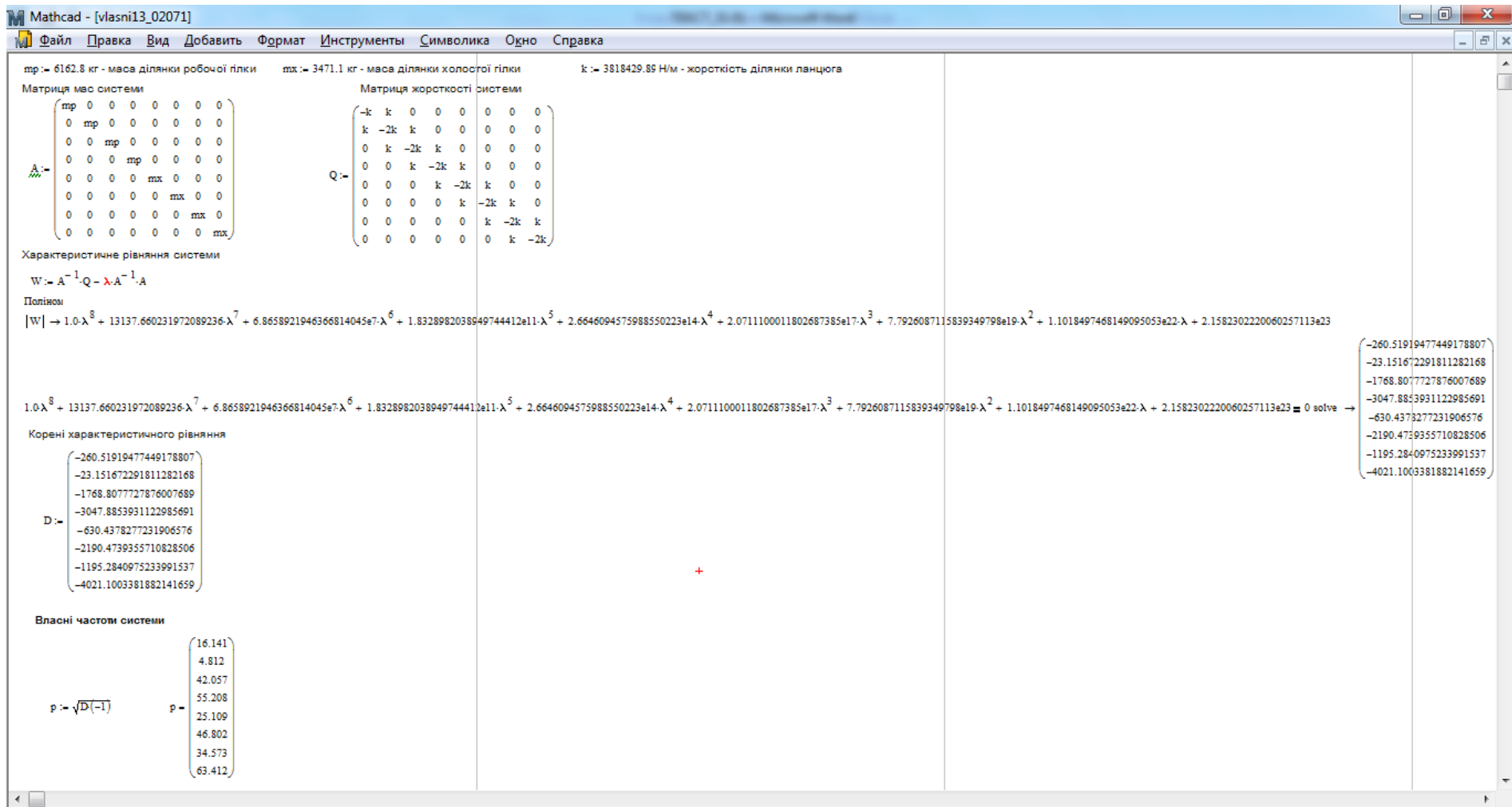
На рисунку 2.23 представлено приклад реалізації алгоритму визначення власних частот для ескалатора висотою підйому 45 м з продуктивністю 9000 чол/год у програмному комплексі MathCad. Вихідні дані до розрахунку:

- $m_p = 6162,8$  кг - маса ділянок робочої гілки ланцюгового тягового органу;
- $m_x = 3471,1$  кг - маса ділянок холостої гілки ланцюгового тягового органу;
- $k = 38,2 \cdot 10^{-5}$  Н/м - жорсткість ділянки ланцюга.

Отримані власні частоти системи для ескалатора висотою підйому 45 м з продуктивністю 9000 чол/год представлені у таблиці 2.1.

**Таблиця 2.1. Власні частоти ескалатора (висота підйому 45 м, продуктивність 9000 чол/год)**

| №<br>п/п | Власні частоти |        |        |
|----------|----------------|--------|--------|
|          | Позначення     | рад/с  | Гц     |
| 1        | $p_1$          | 4,812  | 0,766  |
| 2        | $p_2$          | 16,141 | 2,569  |
| 3        | $p_3$          | 25,109 | 3,996  |
| 4        | $p_4$          | 34,573 | 5,502  |
| 5        | $p_5$          | 42,057 | 6,694  |
| 6        | $p_6$          | 46,802 | 7,449  |
| 7        | $p_7$          | 55,208 | 8,787  |
| 8        | $p_8$          | 63,412 | 10,092 |



**Рис. 2.23. Приклад визначення власних частот механічної системи ескалятора висотою підйому 45 м, при максимальному завантаженні 9000 чол/год у програмному комплексі MathCad**

## 2.4.2 Динамічна податливість тягового органу ескалатора

Для отримання динамічних параметрів 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 знаходиться у зоні розташування приводної зірочки. Дослідження виконано для максимального коефіцієнта демпфірування.

Рис. 2.24 містить вісім кривих  $\alpha_{i1}$ , що представляють гармонічні коефіцієнти впливу восьми мас ( $\alpha_{11}, \dots, \alpha_{81}$ ) механічної системи ескалатора висотою підйому 45 м при русі на підймання з навантаженням (продуктивність становить 9000 чол/год). До першої маси прикладене динамічне навантаження, представлене полігармонічним тестовим сигналом з одиничною амплітудою.

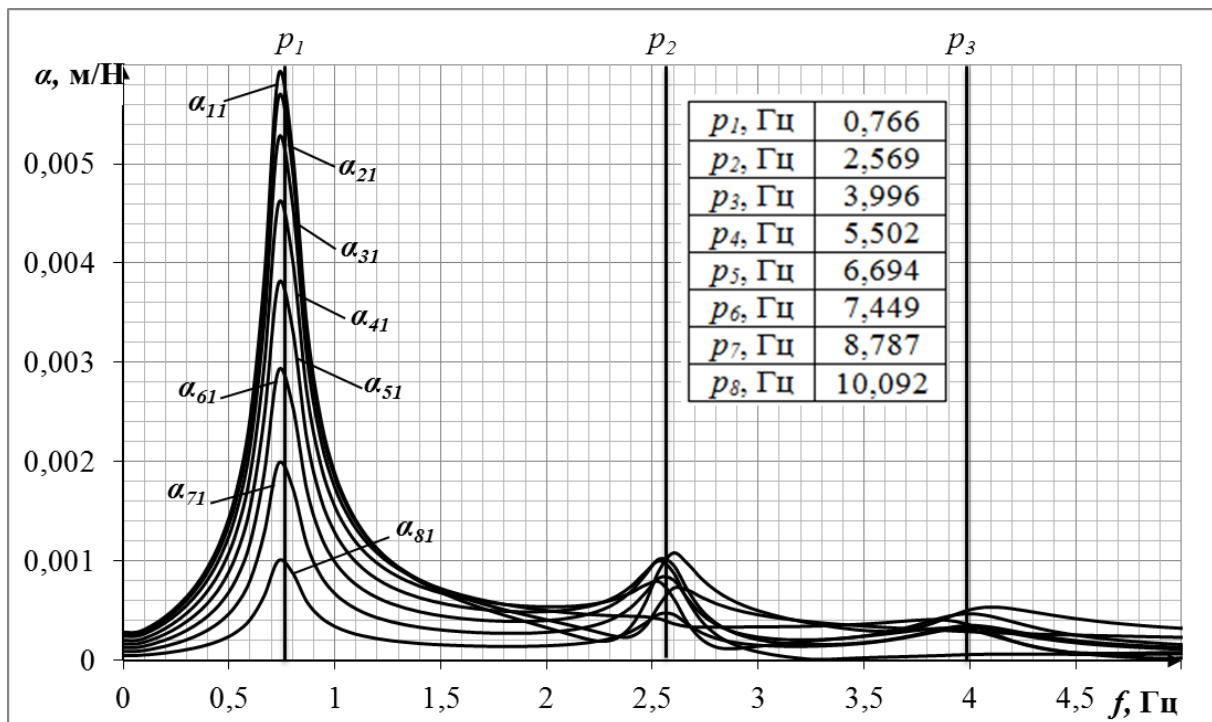


Рис. 2.24. Гармонічні коефіцієнти впливу  $\alpha_{i1}$  механічної системи ескалатора висотою підйому 45 м з продуктивністю 9000 чол/год:  $i=1..8$  - номер маси на якій визначається реакція системи на одиничне навантаження, прикладене до 1-ї маси;  $p_i$  - власні частоти системи, Гц

На першій ділянці восьмимасової системи (перша маса системи) фізично розміщується привідна зірочка ескалатора. На рисунку 2.24 представлені перші три власні частоти (значення власних частот системи наведено у таблиці рисунку).

Дослідження гармонічних коефіцієнтів впливу системи 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  $p_1$ ;
- друга резонансна зона знаходиться у межах 2,2-2,9 Гц, що відповідає другій власній частоті системи  $p_2$ .

Рівень коливань на третій  $p_3$  і наступних власних частотах  $p_{4-8}$  практично не змінюється. На першій власній частоті максимальна амплітуда коливань системи відрізняється від мінімальної у 6 разів.

Дослідження гармонічних коефіцієнтів впливу показує:

- небезпеку виникнення надмірних динамічних навантажень при збуреннях механічної системи ескалатора на перших двох частотах власних коливань;
- необхідність розробки рекомендацій, щодо уникнення такого режиму роботи.

Оскільки найбільший рівень коливань у досліджуваному частотному діапазоні має перша маса, то оцінка динамічної податливості системи проведена за величиною гармонічного коефіцієнту впливу  $\alpha_{11}$  (в подальшому – динамічна податливість ескалатора).

На рисунку 2.25 представлена динамічна податливість  $\alpha_{11}$  першої ділянки системи ескалатора висотою підйому 45 м при максимальному навантаженні 9000 чол/год (крива 3) при навантаженні 4500 чол/год (крива 2) та без навантаження 0 чол/год (крива 1). Крім цього рисунок

містить таблицю із зазначенням перших трьох власних частот системи ( $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ ) для трьох випадків навантаження ескалатора (0, 4500 та 9000 чол/год).

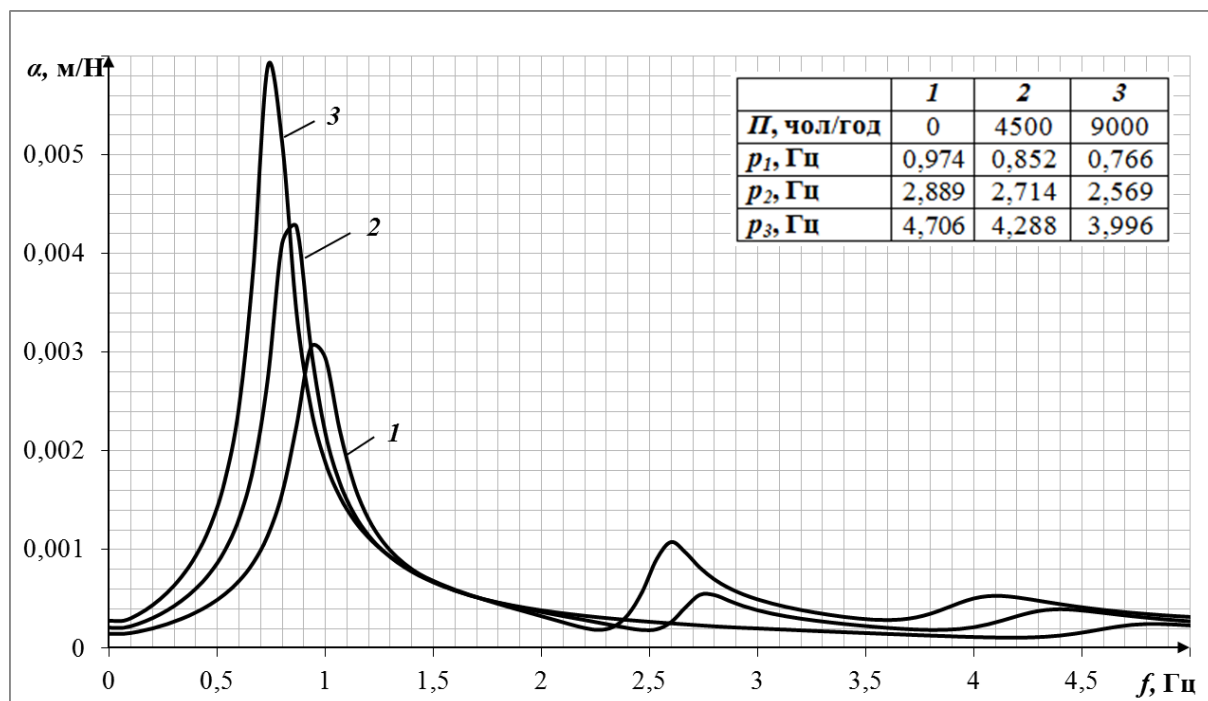


Рис. 2.25. Динамічна податливість ескалатора висотою підйому 45 м при навантаженні: 1 – 0 чол/год; 2 – 4500 чол/год; 3 – 9000 чол/год

Дослідження динамічної податливості (рис. 2.25) ескалатора висотою підйому 45 м для різних значень навантажень, свідчить про суттєвість впливу величини продуктивності на значення частот власних коливань. В системі проходить певне зміщення власних частот коливань:

- перша власна частота системи спадає від 0,97 Гц до 0,77 Гц зі збільшенням продуктивності від 0 до 9000 чол/год;
- друга – від 2,89 Гц до 2,57 Гц зі збільшенням продуктивності від 0 до 9000 чол/год.

Отриманий результат треба враховувати при призначенні режимів роботи ескалатора.

На рисунку 2.26 представлена залежність динамічної податливості  $\alpha_{11}$  системи ескалатору від висоти підйому  $H$ . Крива 1 представляє АЧХ

ескалатора висотою підйому 5 м, крива 2 – 15 м, крива 3 – 25 м, крива 4 – 35 м, крива 5 – 45 м. Обчислення динамічної податливості проводилось з умови максимального навантаження, тобто продуктивності 9000 чол/год.

Тенденція зміщення власних частот коливань, що спостерігалась при зміні продуктивності ескалатора, також спостерігається і при зміні висоти підйому ескалатора (рис. 2.26):

- для ескалатора з висотою підйому 5 м значення перших двох власних частот становлять 5,39 Гц і 18,45 Гц;
- для ескалатора з висотою підйому 45 м – 0,77 Гц і 2,57 Гц відповідно.

Отриманий результат треба враховувати при виконанні проектування ескалаторів. Зміна значень частот власних коливань в такому широкому діапазоні збільшує небезпеку утворення резонансних зон при роботі ескалатора і потребує врахування можливих частот зовнішніх збурень вже на стадії проектування.

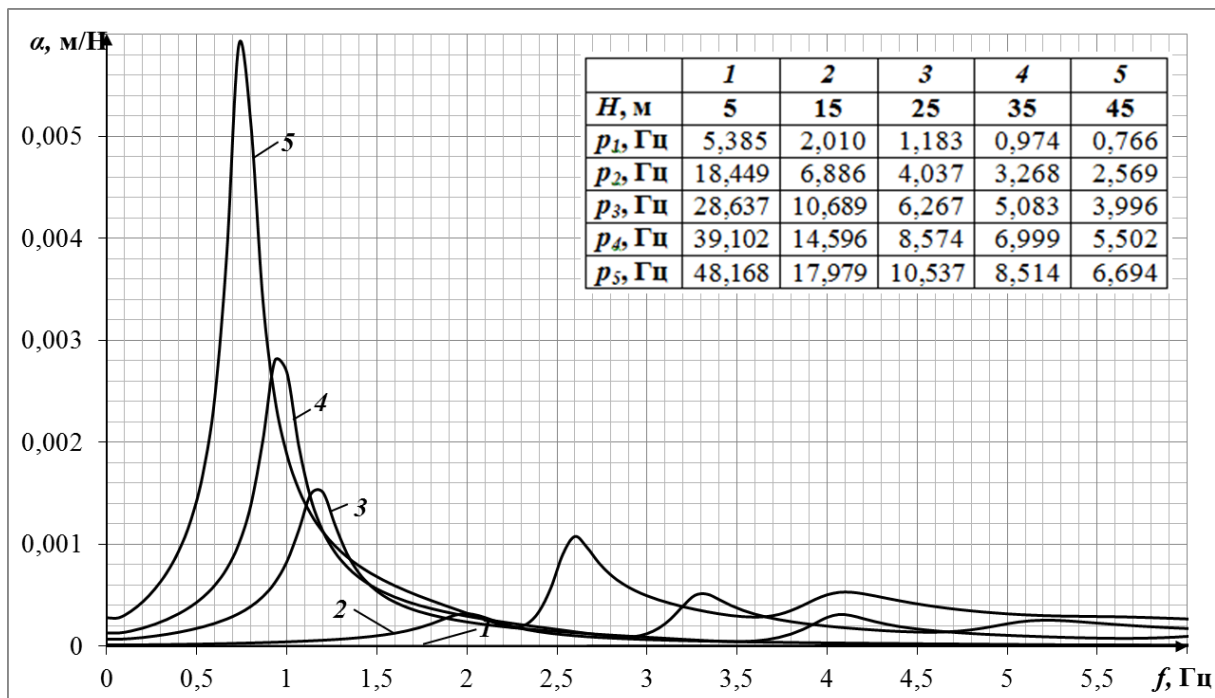


Рис. 2.26. Динамічна податливість ескалаторів при продуктивності 9000 чол/год висотою підйому: 1 – 5 м; 2 – 15 м; 3 – 25 м; 4 – 35 м; 5 – 45 м

### 2.4.3 Дослідження впливу зовнішніх збурень

Робота ескалатора в період встановленого руху супроводжується вібраціями, які виникають у результаті дії змінних навантажень на елементи конструкції ескалатора, а саме на тяговий елемент, опори валів, елементи передаточного механізму тощо. Тому вже на стадії проектування необхідно виявляти та усувати причини виникнення вібрацій, а також попереджати ризик потрапляння в резонансні режими роботи машини.

#### 2.4.3.1 Характерні частоти зовнішніх збурень

Для відходу від резонансних частот, які проявляються на АЧХ ескалатора [59], а також для визначення причини виникнення вібрацій, визначені та проаналізовані вібрації, викликані кінематичним збуренням.

За результатами аналізу доступних джерел інформації обрано типові для роботи редукторів та ланцюгових передач частоти збурень, які наведені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Збурення та їх частотний склад

| Частота, рад/с  |           | Швидкість руху сходового полотна, $V$ , м/с |        |        |        |        |
|---|-----------|---|--------|--------|--------|--------|
|   |           | 0,4   | 0,50   | 0,65   | 0,7    | 0,75   |
| Частота обертання зірочки (збурення викликане дисбалансом зірочки)                      | $\omega$  | 1,431                                       | 1,789  | 2,326  | 2,505  | 2,684  |
| Кратні частоти (збурення викликані перекосом приводного валу і похибками форми зірочки) | $2\omega$ | 2,863                                       | 3,578  | 4,652  | 5,010  | 5,368  |
|   | $3\omega$ | 4,294                                       | 5,368  | 6,978  | 7,515  | 8,051  |
| Зубчаста частота (збурення викликані переспряженням зубів зірочки)                      | $z\omega$ | 18,607                                      | 23,259 | 30,237 | 32,563 | 34,889 |



### 2.4.3.2 Модель зовнішнього збурення

Для дослідження впливу вище зазначених зовнішніх збурень на динамічні властивості механічної системи ескалатора, проведено моделювання її АЧХ при дії полігармонічного зовнішнього збурення типу:

$$F_{\partial} = A(\sin \omega t + \sin 2\omega t + \sin 3\omega t + \sin z\omega t), \quad (2.8)$$

де  $A$  - амплітуда збурення, Н [9];

$\omega$  – кутова частота обертання привідної зірочки, рад/с;

$z$  - кількість зубців привідної зірочки;

$t$  – час, с.

#### 2.4.3.2.1 Визначення амплітуди зовнішнього збурення

Амплітуда збурення  $A$ ,  $H$ , розраховується як середньоквадратичне відхилення діючих сил на границях ділянок ланцюга [9] та обчислюється для кожного розрахункового випадку (комбінації навантаження та висоти підйому) окремо.

Алгоритм визначення амплітуди зовнішнього збурення полягає у наступному (рис. 2.27):

- перша ділянка системи, до якої прикладене динамічне навантаження розбивається на певну кількість відрізків;

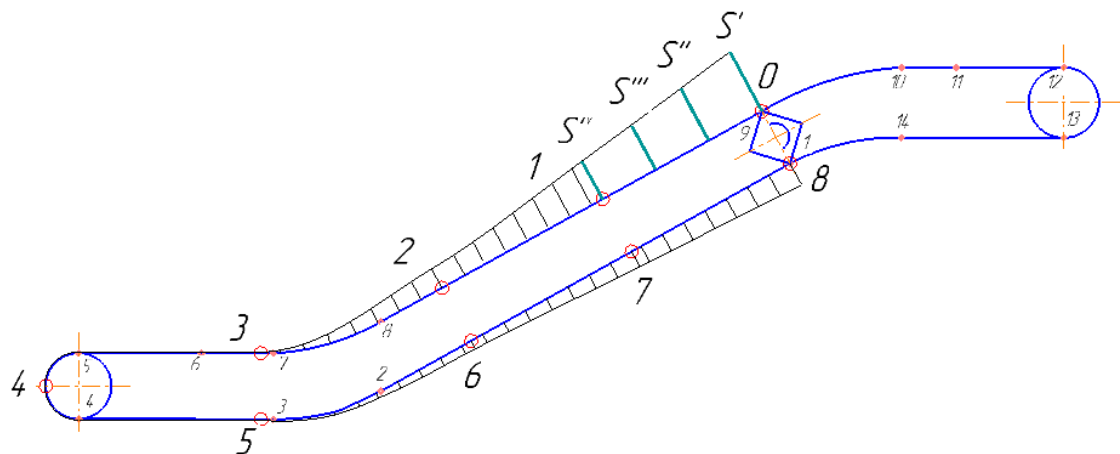


Рис. 2.27. Схема до визначення амплітуди зовнішнього збурення:  $S^I, S^{II}, S^{III}, S^{IV}, H, N$  – зусилля в тяговому органі ескалатора на першій ділянці механічної системи ескалатора

- на кожному відрізку визначається зусилля в тяговому органі ескалятора ( $S'$ ,  $S''$ ,  $S'''$ ,  $S^{IV}$ ,  $H$ ) – для визначення зусилля у простому випадку можливо використовувати дані тягового розрахунку або значення зусиль, отриманих з допомогою динамічної моделі, що дає більш достовірні результати;
- визначається середньоквадратичне відхилення отриманих значень зусиль в тяговому органі ескалятора  $S'$ ,  $S''$ ,  $S'''$ ,  $S^{IV}$ ,  $H$ :

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x - \bar{x})^2}{(n-1)}}, \quad (2.9)$$

де  $x$  - елемент вибірки;

$\bar{x}$  - середнє арифметичне вибірки

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (2.10)$$

$n$  - розмір вибірки.

Наприклад, для ескалятора висотою підйому 45 м та з максимальним завантаженням сходового полотна 9000 чол/год, розрахункові значення сил натягу на першій ділянці становить:  $S' = 168735$  Н,  $S'' = 154193$  Н,  $S''' = 139651$  Н,  $S^{IV} = 125110$  Н.

Обсяг вибірки  $n = 4$ . Середнє арифметичне вибірки

$$\bar{x} = \frac{1}{4} (168735 + 154191 + 139651 + 125110) = 146922 \text{ Н.}$$

Стандартне відхилення

$$s = \sqrt{\frac{(168735 - 146922)^2 + (154193 - 146922)^2 + (139651 - 146922)^2 + (125110 - 146922)^2}{4 - 1}} = 18773 \text{ Н.}$$

Амплітуда зовнішнього збурення для ескалятора висотою підйому 45 м та з максимальним завантаженням сходового полотна 9000 чол/год становить  $A = 18773$  Н.

### 2.4.3.2.2 Моделювання сигналу зовнішнього збурення

Змодельований сигнал представляє суму синусоїд з відповідними частотами. На блок-схемі алгоритму розрахунку динамічних властивостей сигнал представлений сумою блоків Signal Generator (рис. 2.28). Блок Signal Generator має параметри частоти та амплітуди для налаштування.

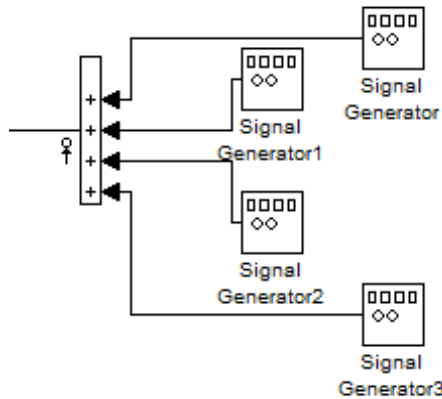


Рис. 2.28. Представлення синусоїдального полігармонічного сигналу на блок-схемі алгоритму визначення динамічних властивостей ескалятора

На рисунку 2.29 представлений приклад змодельованого синусоїдального полігармонічного сигналу для ескалятора висотою підйому 45 м при максимальному завантаженні (продуктивність 9000 чол/год) та швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с.

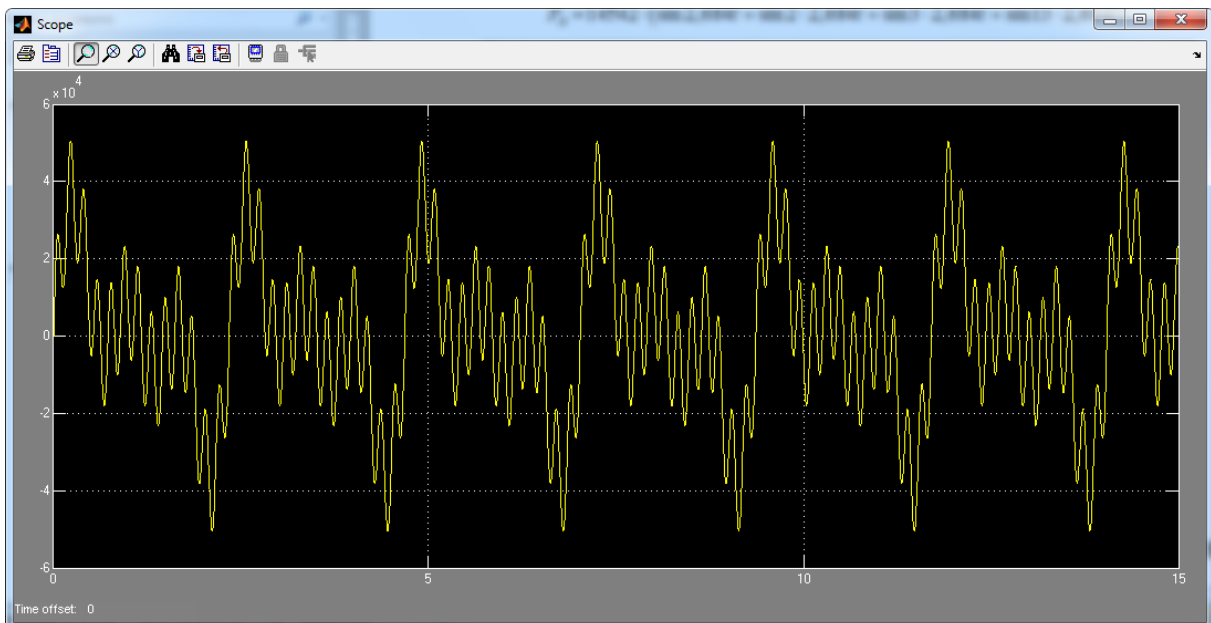


Рис. 2.29. Приклад полігармонічного синусоїдального сигналу

Модель зовнішнього збурення для ескалатора висотою підйому 45 м та продуктивністю 9000 чол/год має вигляд:

$$F_d = 14542 \cdot (\sin(2,684 \cdot t) + \sin(2 \cdot 2,684 \cdot t) + \sin(3 \cdot 2,684 \cdot t) + \sin(13 \cdot 2,684 \cdot t)),$$

тут  $\omega = 2,684$  рад/с – частота обертання зірочки,

$A = 18773$  Н - амплітуда збурення розрахункового випадку,

$z = 13$  - кількість зубців привідної зірочки.

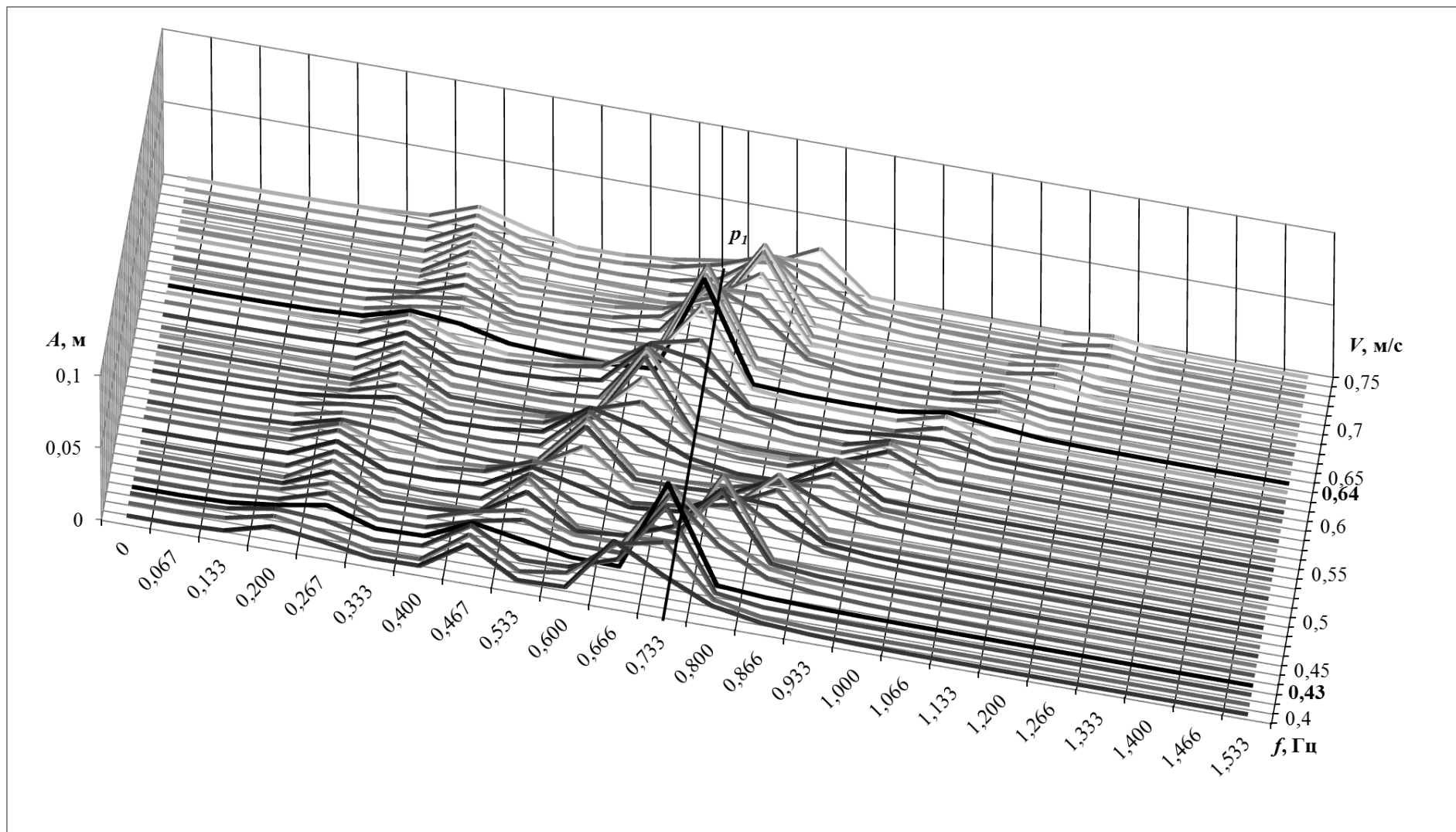
### **2.4.3.3 Дослідження впливу швидкості руху сходового полотна**

Змодельована діаграма АЧХ ескалатора висотою підйому 45 м при русі на підймання з максимальним навантаженням (продуктивність 9000 чол/год) для діапазону значень швидкості руху тягового полотна від 0,4 м/с ( $\omega = 1,431$  рад/с) до 0,75 м/с ( $\omega = 2,684$  рад/с) представлена на рис. 2.30. Амплітуда зовнішнього збурення  $A = 18773$  Н. На діаграмі також представлена перша власна частота системи  $p_1 = 0,766$  Гц.

Діаграма (рис. 2.30) містить три зони коливань:

- перша зона – від 0,228 Гц до 0,427 Гц відповідає збуренню на частоті обертання зірочки  $\omega$ ;
- друга зона – від 0,456 Гц до 0,854 Гц відповідає збуренню на подвійній частоті обертання зірочки  $2\omega$ ;
- третя зона – від 0,684 Гц до 1,281 Гц відповідає збуренню на потрійній частоті обертання зірочки  $3\omega$ .

Найбільші за інтенсивністю збурення виникають при суміщенні частот вимушених коливань з першою власною частотою на швидкостях руху полотна 0,43 м/с (збурення з частотою  $3\omega$ ) і 0,64 м/с (збурення з частотою  $2\omega$ ). Тобто при різних швидкостях руху сходового полотна проявляється вплив різних похибок виготовлення і складання елементів тягового органу.



**Рис. 2.30.** Діаграма АЧХ ескалатора висотою підйому 45 м при максимальному завантаженні у діапазоні зміни швидкості руху тягового полотна

#### 2.4.3.4 Дослідження впливу висоти підйому ескалатора

Для дослідження впливу частот збурень у розрізі типового ряду ескалатора, побудовані АЧХ ескалатора залежно від значень висот підйому при максимальній продуктивності 9000 чол/год та значенні швидкості сходового полотна 0,75 м/с (рис. 2.31).

Крива 1 представляє АЧХ ескалатора висотою підйому 5 м, крива 2 – 15 м, крива 3 – 25 м, крива 4 – 35 м, крива 5 – 45 м. Амплітуди зовнішніх збурень, розраховані за описаною вище методикою становлять: для ескалатора висотою підйому 5 м -  $A=2191H$ , 15 м -  $A=5869H$ , 25 м –  $A=9999H$ , 35 м –  $A=14759H$  та 45 м -  $A=18773H$ . На рисунку 2.31 також зображені перші власні частоти системи  $p_1$  ескалаторів висотою підйому 45, 35 та 25 м. Власні частоти ескалаторів 5, 10 та 15 м виходять за межі досліджуваного діапазону. Крім цього, на рисунку приведена таблиця зі значеннями частот зовнішніх збурень при русі сходового полотна 0,75 м/с.

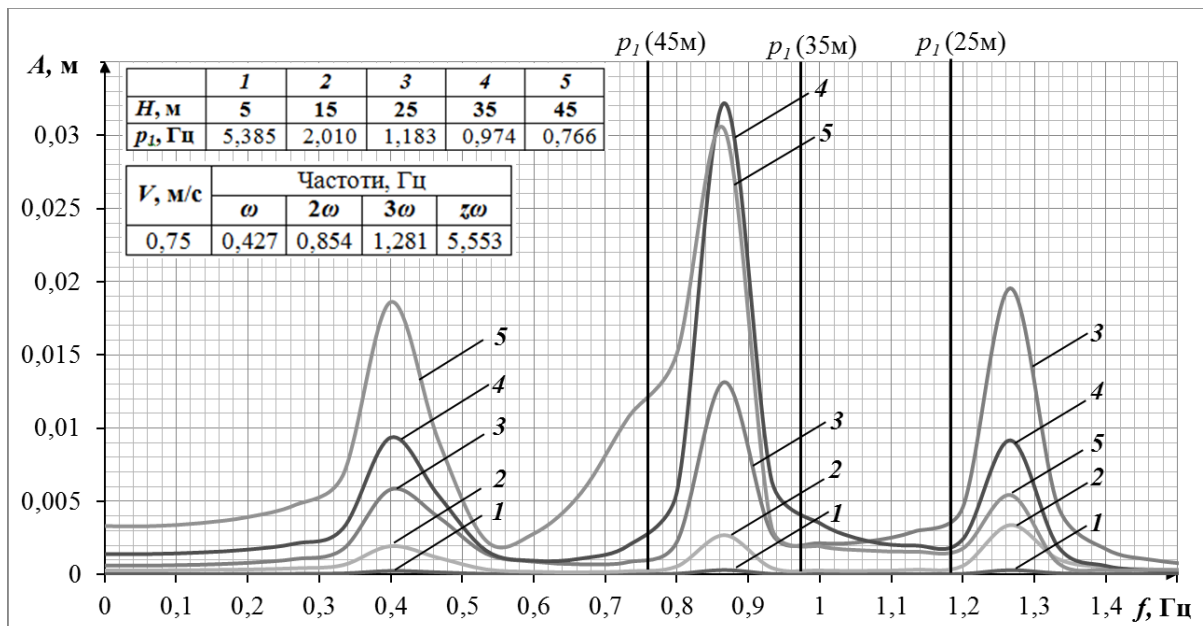


Рис. 2.31. АЧХ ескалатора при максимальному завантаженні 9000 чол/год та швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с залежно від висоти підйому ескалатора: 1 – 5 м; 2 – 15 м; 3 – 25 м; 4 – 35 м; 5 – 45 м

Дослідження впливу зовнішнього збурення при зміні висоти підйому ескалатора показує, що:

- 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. 2.31);
- 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.

Невеликий рівень амплітуд резонансних зон ескалаторів висотою підйому від 5 до 15 м пояснює 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.

#### **2.4.3.5 Дослідження впливу продуктивності ескалатора**

На рисунку 2.32 представлені АЧХ ескалатора висотою підйому 45 м при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с для обраних значень продуктивності. На рисунку 2.33 крива 1 представляє АЧХ системи ескалатора при русі без навантаження, крива 2 – при навантаженні 4500 чол/год та крива 3 – при максимальному навантаженні 9000 чол/год. Амплітуди зовнішніх збурень, обчислені за вище описаною методикою, становлять: для ескалатора висотою підйому 45 м при русі без навантаження -  $A = 5786$  Н, з навантаженням 4500 чол/год -  $A = 10272$  Н та з максимальним навантаженням 9000 чол/год -  $A = 18773$  Н.

Крім цього на рисунку представлені перші власні частоти  $p_1$  для ескалятора при різних значеннях навантаження (продуктивності) та приведена таблиця зі значеннями частот зовнішніх збурень при швидкості руху сходового полотна 0,75 м.

Для ескалятора 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 більша максимальної амплітуди коливань при навантаженні 9000 чол/год (рис. 2.332).

Отриманий результат показує, що зміна величини навантаження на ескалатор 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.

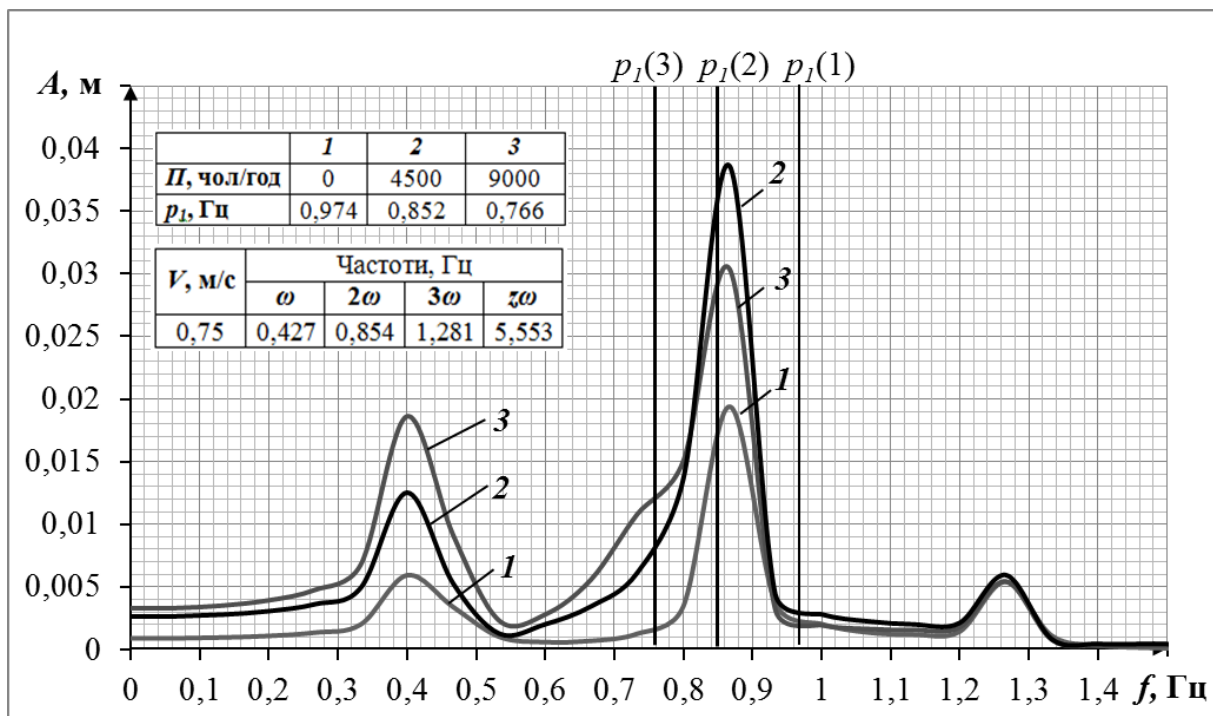


Рис. 2.32. АЧХ ескалятора висотою підйому 45 м при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с для значень продуктивності ескалятора: 1 – 0 чол/год; 2 – 4500 чол/год; 3 – 9000 чол/год



#### 2.4.4 Оцінка впливу динамічних навантажень на довговічність тягового органу

В класичному варіанті оцінки довговічності тягового органу ескалятора, розрахунок ланцюгового тягового органу на довговічність виконується по ГОСТ 25.101-83 [79]. При цьому вихідними даними для розрахунку є зусилля у тяговому органі ескалятора, отримані в результаті виконання тягового розрахунку сходового полотна. На основі отриманих зусиль у ланцюговому тяговому органі ескалятора визначаються:

- максимальні  $\sigma_{\max}$  та мінімальні  $\sigma_{\min}$  напруження навантажувальних циклів пластин ланцюгів по отриманим значенням найбільших  $Y_{\max}$  та найменших  $Y_{\min}$  зусиль у ланцюгах для ділянок ланцюгового тягового органу;
- характеристики опору втомі (ХОВ) сталених пластин ланцюгів з використанням діаграми Сміта, а саме коефіцієнт асиметрії циклу  $R$ , нормативне значення границі витривалості  $\overline{\sigma}_R$ , нормативне значення середнього квадратичного відхилення  $S_{\sigma_R}$ ;
- розрахункова границя витривалості  $R_R$ .

По результатам розрахунків перевіряється умова допустимості роботи у межах розрахункових циклів навантаження:

$$R_R > \sigma_{\max} . \quad (2.11)$$

З використанням динамічної моделі ескалятора, представленою системою із зосередженими параметрами, можливо отримати значення зусиль в тяговому органі ескалятора з врахуванням пружних та демпфіруючих властивостей системи. Виконана оцінка ресурсу деталей та вузлів машини, зокрема тягового органу, на основі отриманих з

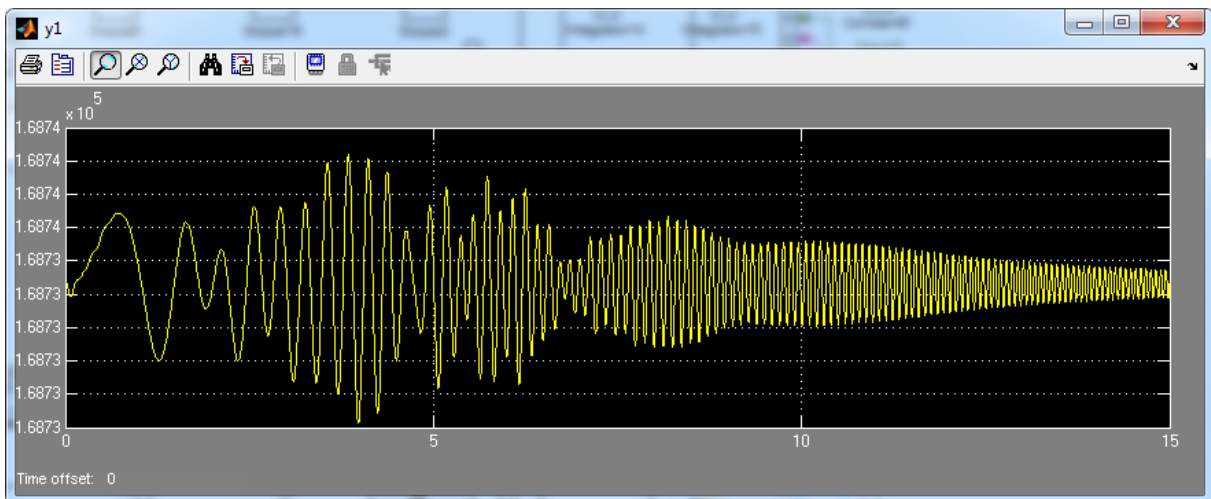
використанням динамічної моделі значень зусиль, є більш достовірною порівняно з оцінкою ресурсу на основі зусиль, отриманих шляхом виконання тягового розрахунку [8, 27, 25, 34].

#### 2.4.4.1 Визначення зусиль у тяговому органі ескалятора з врахуванням пружних та демпфіруючих властивостей

Зусилля  $y_i$ , Н на окремих ділянках тягового органу ескалятора з врахуванням пружних та демпфіруючих властивостей визначаються за результатами попереднього динамічного дослідження за залежностями:

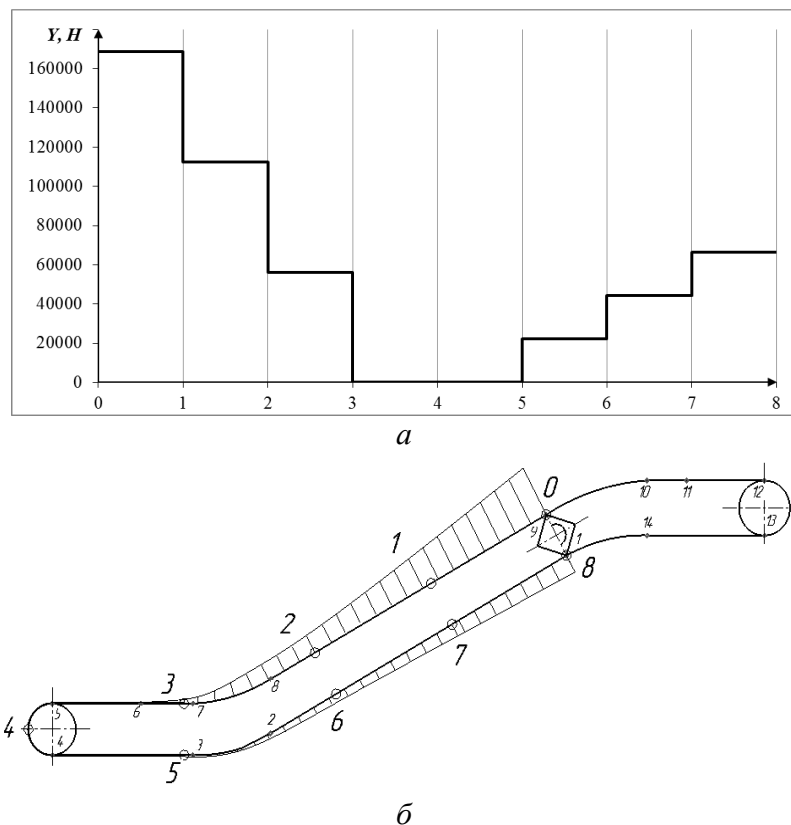
$$\begin{cases} y_1 = (x_1 - x_2)k \\ y_2 = (x_2 - x_3)k \\ y_3 = (x_3 - x_4)k \\ y_4 = (x_4 - x_5)k \\ y_5 = (x_5 - x_6)k \\ y_6 = (x_6 - x_7)k \\ y_7 = (x_7 - x_8)k \\ y_8 = x_8k \end{cases}$$

Для тягового органу ескалятора ці зусилля отримуються за допомогою блок-схеми алгоритму визначення динамічних властивостей машини. Як приклад, на рис. 2.33 представлено результат моделювання зміни зусиль на першій ділянці тягового органу ескалятора висотою підйому 45 м при русі на підйманні з максимальним навантаженням (продуктивність 9000 чол/год).



**Рис. 2.33.** Залежність зміни зусилля на першій ділянці тягового органу ескалатора від часу

Епюри зусиль у ланцюговому тяговому органі ескалатора представлені на рис. 2.34.



**Рис. 2.34.** Розподіл максимальних зусиль у тяговому органі ескалатора: *а)* епюри зусиль розраховані з використанням динамічної моделі тягового органу ескалатора; *б)* епюри зусиль на контурі ескалатора

Значення зусиль ділянок ланцюгового тягового органу ескалатора, отримані за допомогою стандартного тягового розрахунку і з використанням динамічної моделі наведені у таблиці 2.3.

**Таблиця 2.3. Значення зусиль у тяговому органі ескалатора**

| № ділянки | Зусилля в тяговому органі ескалатора, $Y_{\max}$ , МН |                                   |
|-----------|---|-----------------------------------|
|           | На основі тягового розрахунку                         | З використанням динамічної моделі |
| 1         | 0,168735  | 0,171900                          |
| 2         | 0,168735  | 0,113200                          |
| 3         | 0,003615  | 0,064800                          |
| 4         | 0,002187  | 0,008674                          |
| 5         | 0,002015  | 0,008750                          |
| 6         | 0,002550  | 0,030976                          |
| 7         | 0,066573  | 0,053185                          |
| 8         | 0,066573  | 0,075373                          |

#### **2.4.4.2 Розрахунок ланцюгового тягового органу на довговічність**

Визначенні максимальні напруження навантажувальних циклів та розрахункова границя витривалості на основі зусиль отриманих з використанням:

- тягового розрахунку;
- динамічної восьмимасової моделі механічної системи ескалатора.

Результати отримані для ділянок траси сходового полотна наведені у таблицях 2.4 та 2.5.

**Таблиця 2.4. Результати розрахунку на довговічність (тяговий розрахунок)**

| № | $Y_{\max}$ ,<br>МН | $Y_{\min}$ ,<br>МН | $\sigma_{\max}$ ,<br>МПа | $\sigma_{\min}$ ,<br>МПа | $R$  | $\overline{\sigma}_R$ ,<br>МПа | $S_{\sigma_R}$ ,<br>МПа | $R_R$ ,<br>МПа |
|---|--------------------|--------------------|--------------------------|--------------------------|------|--------------------------------|-------------------------|----------------|
| 1 | 0,168735           | 0,168735           | 665                      | 665                      | 1,00 | 900,0                          | 175                     | 674            |
| 2 | 0,168735           | 0,168735           | 665                      | 665                      | 1,00 | 900,0                          | 175                     | 674            |
| 3 | 0,003615           | 0,002198           | 14,3                     | 8,7                      | 0,61 | 504,5                          | 98                      | 378            |
| 4 | 0,002187           | 0,002176           | 8,6                      | 8,6                      | 0,99 | 891,0                          | 173                     | 668            |
| 5 | 0,002015           | 0,002015           | 8                        | 8                        | 1,00 | 900,0                          | 175                     | 674            |
| 6 | 0,002550           | 0,002000           | 10,1                     | 7,9                      | 0,78 | 628,8                          | 122                     | 471            |
| 7 | 0,066573           | 0,066573           | 262,4                    | 262,4                    | 1,00 | 900,0                          | 175                     | 674            |
| 8 | 0,066573           | 0,066573           | 262,4                    | 262,4                    | 1,00 | 900,0                          | 175                     | 674            |

**Таблиця 2.5. Результати розрахунку на довговічність (динамічна модель)**

| № | $Y_{\max}$ ,<br>МН | $Y_{\min}$ ,<br>МН | $\sigma_{\max}$ ,<br>МПа | $\sigma_{\min}$ ,<br>МПа | $R$  | $\overline{\sigma}_R$ ,<br>МПа | $S_{\sigma_R}$ ,<br>МПа | $R_R$ ,<br>МПа |
|---|--------------------|--------------------|--------------------------|--------------------------|------|--------------------------------|-------------------------|----------------|
| 1 | 0,1719             | 0,16718            | 677,45                   | 658,85                   | 0,97 | 853,1                          | 166                     | 639            |
| 2 | 0,1132             | 0,11067            | 446,12                   | 436,15                   | 0,98 | 861,5                          | 168                     | 645            |
| 3 | 0,0648             | 0,061353           | 255,38                   | 241,79                   | 0,95 | 813,5                          | 158                     | 609            |
| 4 | 0,008674           | 0,007521           | 34,18                    | 29,64                    | 0,87 | 711,0                          | 138                     | 533            |
| 5 | 0,00875            | 0,0078             | 34,48                    | 30,74                    | 0,89 | 739,4                          | 144                     | 554            |
| 6 | 0,030976           | 0,029961           | 122,08                   | 118,08                   | 0,97 | 844,6                          | 164                     | 633            |
| 7 | 0,053185           | 0,052116           | 209,60                   | 205,39                   | 0,98 | 865,2                          | 168                     | 648            |
| 8 | 0,075373           | 0,074276           | 297,04                   | 292,72                   | 0,99 | 874,5                          | 170                     | 655            |

За результатами розрахунків перевірена умова допустимості роботи тягового органу ескалатора ЕТХ висотою підйому 45 м у межах розрахункових циклів навантаження:

- у випадку використання як вхідних даних для оцінки довговічності тягового органу ескалатора значення зусиль, отриманих за допомогою тягового розрахунку сходового полотна, видно (таблиця 2.3), що всі ділянки ланцюгового тягового органу працюють у межах допустимих циклів навантажень, тобто цикл навантажень для всіх ділянок тягового органу не є пошкоджуючим;

- у випадку використання як вхідних даних для оцінки довговічності тягового органу ескалатора значення зусиль, отриманих за допомогою динамічної моделі механічної системи ескалатора, видно (таблиця 2.5), що для ділянки ланцюгового тягового органу 1 умова допустимості роботи у межах розрахункових циклів навантажень не виконується, тобто цикл навантаження для цієї ділянки є пошкоджуючим.

Отримані результати свідчать, що зусилля у тяговому органі ескалатора, отримані з врахуванням динаміки роботи ескалатора, є більш достовірними у порівнянні із отриманими за допомогою статичних методів розрахунку, а отже виконана на основі них оцінка довговічності тягового органу дає змогу реальніше оцінити стан конструкції машини.

## **2.5 Вплив конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора на рівні зусиль в тяговому органі**

### **2.5.1 Загальні положення**

Динамічна модель механічної системи ескалатора дозволяє отримати динамічні характеристики системи – динамічну податливість, АЧХ та значення зусиль у тяговому органі ескалатора.

Однак, застосування такого алгоритму визначення зусиль у тяговому ланцюзі на початкових етапах проектування невиправдано, оскільки є громіздким і передбачає виконання тягових розрахунків, визначення пружних параметрів, адаптування алгоритму розрахунку у Simulink MatLab та інше.

Для прискорення і спрощення визначення зусиль у ланцюговому тяговому органі на початковому етапі проектування без втрати якості, виконано дослідження щодо встановлення залежності максимальних

(мінімальних) зусиль тягового органу від конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора з використанням його динамічної моделі механічної системи. Поставлена задача виконана за допомогою математичної теорії планування експерименту [94, 2, 85].

Задача нелінійного проектування в такому випадку може бути сформульована у вигляді пошуку вектора, який мінімізує (максимізує) цільову функцію  $F(\bar{x})$ :

$$\left. \begin{array}{l} F(\bar{x}) \text{ при } f_j(\bar{x}) \leq 0, j = 1, 2, \dots, m \\ F(\bar{x}) \text{ при } q_j(\bar{x}) \leq 0, j = m + 1, m + 2, \dots, p \end{array} \right\} \quad (2.12)$$

де  $\bar{x}$  - вектор-стовпчик в  $n$ -вимірному просторі складові якого  $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_n$  є незалежними змінними;

$f_j(\bar{x})$  і  $q_j(\bar{x})$  - лінійні та (або) нелінійні обмеження.

Вираз (2.13) можна представити у вигляді:

$$\{F(\bar{x}) \times \in R\}, \quad (2.13)$$

де  $R$  - область зміни вектору  $\bar{x}$ , що задана обмеженнями  $f_j(\bar{x})$  і  $q_j(\bar{x})$ , тобто

$$R = \{\bar{x} \mid f_j(\bar{x}) \leq 0; q_j(\bar{x}) = 0 \text{ для всіх } j\} \quad (2.14)$$

Вектор  $\bar{x}^*$ , що задовольняє умовам є оптимальною точкою, а відповідне значення  $F(\bar{x}^*)$  – оптимальним значенням цільової функції.

### 2.5.2 Планування експерименту

Попередні дослідження та аналіз апріорної інформації дозволив виділити фактори, що найсуттєвіше впливають на рівень зусиль у тяговому органі ескалатора:

- продуктивність ескалатора  $\Pi$ ;

- швидкість руху сходового полотна  $v$ ;
- висота підйому ескалатора  $H$ .

Умови комп'ютерного експерименту, що проводився на динамічній моделі наведено у таблиці 2.6.

**Таблиця 2.6. Умови проведення експерименту**

| Фактор                                      | Позна-чення | Рівні варіювання |       |      |       |      | Інтервал варіювання |
|---|-------------|------------------|-------|------|-------|------|---------------------|
|   |             | -1               | -0,5  | 0    | 0,5   | +1   |                     |
| Продуктивність ескалатора, $P$ , 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 ескалатора, $H$ , м          | $x_3$       | 10               | 23,75 | 37,5 | 51,25 | 65   | 13,75               |

Використаний план експерименту близький до  $D$ - оптимального центрального композиційного плану типу  $B_k$  [20]. Матриця плану експерименту [56] та його результати представлено у таблиці 2.6, де:

- $Y_{\max. \text{екс}}$  - отримані при різних комбінаціях впливових факторів з використанням розрахункової динамічної моделі тягового органу значення максимального зусилля у тяговому органі ескалатора, Н;
- $Y_{\max. \text{теор}}$  - отримані при різних комбінаціях впливових факторів з використанням апроксимуючої залежності значення максимального зусилля у тяговому органі ескалатора, Н;
- $dY_{\max} = Y_{\max. \text{екс}} - Y_{\max. \text{теор}}$  - різниці результатів експерименту, Н.



**Таблиця 2.7. Матриця планування експерименту та результати експерименту**

| №  | Матриця планування |       |       | Робоча матриця     |                |         | Результати експерименту        |                                 |             |
|----|--------------------|-------|-------|--------------------|----------------|---------|--------------------------------|---------------------------------|-------------|
|    | $x_1$              | $x_2$ | $x_3$ | $\Pi$ ,<br>чол/год | $\nu$ ,<br>м/с | $H$ , м | $Y_{\max . \text{екс}}$ ,<br>Н | $Y_{\max . \text{теор}}$ ,<br>Н | $dY_{\max}$ |
| 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       |

У результаті обробки даних розраховані коефіцієнти регресії і отримана апроксимуюча залежність, що описує значення факторів, які розглядаються:

$$\begin{aligned} \hat{Y} = & 137797,656250 + 54826,574219 \cdot x_1 + 2136,666748 \cdot x_2 + \\ & + 107730,8125 \cdot x_3 - 2476,625 \cdot x_1 \cdot x_2 + 41698,375 \cdot x_1 \cdot x_3 + \\ & + 205,625 \cdot x_2 \cdot x_3 - 1424,731079 \cdot x_1^2 + 1921,561035 \cdot x_2^2 + \\ & + 1534,879272 \cdot x_3^2 \end{aligned} \quad (2.15)$$

Значення рівнів зусиль ( $Y_{\max. \text{теор}}$ ), знайдені по апроксимуючій залежності наведені у таблиці 2.7.

Після перевірки статистичної значимості коефіцієнтів апроксимуюча залежність буде мати вигляд:

$$\hat{Y}_{\max} = 137821,63 + 54826,57 \cdot x_1 + 2136,67 \cdot x_2 + 107730,81 \cdot x_3 - 2476,63 \cdot x_1 \cdot x_2 + 41698,38 \cdot x_1 \cdot x_3 + 2050,63 \cdot x_2 \cdot x_3 + 1983,69 \cdot x_2^2 \quad (2.16)$$

Оскільки проводився комп'ютерний експеримент з допомогою програмного комплексу Simulink Matlab, то виконати за традиційним критерієм Фішера перевірку адекватності рівняння регресії неможливо, так як помилка повторних дослідів в кожній точці плану (тобто помилка повторного комп'ютерного обчислення), а отже і дисперсія дослідів, практично дорівнює нулю. Тому ступень розсіювання зусиль в тяговому органі ескалятора оцінювався коефіцієнтом варіації по формулі [94]:

$$\rho = \frac{1}{b_0} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (Y_i - \hat{Y}_i)^2}{N - \lambda}} \leq \alpha \quad (2.17)$$

де  $\lambda$  - число коефіцієнтів рівняння регресії,

$\alpha$  - рівень значущості (зазвичай приймають 0,05);

$\hat{Y}$  - оцінка апроксимуючого параметра.

Рівняння регресії вважається адекватним при  $\rho \leq \alpha$ .

Коефіцієнт варіації вихідної залежності становить 0,028, отже модель описана рівнянням регресії можна вважати адекватною.

### 2.5.3 Оцінка впливу конструктивно-експлуатаційних параметрів на рівні зусиль

Отримана математична модель для відповідних значень факторів на основі розрахунку динамічної моделі механічної системи ескалятора

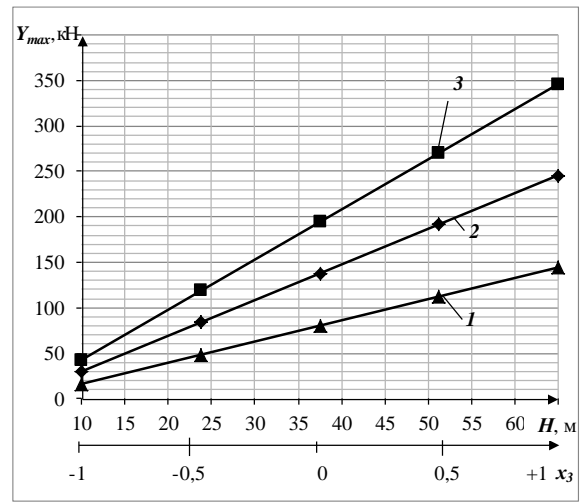
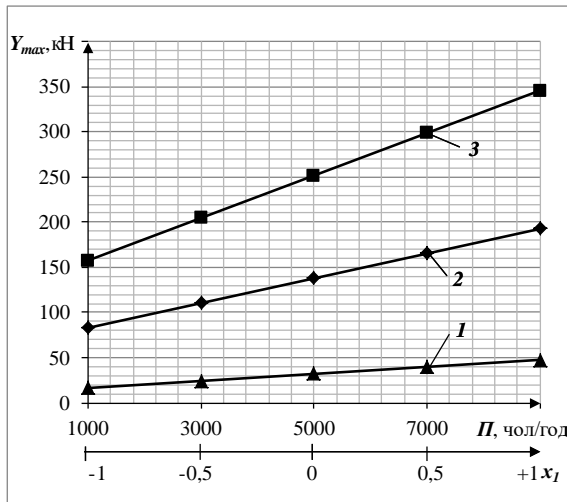
дозволяє достатньо просто обрати необхідні параметри ескалатора на етапі його проектування з врахуванням рівнів зусиль, які діють в його тяговому органі.

На основі отриманого рівняння регресії побудовані графіки залежності зусилля в тяговому органі ескалатора від:

- продуктивності (рис. 2.35, а);
- висоти підйому (рис. 2.35, б);
- швидкості руху сходового полотна (рис. 2.35, в).

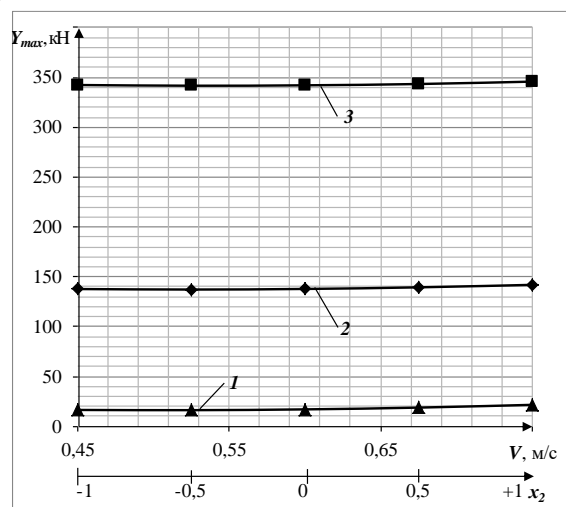
Рис. 2.35, а містить залежності зусилля в тяговому органі ескалатора від продуктивності, де: крива 1 – залежність зусилля від продуктивності при швидкості руху сходового полотна 0,45 м/с ( $x_2 = -1$ ) та висоти підйому 10 м ( $x_3 = -1$ ); крива 2 - залежність зусилля від продуктивності при швидкості руху сходового полотна 0,6 м/с ( $x_2 = 0$ ) та висоти підйому 37,5 м ( $x_3 = 0$ ); крива 3 - залежність зусилля від продуктивності при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с ( $x_2 = +1$ ) та висоти підйому 65 м ( $x_3 = +1$ ).

Рис. 2.35, б показує залежності зусилля в тяговому органі ескалатора від висоти підйому, де: крива 1 – залежність зусилля від висоти підйому при швидкості руху сходового полотна 0,45 м/с ( $x_2 = -1$ ) та продуктивності 1000 чол/год ( $x_1 = -1$ ); крива 2 - залежність зусилля від висоти підйому при швидкості руху сходового полотна 0,6 м/с ( $x_2 = 0$ ) та продуктивності 5000 чол/год ( $x_1 = 0$ ); крива 3 - залежність зусилля від висоти підйому при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с ( $x_2 = +1$ ) та продуктивності 9000 чол/год ( $x_1 = +1$ ).



*a*

*б*



*в*

**Рис. 2.35.** Залежність зусилля в тяговому органі ескалятора від: *a)* продуктивності ескалятора: *1* – при  $x_2 = -1$ ,  $x_3 = -1$ ; *2* – при  $x_2 = 0$ ,  $x_3 = 0$ ; *3* – при  $x_2 = +1$ ,  $x_3 = +1$ ; *б)* висоти підйому ескалятора: *1* – при  $x_2 = -1$ ,  $x_1 = -1$ ; *2* – при  $x_2 = 0$ ,  $x_1 = 0$ ; *3* – при  $x_2 = +1$ ,  $x_1 = +1$ ; *в)* швидкості руху сходового полотна: *1* – при  $x_1 = -1$ ,  $x_3 = -1$ ; *2* – при  $x_1 = 0$ ,  $x_3 = 0$ ; *3* – при  $x_1 = +1$ ,  $x_3 = +1$

Рис. 2.35, *в* містить залежності зусилля в тяговому органі ескалятора від швидкості руху сходового полотна, де: крива 1 – залежність зусилля від швидкості руху сходового полотна при продуктивності 1000 чол/год ( $x_1 = -1$ ) та висоти підйому 10 м ( $x_3 = -1$ ); крива 2 – залежність зусилля від швидкості руху сходового полотна при продуктивності 5000 чол/год ( $x_1 = 0$ ) та висоти підйому 37,5 м ( $x_3 = 0$ ); крива 3 – залежність зусилля від

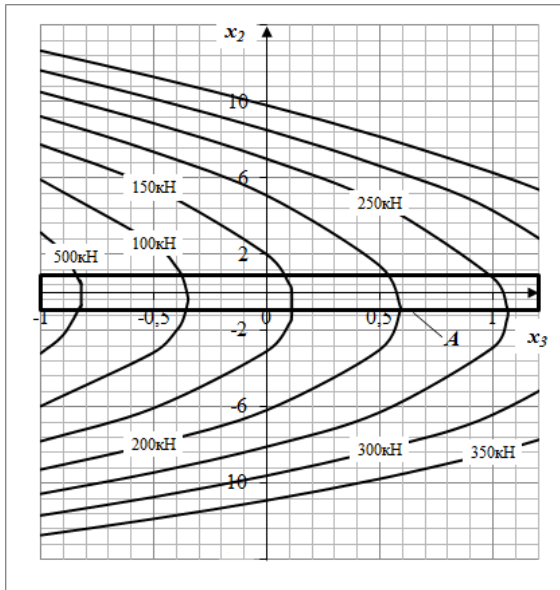
швидкості руху сходового полотна при продуктивності 9000 чол/год ( $x_1 = +1$ ) та висоти підйому 65 м ( $x_3 = +1$ ).

З аналізу рисунків 2.35 *а*, *б* та *в* можна зробити висновок про взаємозв'язок конструктивно-експлуатаційних характеристик типового ряду тунельних ескалаторів.

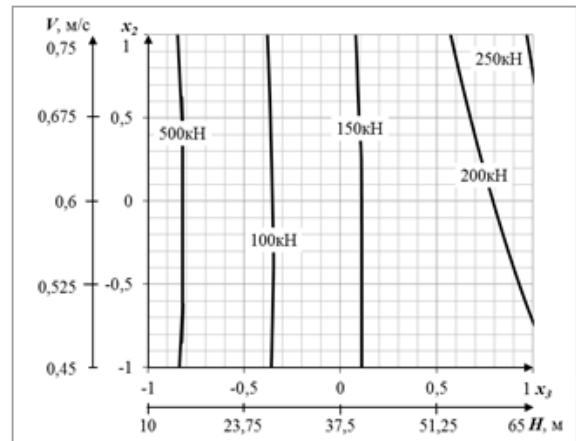
Крім цього, на основі отриманого рівняння регресії побудовані лінії рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від:

- швидкості руху сходового полотна та висоти підйому (рис. 2.36);
- продуктивності та висоти підйому (рис. 2.37);
- швидкості руху сходового полотна та продуктивності (рис. 2.37).

На рисунку 2.36, *а* зображені лінії рівних рівнів зусилля в тяговому органі в залежності від швидкості руху сходового полотна та висоти підйому ескалатора при значенні продуктивності 5000 чол/год ( $x_1 = 0$ ). На рисунку 2.37, *а* зображені лінії рівних рівнів зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності та висоти підйому ескалатора при значенні швидкості сходового полотна 0,6 м/с ( $x_2 = 0$ ). На рисунку 2,38, *а* зображені лінії рівних рівнів зусилля в тяговому органі в залежності від швидкості руху сходового полотна та продуктивності ескалатора при висоті підйому 37,5 м ( $x_3 = 0$ ). Крім цього на зазначених вище рисунках виділена зона А – область допустимого варіювання факторів, яка збільшено представлена на рис. 2.36, *б*, рис. 2.37, *б*, рис. 2.38, *б*, відповідно.

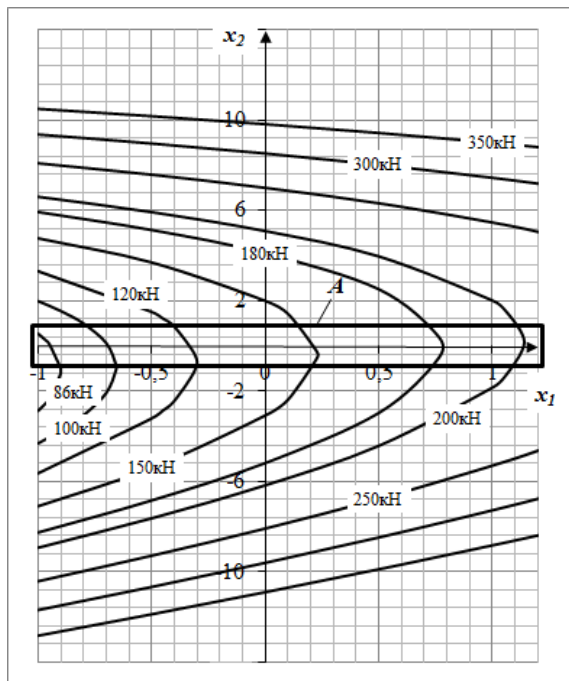


*a*

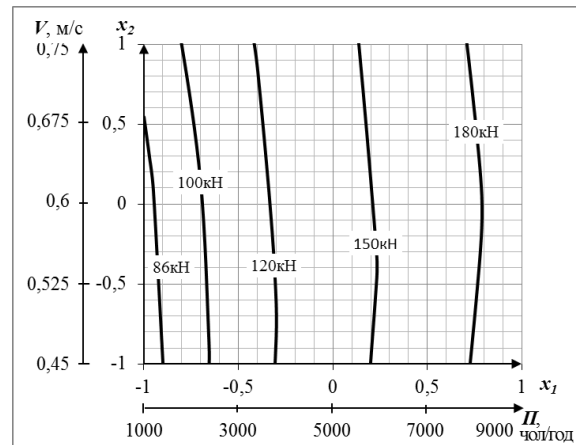


*б*

**Рис. 2.36.** Лінії рівнів зусилля в тяговому органі в залежності від швидкості руху сходового полотна та висоти підйому ескалятора ( $x_1 = 0$ ,  $\Pi = 5000$  чел/год): *a*) загальна картина ліній рівних зусиль; *A* – область варіювання факторів; *б*) область варіювання факторів

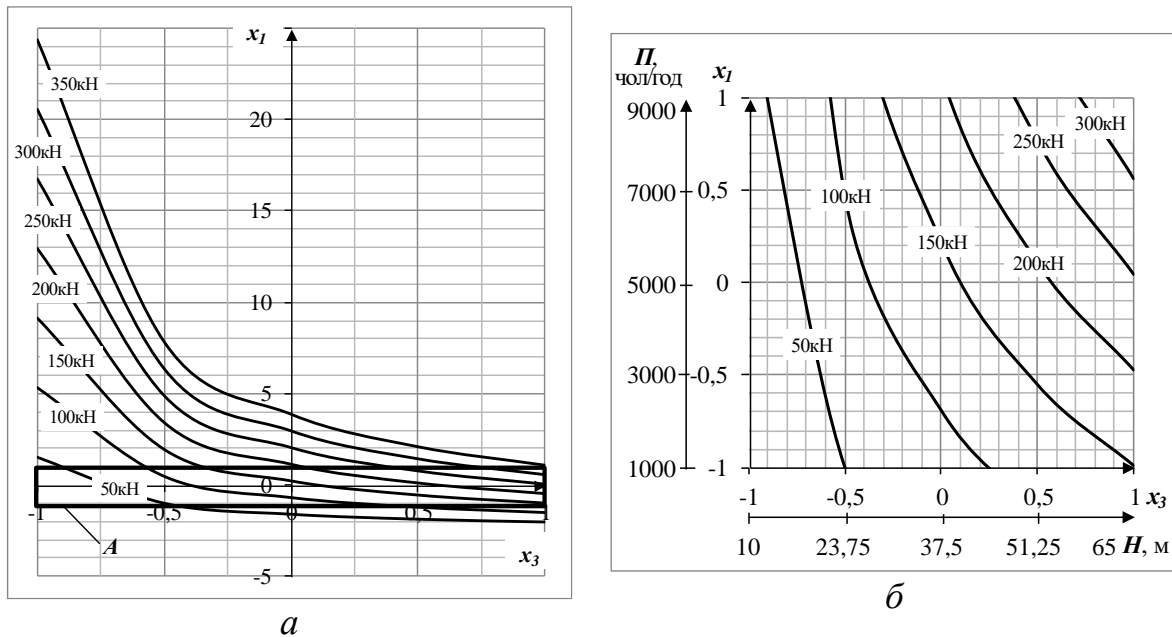


*a*



*б*

**Рис. 2.37.** Лінії рівнів зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності та висоти підйому ескалятора ( $x_2 = 0$ ,  $v = 0,6$  м/с): *a*) загальна картина ліній рівних зусиль; *A* – область варіювання факторів; *б*) область варіювання факторів



**Рис. 2.38. Лінії рівних рівнів зусилля в тяговому органі в залежності від швидкості руху сходового полотна та продуктивності ескалатора ( $x_3 = 0$ ,  $H = 37,5$  м): а) загальна картина ліній рівних зусиль; А – область варіювання факторів; б) область варіювання факторів**

Необхідно зауважити, що розраховувати навантаження в тяговому органі для розглянутої групи ескалаторів за допомогою формули (2.17) можна тільки у дослідженій області визначення факторів (рис. 2.36-2.38).

### 2.5.4 Застосування регресійної залежності в практиці проектування ескалаторів

На основі графіків залежності зусилля від продуктивності, висоти підйому та швидкості руху сходового полотна, вирішується задача визначення зусилля в тяговому органі ескалатора. Отримані значення використовуються для визначення типорозміру тягового ланцюга на попередніх етапах проектування.

Наприклад, використовуючи залежність зусилля в тяговому органі від висоти підйому ескалатора (рис. 2.39), отримуємо значення максимального зусилля в тяговому органі ескалатора висотою підйому 45 м при продуктивності 9000 чел/год та швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с.

Максимальне значення зусилля в тяговому органі ескалатора висотою підйому 45 м становить 235 кН (рис. 2.39). За отриманим максимальним значенням зусилля вибираємо типорозмір ланцюга, що дозволяє до виконання тягового розрахунку більш точно визначити погонне навантаження від ваги ланцюга.

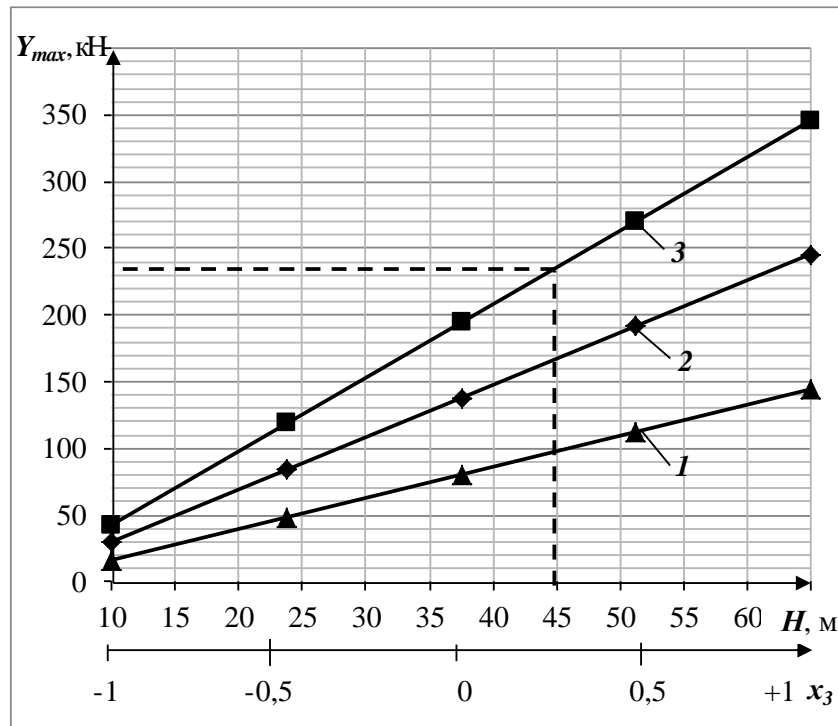


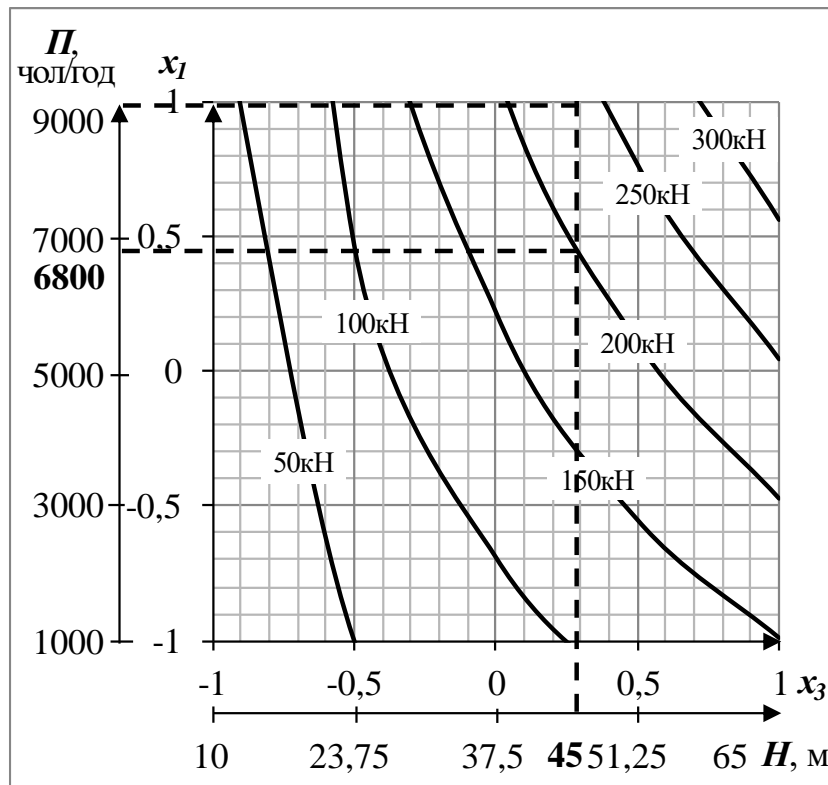
Рис. 2.39. Залежність зусилля в тяговому органі ескалатора від висоти підйому ескалатора: 1 – при  $x_2 = -1, x_1 = -1$ , 2 – при  $x_2 = 0, x_1 = 0$ , 3 – при  $x_2 = +1, x_1 = +1$

На основі ліній рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності, висоти підйому та швидкості руху сходового полотна ескалатора, вирішується задача вибору ланцюга з врахуванням його максимальної тягової здатності.

Наприклад, використовуючи лінії рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності та висоти підйому ескалатора (рис. 2.40), отримуємо, що для ескалатора висотою підйому 45 м для забезпечення продуктивності 9000 чол/год необхідно використовувати ланцюг, який повинен витримувати зусилля 250 кН, що буде не раціональним використанням його тягової здатності. Разом з тим, якщо поступитися



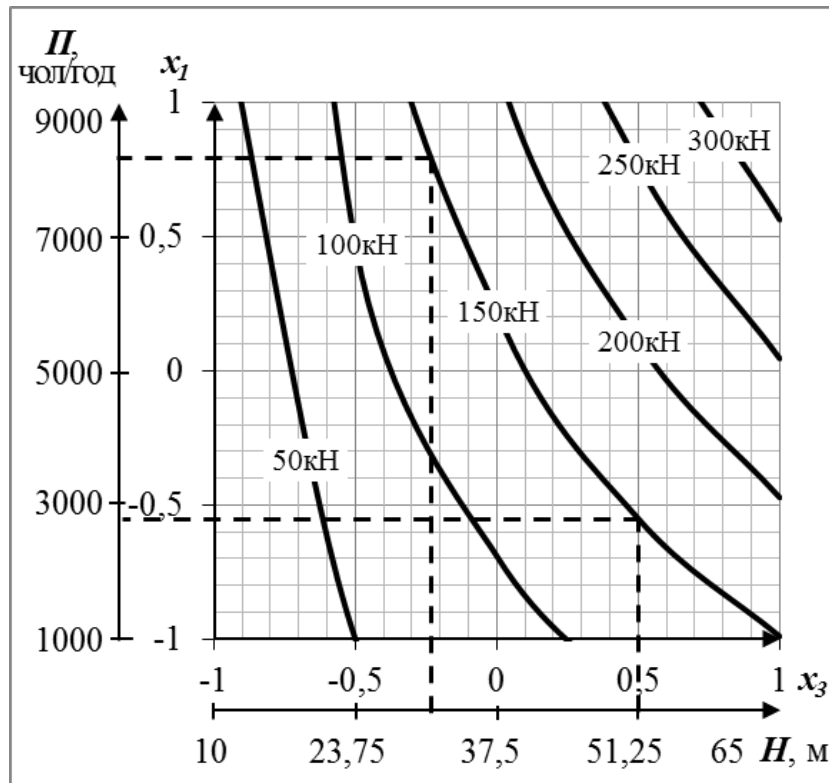
рівнем продуктивності можна використати ланцюг менш важкий, але його тягова здатність буде використовуватись максимально можливо.



**Рис. 2.40.** Лінії рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності та висоти підйому ескалатора

Крім цього з використанням ліній рівних відгуків зусилля в тяговому органі ескалатора в залежності від його конструктивно-експлуатаційних характеристик може бути розв’язана задача у постановці раціоналізації вибору продуктивності (пропускної здатності) в залежності від рівнів максимальних (мінімальних) сили натягу та швидкості руху тягового органу або у іншій комбінації параметрів.

Наприклад, з ліній рівного відгуку (рис. 2.41) видно, що зусилля в тяговому ланцюзі, яке рівне 150 кН буде однаковим як у ескалатора з продуктивністю 8200 чол/год і висотою підйому 30,6 м, так і у ескалатора з продуктивністю 2700 чол/год і висотою підйому 51,3 м.



**Рис. 2.41.** Приклад використання ліній рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності та висоти підйому ескалатора.

## 2.6 Рекомендації до вибору та призначення конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів

На основі проведеного дослідження динамічних властивостей механічної системи ескалатора з проміжним розміщенням приводу та розробки методик експрес-оцінок конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів, розроблені рекомендації щодо призначення конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів на етапах проектування та експлуатації.

### 2.6.1 Рекомендації щодо вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора

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;
- визначити пружні властивості ланцюгового тягового органу з використанням методики вибору характеристик жорсткості, що полягає у порівнянні результатів натурального експерименту з результатами розрахунку жорсткості при умові ідеального з'єднання елементів ланцюга та їх з'єднання з врахуванням похибок виготовлення та монтажу;
- побудувати модель багатомасової систему ескалатора із зосередженими параметрами;
- побудувати та проаналізувати динамічні податливості механічної системи ескалатора;
- побудувати та проаналізувати АЧХ машини з врахуванням типових частот збурень;
- з використанням динамічної моделі ескалатора визначити значення зусиль у тяговому органі ескалатора для проведення оцінки довговічності елементів його конструкції.

На етапі експлуатації, рекомендовано:

- за результатами вхідної діагностики скласти карти розміщення резонансних зон;
- за результатами періодичної діагностики змоделювати зміни динамічних характеристик з подальшою корекцією карти резонансних зон;
- дотримуватись режимів руху полотна за межами резонансних зон.

## 2.6.2 Алгоритми проектування ескалатора

Результати досліджень в області проектування та розрахунку ескалаторів узагальнені у розробленому алгоритмі проектування машин даного типу. Алгоритм приведений у вигляді блок-схеми (рис. 2.42).

Алгоритм проектування машини ескалатора з проміжним розміщенням приводу полягає у наступних етапах:

1) Визначення попередніх вхідних даних для проектування машини з врахуванням норм та вимог проектування та конструювання ескалаторів [63, 111, 73, 74, 114, 110] - тип конструктивної схеми, висота підйому, геометричні розміри прямолінійних ділянок та інше.

2) Попередній розрахунок рівня зусиль в тяговому органі ескалатора з використанням залежності зусилля в тяговому органі ескалатора від висоти підйому.

3) Попередній вибір типорозміру ланцюга та його основних параметрів:

- крок ланцюга;
- розривна сила;
- погонна маса.

4) Уточнення вхідних даних (продуктивність, геометричні розміри та інше) [9].

5) Попередній вибір основних технічних параметрів ескалатора та встановлення відповідності їх з нормативними документами [63, 111, 73, 74, 114, 110]:

- ширина сходового полотна;
- база східця;
- маса східця;
- крок східців у полотні;

- діаметр бігунків.
- 6) Визначення геометричних розмірів траси ескалатора:
  - радіуси криволінійних опуклих ділянок на робочій та холостій гілках;
  - радіуси криволінійних ввігнутих ділянок траси на робочій та холостій гілках;
  - інші розміри.
- 7) Визначення погонних навантажень від ваги:
  - пасажирів;
  - сходового полотна;
  - ланцюга.
- 8) Визначення коефіцієнт опору пересування сходового полотна по напрямних та мінімальної сили натягу ланцюгів.
- 9) Виконання тягового розрахунку сходового полотна методом обходу за контуром [9].
- 10) Перевірка відриву бігунків сходиць на криволінійних ділянках від напрямних.
- 11) Вибір конструкції поручневої установки.
- 12) Виконання тягового розрахунку поручневої установки [9].
- 13) Перевірка поручня на міцність.
- 14) Визначення потужності:
  - розрахункової потужності для приведення в рух сходового полотна;
  - розрахункової потужності для забезпечення руху поручнів;
  - загальної розрахункової потужності приводу ескалатора;
  - установлювальної потужності з врахуванням коефіцієнту запасу.

15) Визначення загального опору пересуванню сходового полотна і поручнів.

16) За значенням установлювальної потужності вибір електродвигуна:

- тип;
- потужність;
- частота обертання вала;
- момент інерції ротора.

17) Розрахунок сили натягу ланцюга натяжним пристроєм [9].

18) Розрахунок та вибір елементів приводу:

- діаметр зірочок;
- кількість зубців;
- рок зубців;
- частота обертання привідних зірочок;
- передаточне число редуктора.

19) Перевірка умови міцності ланцюга [9].

20) Розрахунок параметрів пуску та гальмування ескалатора.

21) Перевірка умови аварійного гальмування [9].

22) Розрахунок параметрів динамічної механічної системи ескалатора:

- вибір кількості мас розрахункової моделі;
- визначення геометричної характеристики ділянки ланцюга;
- визначення маси робочої та холостих гілок;
- визначення опору пересуванню робочої та холостої гілок [9].

23) Визначення жорсткості ділянки ланцюга та коефіцієнту демпфірування ділянки ланцюга.

24) Розрахунок частот збурення.

- 25) Побудова та аналіз АЧХ механічної системи ескалатора.
- 26) Розробка рекомендацій, щодо конструювання та експлуатації спроектованого ескалатора.
- 27) Визначення за допомогою розрахункової динамічної моделі ескалатора зусиль у тяговому органі ескалатора.
- 28) Розрахунок тягового органу на довговічність. Перевірка умови допустимості роботи у межах розрахункових циклів навантаження.

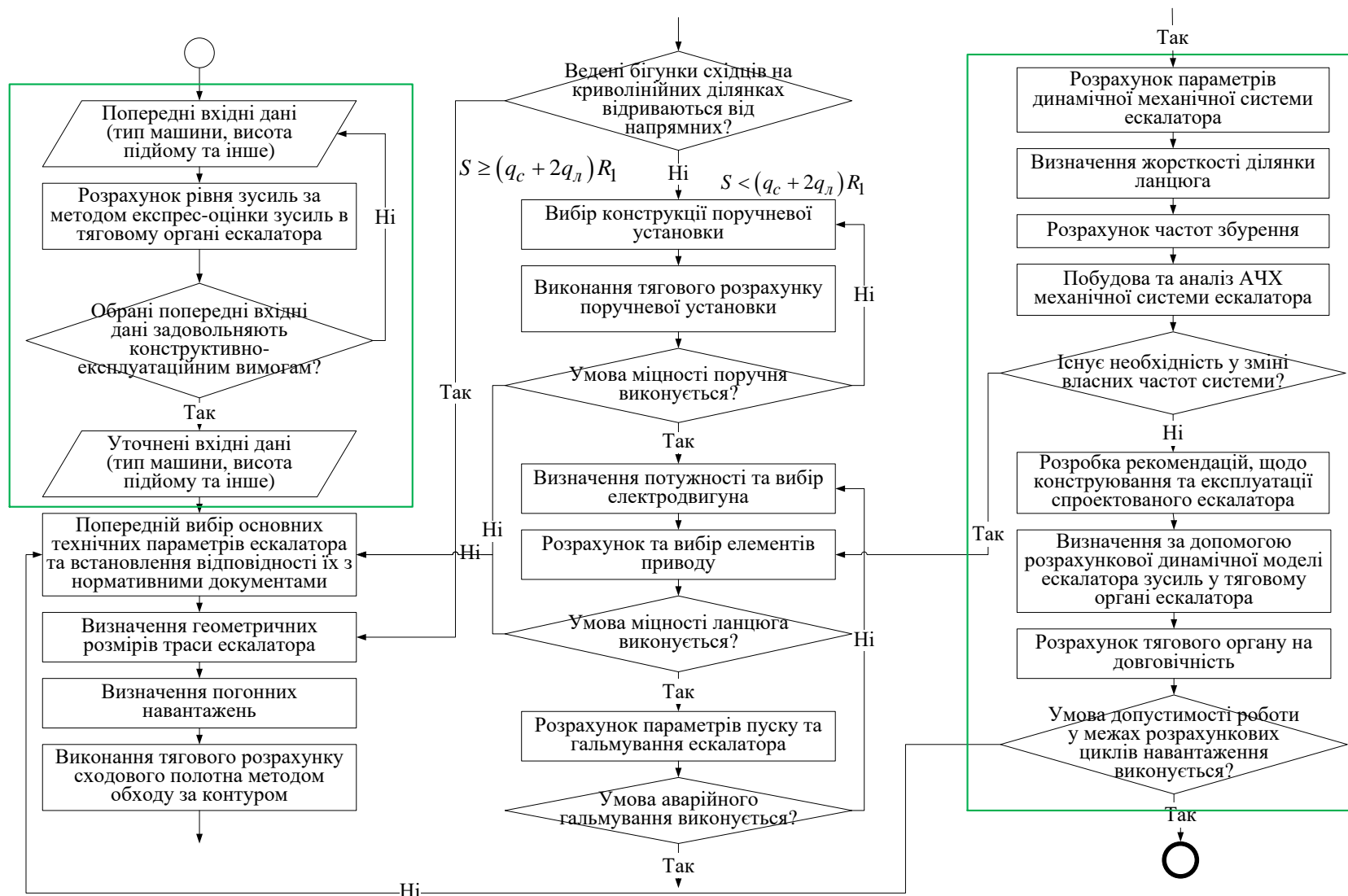


Рис. 2.42. Блок-схема алгоритму проектування ескалатора



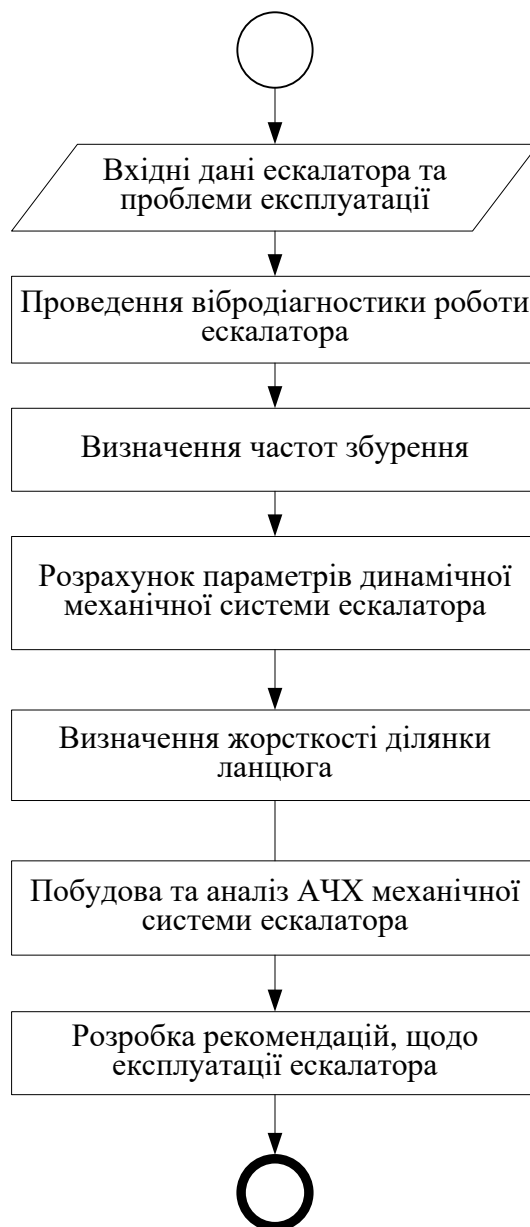
### 2.6.3 Алгоритми дослідження динамічних параметрів на етапі експлуатації

В результаті проведення досліджень розроблений алгоритм дослідження динамічних параметрів ескалатора на етапі експлуатації машини, що дозволяє виявити причини порушення нормальної експлуатації машини та розробити рекомендації по їх усуненню. Алгоритм представлений блок-схемою та наведений на рисунку 2.43.

Алгоритм дослідження динамічних параметрів ескалатора з проміжним розміщенням приводу полягає у наступних етапах:

- 1) Встановлення вхідних параметрів ескалатора та проблем його експлуатації.
- 2) Проведення вібродіагностики роботи ескалатора з допомогою візуальних та інструментальних засобів.
- 3) Складання карти розміщення резонансних зон.
- 4) Визначення частот збурень.
- 5) Розрахунок параметрів пуску та гальмування ескалатора. Перевірка умови аварійного гальмування [9].
- 6) Розрахунок параметрів динамічної механічної системи ескалатора:
  - вибір кількості мас розрахункової моделі;
  - визначення геометричної характеристики ділянки ланцюга;
  - визначення маси робочої та холостих гілок;
  - визначення опору пересуванню робочої та холостої гілок [9].
- 7) Визначення жорсткості ділянки ланцюга та коефіцієнту демпфірування ділянки ланцюга.
- 8) Побудова та аналіз АЧХ механічної системи ескалатора (див. 2.4.3).

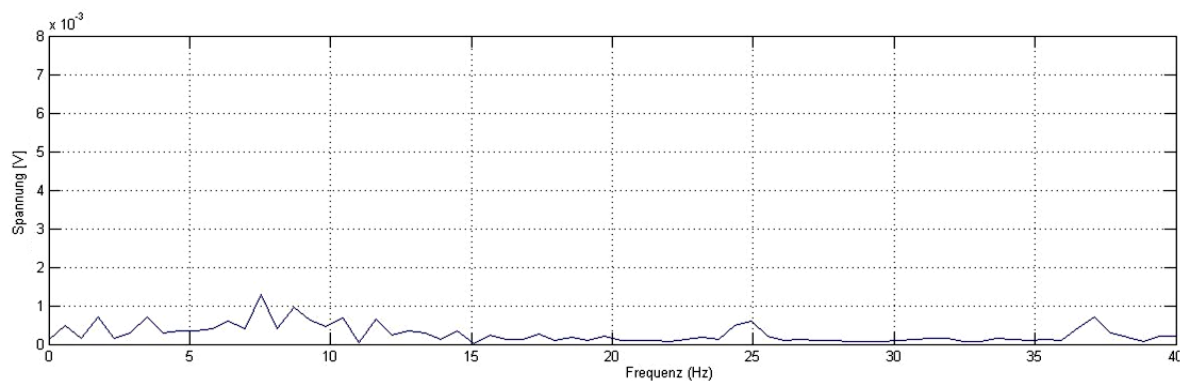
- 9) Корекцією карти резонансних зон.
- 10) Розробка рекомендацій, щодо експлуатації спроектованого ескалатора.



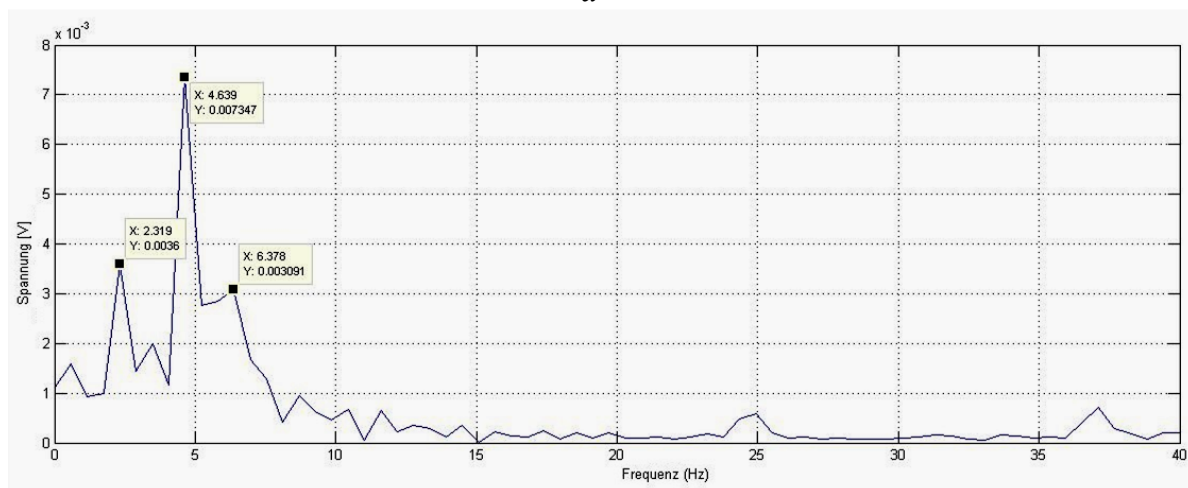
**Рис. 2.43. Блок-схема алгоритму дослідження динаміки на етапі експлуатації ескалатора**

Результати проведених досліджень були використані для виконання технічної діагностики редуктора головного приводу ескалатора №3 ст.

«Палац спорту»-1. Спектри шумів справного редуктора ескалатора №1 та з порушеннями в роботі ескалатора №3 при русі на підйом з навантаженням представлені на рис. 2.44, *а* та *б*, відповідно.



*а*



*б*

**Рис. 2.44. Спектри шумів роботи редукторів ескалаторів: *а*) справний редуктор ескалатора №1; *б*) редуктор ескалатора №3 з порушеннями в роботі**

В результаті проведеної діагностики було встановлено, що підвищення рівня вібрації в редукторі ескалатора обумовлені зносом підшипників, пластичними деформаціями поверхонь спряження зубчастих коліс. Попередніми причинами є підвищенні динамічні навантаження від тягового органу, що підтверджено наявністю в спектрах шумів вібрацій частот, пов'язаних з переспряженням зубців  $p = 4,8$  Гц (див. рис. 2.44, *б*).

Акти виконаних робіт по технічній діагностиці редуктора ескалатора №3 та передачі для впровадження результатів роботи наведені в додатках В та Г, відповідно.

## **2.7 Рекомендації щодо зменшення впливу циклічних навантажень на роботу поручневої установки**

Критеріями працездатності тягового елемента поручня є:

1. Контактна локальна міцність (витривалість) елементів спряження – стрічка і привідний блок.
2. Міцність стрічки на розрив.
3. Циклічна міцність стрічки
4. Втрата стійкості форми в перерізах послаблених отворами.

Оцінка працездатності тягового елемента поручня ескалатора виконана для наступних конструкцій поручнів:

- поручень з рознесеними функціями [68, 11, 29, 33, 67, 68, 69, 70];
- поручень із встановленими та розвальцьованими порожнистими заклепками [71];
- поручень із закладною деталлю [72].

### **2.7.1 Контактна локальна міцність (витривалість) елементів спряження стрічки і привідного блоку.**

Довготривалі змінні контактні напруження викликають утому металу в зоні контакту, що виявляється у появі тріщин і викришуванні матеріалу.

Для конструкцій поручнів з тяговим елементом сталевією стрічкою, як з вставленими в отвори і розвальцьованими порожнистими заклепками так

і з сферичними елементами, характерний лінійний контакт елементів у зачепленні.

Місцеві контактні напруження визначаються по формулі Герца, адаптованій до особливостей геометрії спряжених елементів зачеплення:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{FE}{b\rho}} \leq [\sigma_{HP}], \quad (2.18)$$

де  $F$  - нормальне зусилля в місці контакту, Н,

$b$  - довжина контактної лінії, м,

$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$  - приведений модуль пружності матеріалів контактуючих

елементів з модулями пружності  $E_1$  і  $E_2$ , Па,

$\rho$  - приведений радіус кривизни поверхонь спряження,

$[\sigma_{HP}]$  - допустиме контактне напруження, Па [9, 81, 97].

### 2.7.2 Циклічна міцність стрічки

Тяговий елемент поручня – сталева стрічка – працює у режимі циклічних навантажень. При такому характері навантаження в матеріалі стрічки може виникати явище втоми і міцність її в таких випадках визначається межею витривалості матеріалу [40].

Послідовність перевірки сталевій стрічці поручня на витривалість (оцінка ресурсу) включає наступне [36]:

- визначення сил натягу стрічки у характерних точках контуру траси поручня (рис. 2.45) – тяговий розрахунок;
- визначення найбільших  $\sigma_{\max}$  та найменших  $\sigma_{\min}$  напружень у сталевій стрічці для ділянок траси поручня;
- визначення межі витривалості матеріалу стрічки на базі характеристики опору втомі згідно з [63];

- побудова діаграми граничних напружень (діаграми Сміта для матеріалу стрічки поручня), яка виражає залежність граничних значень максимального і мінімального напружень циклу від граничного середнього напруження [36];
- визначення рівнів розрахункових границь витривалості  $R_R$  для кожної ділянки траси поручня в залежності від ймовірності відмови  $P$  з використанням характеристики опору втомі матеріалу стрічки.

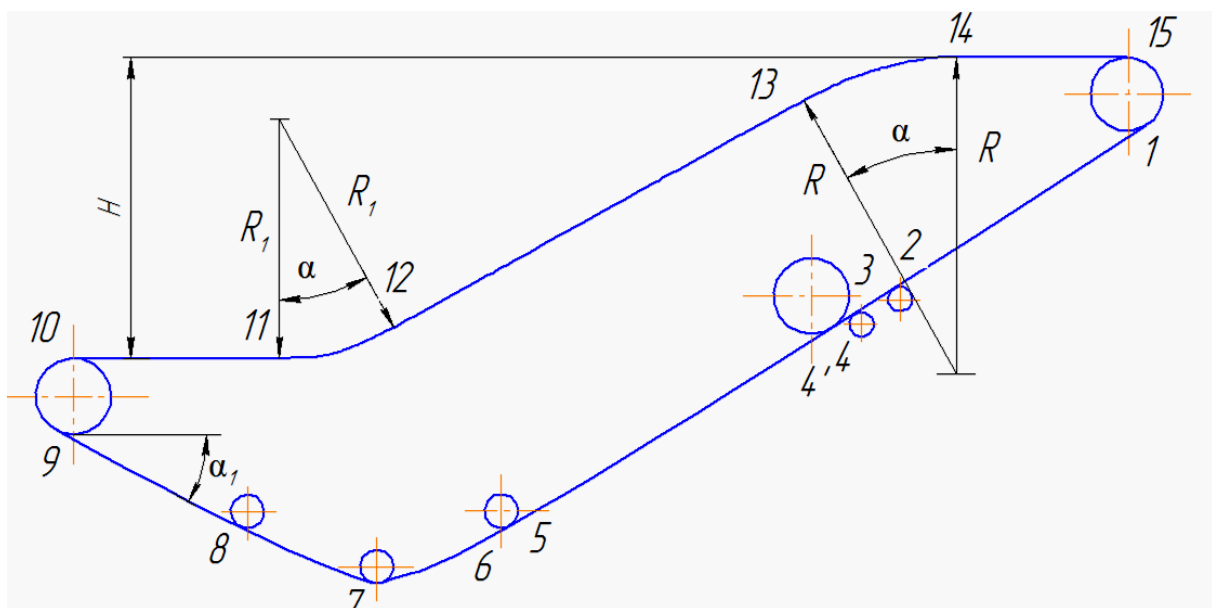


Рис. 2.45. Схема траси поручневої установки

Розрахункова границя витривалості визначається по формулі:

$$R_R = \bar{\sigma}_R + Z_P \cdot S_{\sigma R}, \quad (2.19)$$

де  $\bar{\sigma}_R$  - медіанне значення напружень,

$Z_P$  - квантиль нормального розподілу для ймовірності відмови  $P$ ,

$S_{\sigma R}$  - нормативне значення середнього квадратичного відхилення границі витривалості для циклу.

Втомна міцність стрічки забезпечується, якщо для всіх ділянок траси

$$\sigma_{\max} < R_R.$$

### 2.7.3 Міцність стрічки на розрив

Поручні (тяговий елемент) розраховують на розривну міцність при п'ятикратному запасі міцності, тобто:

$$n = \frac{F_{розр}}{S_{\max}} \geq [n] = 5, \quad (2.20)$$

де  $F_{розр}$  - розривна сила поручня, Н;

$S_{\max}$  - максимальна сила натягу поручня, визначена з тягових розрахунків, виконаних для рухів на підймання і опускання з навантаженням і без нього [9].

Для ескалаторів характерних висот (з типового ряду) максимальна сила натягу поручня становить:

- для ескалатора висотою підйому  $H = 5,2$  м -  $S_{\max} = 933$  Н;
- для ескалатора висотою підйому  $H = 45$  м -  $S_{\max} = 4619$  Н;
- для ескалатора висотою підйому  $H = 75$  м -  $S_{\max} = 8257$  Н.

Матеріал стрічки – сталь термооброблена і зміцнена 65Г  $[\sigma] = 1150$  Н/мм<sup>2</sup>.

Розривна сила поручня:

$$F_{розр} = [\sigma] \cdot A, \quad (2.21)$$

де  $A$  — площа поперечного перерізу сталеві стрічки на ділянках послаблених отворами, мм<sup>2</sup>.

В таблиці 2.8 представлені розрахунки конструкцій поручня на розривну міцність для ескалаторів висотою підйому 5,2 м, 45 м, 75 м.

Таблиця 2.8. Перевірка поручня на розривну міцність

| Конструкція поручня  | H, м | Площа поперечного перерізу | Розривна сила поручня                | Запас міцності поручня               |
|--|------|----------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
|  |      | A, мм <sup>2</sup>         | $F_{розр} = [\sigma] \cdot A,$<br>кН | $n = \frac{F_{розр}}{S_{max}} > [n]$ |
| Сталева стрічка з одним рядом пророблених круглих отворів                | 5,2  | 30                         | 34,5                                 | 37                                   |
|  | 45   |                            |                                      | 7,5                                  |
|  | 75   |                            |                                      | 4,2                                  |
| Сталева стрічка з вставленими і розвальцьованими порожнистими заклепками | 5,2  | 116                        | 133,4                                | 143                                  |
|  | 45   |                            |                                      | 28,9                                 |
|  | 75   |                            |                                      | 16,2                                 |
| Сталева стрічка вставленими закладними елементами                        | 5,2  | 80                         | 92,0                                 | 98,6                                 |
|  | 45   |                            |                                      | 20                                   |
|  | 75   |                            |                                      | 11,1                                 |

Результати розрахунків свідчать про можливість застосування розроблених конструкцій поручня як для низьковисотних так і для висотних ескалаторів. При цьому місцеві контактні напруження матимуть незначне зростання, а кількість циклів переміни навантажень на висотних ескалаторах в порівнянні з низьковисотними зменшиться [16, 33, 29].

#### 2.7.4 Втрата стійкості форми в перерізах, послаблених отворами

З метою порівняння напружено-деформованого стану представлених конструкцій поручня побудовані та розраховані скінчено-елементні моделі тягового елемента поручнів за допомогою програмних комплексів Femap та Nastran. Якісні оцінки напружено-деформованого стану стрічки показані на рис. 2.46-2.47. Результати розрахунків скінчено-елементних моделей показують тенденцію до втрати стійкості форми тягового елемента сталевої стрічки в перерізах, послаблених отворами. При цьому в конструкціях з



отворами без заклепок і з встановленими порожнистими заклепками спостерігається значна втрата стійкості сталеві стрічки, а в конструкції із закладним елементом втрата стійкості не суттєва (рис. 2.46).

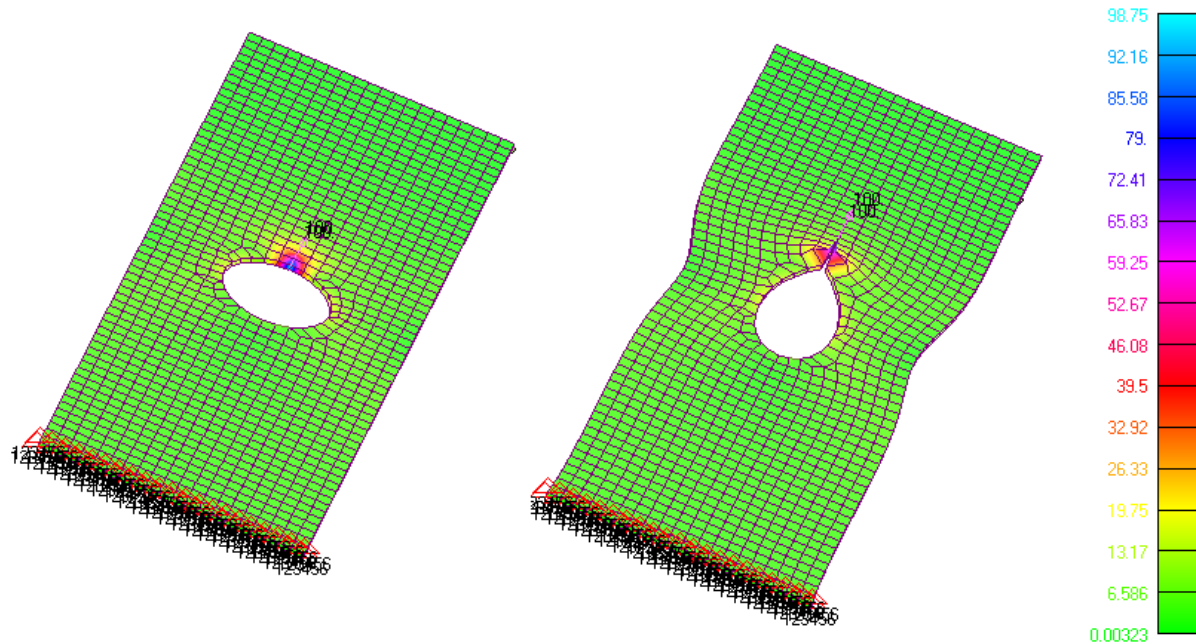


Рис. 2.46. Напружено-деформований стан сталеві стрічки з отворами

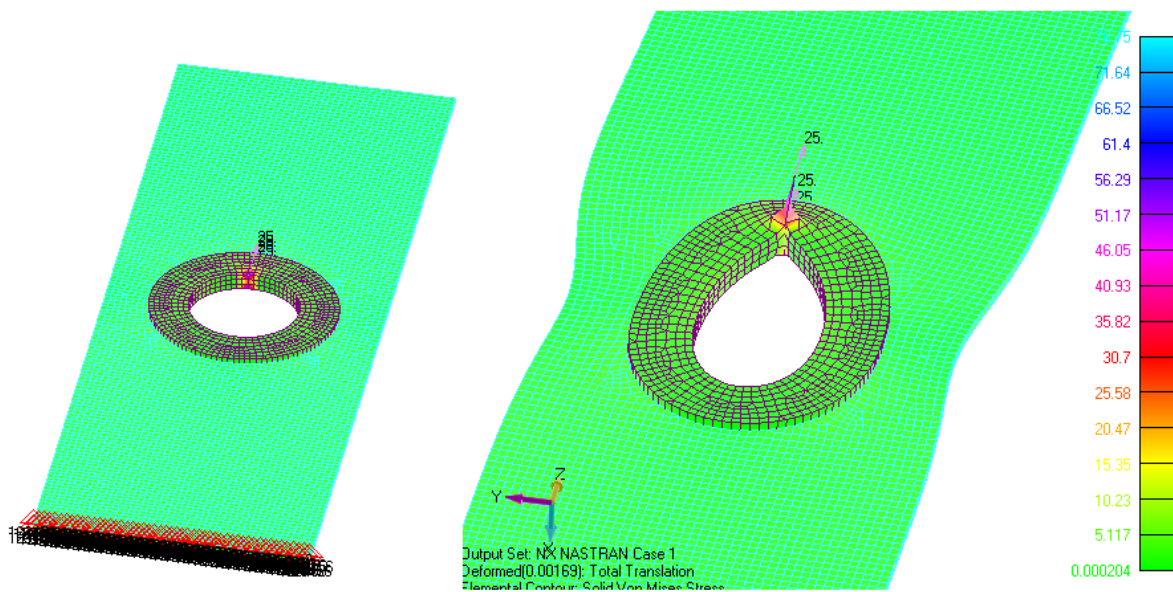
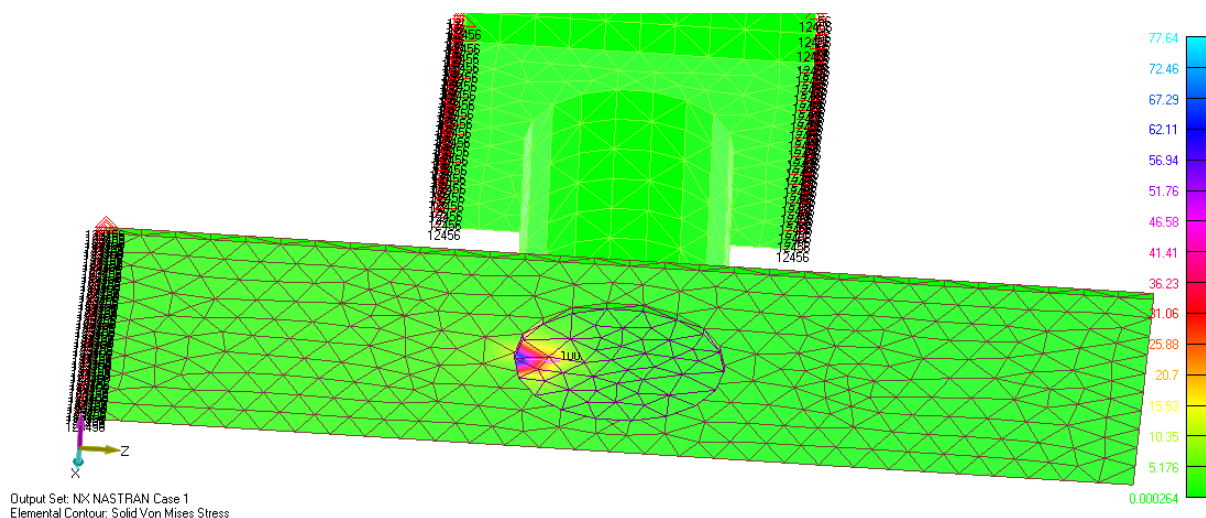


Рис. 2.47. Напружено-деформований стан сталеві стрічки із встановленими та розвальцьованими порожнистими заклепками



**Рис. 2.48. Напружено-деформований стан конструкції поручня із закладною деталлю**

Аналіз конструкцій поручнів із тяговим елементом сталеву стрічкою свідчить про можливість використання їх в ескаляторах і травелаторах широкого діапазону висот і навантажень. Такі поручні вигідно відрізняються від традиційних, із суміщеними тяговою і опорно-захисною функціями, більш простою і дешевою технологією виготовлення, меншими опорами пересування по напрямних, відсутністю проковзування відносно привідних блоків, вищим рівнем довговічності і безпечності в експлуатації [16, 33, 29].

## ВИСНОВКИ

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.

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.

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.

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.

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.

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 ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. А.с. 1749148, МПК В66В 21/06. Винтовой эскалатор / Е. А. Панин (СССР). — № 4790015; заявл. 03.11.1989; опубл. 23.07.1992, Бюл. № 27.
2. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. — Москва: Наука, 1976. — 278 с.
3. Акишин А. А. Применение пакета Matlab-Simulink для моделирования механических колебаний в программно-аппаратном комплексе реального времени / А. А. Акишин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. — 2013. — №6.
4. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: Учеб. для машиностроит. спец. вузов. / М. П. Александров. — 6-е изд., перераб. — М.: Высш. шк., 1985. — 520 с.
5. Аналіз динамічної моделі трьохмасової системи з пружними деформованими зв'язками / [С. В. Бондарев, В. В. Галецький, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора, В. С. Левченко] // Загальноуніверситетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція «Машинобудування» Частина 4: тез. доп. — Київ, 2009. — С. 10.
6. Бахвалов Н. С. Численные методы: учебное пособие / Н. С. Бахвалов, Н. П. Жидков, Г. М. Кобельков. — 3-е изд., доп. и перераб. — М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2004. — 636 с.
7. 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. — С. 228—236.

8. Бондарев С. В. Оценка прочности деталей и узлов эскалатора при многоцикловом нагружении на этапе проектирования / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко // Вестн. НТУУ “КПИ”. Сер. Машиностроение. — 2007. — С. 199—214.

9. Бондарев В. С. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник / В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. — К.: Вища шк., 2009. — 734 с.

10. Бондарев В. С. Розрахунок і вибір параметрів спеціальних стрічкових конвеєрів: навч. посібник / В. С. Бондарев. — К.: ІСДО, 1995. — 272 с.

11. Бондарев С. В. Вдосконалення конструкцій поручневих установок ескалаторів / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко // Будівництво України. — 2009. — № 3. — С. 43—47.

12. 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—43.

13. 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.

14. 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, присвяченої дню Науки. Секція «Машинобудування». Підсекція «Прикладна механіка»: тез. доп. — Київ, 2011. — С. 7—8.

15. Бондарев С. В. Застосування цівкового евольвентного зачеплення в приводі ескалатора / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // Наукові вісті. — 2011. — №2. — С. 108—115.

16. Бондарев С. В. Нові конструкції поручнів для ескалаторів і травелаторів та основи їх розрахунків / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // Будівництво України. Науково-виробничий журнал. — 2013. — №6 — С. 40—45.

17. Бондарев С. В. Організація типажного ряду тунельних ескалаторів з проміжним розташуванням приводу [Текст] / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // Тези доповіді загальноуніверситетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів НТУУ «КПІ» присвяченої Дню Науки. Секція «Машинобудування», підсекція «Прикладна механіка». — Київ, 2013. — С. 7.

18. Бондарев С. В. Проблеми і перспективи створення нових конструкцій ескалаторів / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // Будівництво України. — 2011. — №3. — С. 22—28.

19. Бондарев С.В. Усовершенствование конструкции эскалаторов / С.В. Бондарев, Ю.П. Горбатенко // Будівництво України. — 2008. №3. — С. 42—44.

20. Бродский В. З. и др. Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей /В.З. Бродский. – М.: Металлургия,1982.–752 с.

21. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудования» / А. А. Вайнсон. — 4-е изд. перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1989. — 536 с.

22. Васильев К. А. Транспортные машины и оборудование шахт и рудников: учебное пособие / К. А. Васильев, А. К. Николаев, К. Г. Сазонов. — СПб.: Издательство «Лань», 2012. — 544 с.



23. Васильченко В. А. Скребковый конвейер. Тяговый расчет: методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «машины непрерывного транспорта» для студентов специальности 190602 / В. А. Васильченко. — Владивосток: Федеральное агентство морского и речного транспорта Морской государственной университет имени адмирала Г. И. Невельского, 2009. — с. 48.

24. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. / [ред. совет.: Челомей В. Н.; ред. Болотина В. В.]. — М.: Машиностроение, 1978. — Т. 1. Колебания линейных систем — 1978 — 352 с.

25. Воробьев Н. В. Цепные передачи / Н. В. Воробьев/ — 4-е изд. — М.: Машиностроение, 1968. — 252 с.

26. Горбатенко Ю. П. The comparative analysis of propulsion characteristics in chain transportation machine [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора, О. Д. Молодчик // III міжнародна конференція студентів та молодих вчених «Інтелект. Інтеграція. Надійність»: тез. доп. — Київ, 2010. — С. 60—61.

27. Горбатенко Ю. П. Використання динамічної моделі електромеханічної системи ескалятора для визначення циклічних навантажень [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво: тези доповідей XIV Всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції. — Суми, 2014. — С. 38—39.

28. 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.

29. 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. — 32.

30. Горбатенко Ю. П. Оцінювання пружних властивостей тягових ланцюгів в задачах динаміки транспортувальних машин / Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // Наукові вісті НТУУ «КПІ». — 2015. — №2 — С. 49—56.

31. 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.

32. 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.

33. Горбатенко Ю. П. Працездатність тягового елемента поручня ескалатора [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // Матеріали III-ї Міжнародної науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Прикладна геометрія, дизайн та об'єкти інтелектуальної власності». Випуск 3. — Київ, 2014. — С. 60—63.

34. ГОСТ 23207 – 78, Соппротивление усталости. Основные термины, определения и обозначения. - М.: Издательство стандартов, 1981, - с. 49.

35. Готовцев А. А. Проектирование цепных передач: Справочник / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1982. — 336 с.

36. Гоц А. Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учеб. пособие / А. Н. Гоц. — Владимир.: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. — 124 с.

37. Григорьев А. Л. Матричный численно-аналитический метод движения многомассовой цепной системы / А. Л. Григорьев, Ю. Л. Геворкян // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Математичне моделювання в техніці та технологіях. — 2011. — № 42. — С. 68—81.

38. Данильченко Ю. М. Динаміка ескалаторів із проміжним розміщенням приводу: дослідження впливу зовнішніх збурень / Ю. М. Данильченко, Ю. П. Горбатенко, О. В. Загора // Промислове будівництво та інженерні споруди. — 2017. — №3 — С. 44—47.

39. Динамика машин и управление машинами: Справочник / [В. К. Асташев, В. И. Бабицкий, И. И. Вульфсон и др.]; под общ. ред. Г. В. Крейна. — М.: Машиностроение, 1988. — 240 с.

40. Добровольский В. И. Расчетно-проектировочные работы по сопротивлению материалов: Учебное пособие / В. И. Добровольский, С. В. Добровольский. — Ижевск: ИжГТУ, 2012. — 212 с.

41. Дослідження кінематичних, силових та енергетичних параметрів механічної системи без урахування пружних властивостей елементів системи / 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. 9.

42. Дьяконов В. П. Simulink 5.6.7: Самоучитель / В. П. Дьяконов. — М.: ДМК\_Пресс, 2008. — 784 с.

43. Дьячков В. К. Подвесные конвейеры. Основы проектирования, расчета и эксплуатации / В. К. Дьячков. — Изд. второе, перераб. и доп. — М.: МАШГИЗ, 1961. — 280 с.

44. Дьячков В. К. Характеристики параметров динамики конвейеров со сложной трассой // ВНИИПТМАШ, Сб. научных трудов. — 1976. — №3. — С. 50—57.

45. Закора О. В. Застосування цівкового зачеплення в приводах транспортувальних машин з ланцюговим тяговим органом / О. В. Закора, Д. С. Кривий // Тез. допов. загальноуніверситетської науково-технічної конференція молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція «Машинобудування» Частина 2. — Київ, 2008. — С. 87—88.

46. 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. Закора, В. С. Левченко] // Загальноуніверситетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція «Машинобудування» Частина 4: тез. доп. — Київ, 2009. — С. 11.

47. Зенков Р. Л. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудования» / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1987. — 432 с.

48. Иванов Е. М. Определение демпфирующих характеристик звеньев колебательной системы / Е. М. Иванов // Вісник Національного Технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». — 2009. — №20. — 178 с.

49. Иванченко Ф. К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин: Учебник для вузов / Ф. К. Иванченко. — Киев: Вища школа. Головное издательство, 1983. — 351 с.

50. Иванченко Ф. К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф. К. Иванченко и др. — Киев: «Вища школа», Головное изд-во, 1978. — 576 с.

51. Измерительный контроллер ИК-5. Руководство по эксплуатации – Киев: ООО «АСВІК», 2004.

Калиткин Н. Н. Численные методы / Н. Н. Калиткин. — М.: Наука, 1978. — с. 512.

52. Кожушко Г. Г. Пластинчатые конвейеры. Эскалаторы: учеб. пособие / Г. Г. Кожушко. — Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2004. — 93 с.

53. Конвейеры: Справочник / [Волков Р. А., Гнутов А. Н., Дьячков В. К. и др.]; под общ. ред. Ю. А. Пертена. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. — 367 с.

54. Костин Г. В. Вариационные подходы к моделированию и оптимизации движений управляемых механических систем : автореф. дис. на соискание учен. степени докт. физ.-мат. наук : спец. 01.02.01 "Теоретическая механика" / Костин Георгий Викторович – Москва, 2013. – 31 с.

55. Кротенок В. В. Решение инженерных задач в системе matlab: Практическое пособие по курсу «Информатика» для студентов технических специальностей дневного отделения / В. В. Кротенок, Т. Л. Романькова, Т. А. Трохова. — Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2004. — 36 с.

56. Кузнецова Е.В. Математическое планирование эксперимента: Учебно-методическое пособие для студентов очного и заочного обучения специальностей «Технология обработки металлов давлением», «Динамика

и прочность машин», «Компьютерная механика», «Компьютерная биомеханика» / Е.В. Кузнецова. — Пермь: Перм. гос. техн. ун-т, 2011. — 35 с.

57. Кузьмин А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. — 2-е изд., перераб. и доп. — Мн.: Выш. шк., 1983. — 350 с.

58. Лазарев Ю. Ф. Моделирование процессов и систем в MATLAB. учебный курс / Ю. Ф. Лазарев. — СПб.: Питер; Киев: Издательская группа ВНУ, 2005. — 512 с.

59. Левитский Н. И. Колебания в механизмах: Учеб. пособие для вузов / Н. И. Левитский. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. — 336 с.

60. Ловейкін В. С. Дослідження динаміки пуску скребкового конвеєра зі змінними навантаженнями в процесі пуску / В. С. Ловейкін, О. Ю. Костіна // MOTROL. — 2011. — Випуск 13. — С. 42—48.

61. Маланин Д. Д. Метод определения динамических нагрузок в конвейерах с цепным тяговым органом : дис. канд. техн. наук : 05.05.04 / Маланин Дмитрий Дмитрий – Санкт-Петербург, 2003. – 184 с.

62. Мироновский Л. А. Введение в MATLAB. Учебное пособие / Л. А. Мироновский, К. Ю. Петрова. — СПб.: СПбГУАП, 2005. — 122 с.

63. Надежность в технике. Вероятностный метод расчета на усталость сварных конструкций. РД 50-694-90. — М.: Издательство стандартов, 1990. — 90 с.

64. Никитин С. В. Совершенствование метода определения нагрузок и снижения металлоемкости цепных конвейеров : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / Никитин С. В. – Санкт-Петербург, 2011. – 262 с.

65. Олейник А. М. Эскалаторы / А. М. Олейник, И. Н. Поминов. — М.: Машиностроение, 1973. — 256 с.

66. Основы технической диагностики: Методические указания к практическим занятиям по курсу. Часть I. / [В.М. Писаревский, В.А. Поляков, А.Д. Прохоров, В.Д. Черняев, С.Н. Челинцев] — М: ГАНГ, 1996 — 90 с.

67. Пат. 11560 Україна, МПК В66В23/22 (2006.01), Поручень / В. М. Політикін, В. М. Бондаренко, С. В. Бондарєв, Ю. П. Горбатенко, В. С. Бондарєв, В. К. Хрїстїч; заявник і власник Відкрите акціонерне товариство «Більшовик». — № 2001107060; заявл. 17.10.2001, опуб. 16.01.2006, Бюл. № 1. — с. 5.

68. Пат. 1761 Україна, МПК В66В23/24, В66В23/04, Поручень ескалатора та його привідний механізм / В. К. Хрїстїч; заявник і власник Акционерное общество закрытого типа «Конструктор». — №2001010291; заявл. 15.01.2001, опуб. 15.05.2003, Бюл. №5. — 4 с.

69. Пат. 21999 Україна, МПК В66В23/22, Поручень / О. І. Дубинець, С.В. Бондарєв, В.С. Бондарєв, Ю.П. Горбатенко; заявник і власник НТУУ «КПІ». - №200611762; заявл. 08.11.2006; опуб. 10.04.2007, Бюл. № 4 – 3 с.

70. Пат. 82464 Україна, МПК В66В23/22, Поручень / В.К. Решетов, В.М. Бондаренко, С.В. Бондарєв, Ю.П. Горбатенко, В.С. Бондарєв; заявник і власник НТУУ «КПІ»; заявл. 04.12.2003, опуб. 25.04.2008, Бюл. № 8 – с. 3.

71. Пат. 88889 Україна, МПК В66В23/00, Поручень / Ю.П. Горбатенко, С.В. Бондарєв, О.В. Загора; заявник і власник НТУУ «КПІ». — №201310194; заявл. 19.08.2013; опубл. 10.04.2014, Бюл. №7. — 3 с.

72. Пат. 90399 Україна, МПК В66В23/00, Поручень / Ю.П. Горбатенко, С.В. Бондарєв, О.В. Загора; заявник і власник НТУУ «КПІ». — №201314928; заявл. 19.12.2013; опубл. 26.05.2014, Бюл. №10. — 3 с.

73. Правила устройства и безопасной эксплуатации эскалаторов ПБ 10-77-94, 1994. – 47 с.

74. Правила устройства и безопасной эксплуатации эскалаторов: ДНАОП 0.00-1.06-77 (НПАОП 0.00-1.06-77). – Введ. 12-09-1991.

75. Проектирование и конструирование транспортных машин и комплексов: Учеб. для вузов / [под ред. И. Г. Штокмана]. — 2-е издание перераб. и доп. — М.: Недра, 1986. — 392 с.

76. Проектирование ленточного конвейера. Методические указания для студентов специальности 190205 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / [А. В. Гарнопольский, Н. Е. Курносков, Л. П. Корнилаева, Ю. К. Измайлов]. — Пенза: ПензГУ, 2009. — 60 с.

77. Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов / [И. Г. Штокман, П. М. Кондрахин, В. Н. Маценко и др.]; под общ. ред. проф. И. Г. Штокмана. — М.: Недра, 1975. — 464 с.

78. Расчет и проектирование машин непрерывного транспорта: учеб. пособие по курсовому проектированию [Электронный ресурс] / [Е. В. Мусияченко, В. М. Ярлыков, Г. С. Гришко та ін.] // Красноярск: ИПК СФУ. – 2009.

79. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. ГОСТ 25.504-82 – М.: Издательство стандартов, 1982. – 30 с.

80. Ребедак О. А. Оптимизация режимов работы слыбового подъемника машины непрерывного литья заготовок с целью ограничения динамических нагрузок / О. А. Ребедак, С. А. Бакан // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. — 2012. — №3. — С. 439—444.

81. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. — 4-е изд. перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1989. — 496 с.



82. Ромакин Н. Е. Машины непрерывного транспорта: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Н. Е. Ромакин. — М.: Издательский центр «Академия», 2008. — 432 с.

83. Рычков С. П. MSC. visualNASTRAN для Windows / С. П. Рычков. — М.: НТ Пресс, 2004. — 552 с.

84. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / Л. Сегерлинд; [перевод с английского канд. физ.-мат. наук А. А. Шестакова, под редакцией д-ра физ.-мат. наук Б. Е. Победри]. — М.: «Мир», 1979. — 392 с.

85. Сидняев Н.И. Введение в теорию планирования эксперимента: учеб. пособие / Н.И. Сидняев, Н.Т. Вилисова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. — 467 с.

86. Скородумов Б. А. К определению собственных частот и форм колебаний многомассовых многократно разветвлённых многоярусных упругих систем / Б. А. Скородумов // Сборник «Прикладная механика». — 1971. — вып. 9. — С. 109—113.

87. Сооружения, устройства и подвижной состав метрополитена. Учебник для подготовки рабочих на производстве / [Л. С. Бакулии, К. П. Кудринская, П. А. Кун, Е. Т. Моени]; под. общ. ред. П. Л. Федорова. — М.: «Транспорт», 1979. — 239 с.

88. Спиваковский А. О. Транспортирующие машины: учеб. пособие для машиностроительных вузов / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. — 3-е изд. перераб. — М.: Машиностроение, 1983. — 487 с.

89. Стенд для испытания тяговых цепей эскалаторов метрополитена ВК9698-28143СБ – Кременчуг, 1999.

90. Степанов А. Г. Динамика машин / А. Г. Степанов. — Екатеринбург: УрО РАН, 1999. — 304 с.

91. Степыгин В. И. Проектирование подъемно-транспортных установок: Учебное пособие / В. И. Степыгин, Е. Д. Чертов, С. А. Елфимов. — М.: Машиностроение, 2005. — 288 с.

92. Сутидзе Л. Н. Исследование динамических процессов в цепных рабочих органах грунтоерабатывающих машин: дис. докт. техн. наук / Сутидзе Лиана Николаевна – Тбилиси: Грузинский технический университет, 2008. — 137 с.

93. Терехин В. В. Моделирование в системе MATLAB: Учебное пособие / В. В. Терехин. — Новокузнецк: Кузбассвузиздат, 2004. — 376 с.

94. Тихомиров В. Б. Планирование и анализ эксперимента (при проведении исследований в легкой и текстильной промышленности) / В. Б. Тихомиров. — М.: «Легкая индустрия», 1974. — с. 262.

95. Тоннельные эскалаторы серии Е // Наука и транспорт. Метрополитены будущего. – 2015. – №5. – С. 58–59.

96. Тюков В. А. Электромеханические системы: учеб. пособие / В. А. Тюков. — Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. — 182 с.

97. Устиненко В. Л. Основы проектирования деталей машин / В. Л. Устиненко, Н. Ф. Киркач, Р. А. Балалсанян. — Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1983. — 184 с.

98. Устройство силоизмерительное тензометрическое УСТЕ-1. Руководство по эксплуатации – Киев: ООО «АСВІК», 2004.

99. Фиделев А. С. Подъемно-транспортные машины / А. С. Фиделев. — К.: Издательское объединение «Вища школа», 1975. — 220 с.

100. Христич В. К. Пассажирские конвейеры и эскалаторы [Электронный ресурс] / В. К. Христич, Ю. В. Киреев – Режим доступа до ресурсу: <http://escalator-world.spb.ru>.

101. Христич В. К. Эскалаторы: принципиальные схемы и устройства, характерные особенности, достоинства и недостатки

[Электронный ресурс] / В. К. Христич, Ю. В. Киреев. — 2003. — Режим доступа до ресурсу: <http://escalator-world.spb.ru>.

102. Черных И. В. Simulink: Инструмент моделирования динамических систем [Электронный ресурс] / И. В. Черных – Режим доступа до ресурсу: <http://matlab.exponenta.ru/simulink/book1/index.php..>

103. Чугреев Л. И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Л. И. Чугреев. — М.: «Недра», 1976. — 160 с.

104. Шимкович Д. Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRANforWindows / Д. Г. Шимкович. — М.: ДМК Пресс, 2001. — 448 с.

105. Эскалатор тоннельный ЭТХ-11,6/17,3.00.00.000 Руководство по эксплуатации ЭТХ-11,6/17,3.00.00.000 РЭ – С.-Петербург: ООО «Конструктор», 2010.

106. Эскалаторные тоннели метрополитена: рациональное использование / В. К. Христич, Ю. В. Киреев // Метро и тоннели. — 2004. — №4. — С. 12—15.

107. Эскалаторы и пассажирские конвейеры. Требования безопасности к устройству и установке ГОСТ Р 54765-2011 (ЕН 115-1:2010) – Москва: Стандартиформ, 2012.

108. Эскалаторы: что может быть проще? / Лифт Эксперт. – 2015. – №4. <http://liftexpert.com.ua/top-novosti-ru/eskalatoryi-chto-mozhet-byit-prosche.html>.

109. ASME A17.1, Safety Code for Elevators and Escalators, 2004, American National Standards Institute, pp. 453.

110. EN ISO 14121-1, Safety of machinery — Risk assessment — Part 1: Principles (ISO 14121-1:2007).

111. EUROPEAN STANDARD EN 115-1 2013, Safety of escalators and moving walks - Part 1: Construction and installation.

112. General specification for lift, escalator and passenger conveyor installation in government buildings of the Hong Kong special administrative region. — Hong Kong, 2002. — 22 p.

113. H.-G. Rachner. Chain engineering Design and construction Examples of calculation / H.-G. Rachner, G. Niemann, H. Zollner. — München, Germany, 2006. — 86 с. — (iwis-High Performance Chains).

114. ISO 14798:2009, Lifts (elevators), escalators and moving walks — Risk assessment and reduction methodology.

115. J. Verschoof. Cranes – Design, Practice, and Maintenance / Ing. J. Verschoof. — London, United Kingdom, 2002. — 328 p.

116. Matlab.Toolboxes & Simulink [Электронный ресурс] // SoftLine Corp. — Режим доступа до ресурсу: <http://www.exponenta.ru/educat/free/matlab/toolboxes.pdf>.

117. Observers for lineardistributed-parameter systems: A survey / [Z. Hidayat, R. Babuška, B. De Schutter, and A. Núñez] // Proceedings of the 2011 IEEE International Symposium on Robotic and Sensors Environments (ROSE 2011). — Montreal, Canada, 2005. — С. 166–171.

118. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / [А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, А. И. Харитонович, Н. Б. Пономарев]. — СПб.: БХВ – Петерург, 2005. — 800 с.

# ДОДАТОК А. ПАТЕНТ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ ПОРУЧЕНЬ ІЗ ВСТАНОВЛЕНИМИ ТА РОЗВАЛЬЦЬОВАНИМИ ПОРОЖНИСТИМИ ЗАКЛЕПКАМИ



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **88889** (13) **U**  
(51) МПК (2014.01)  
**B66B 23/00**

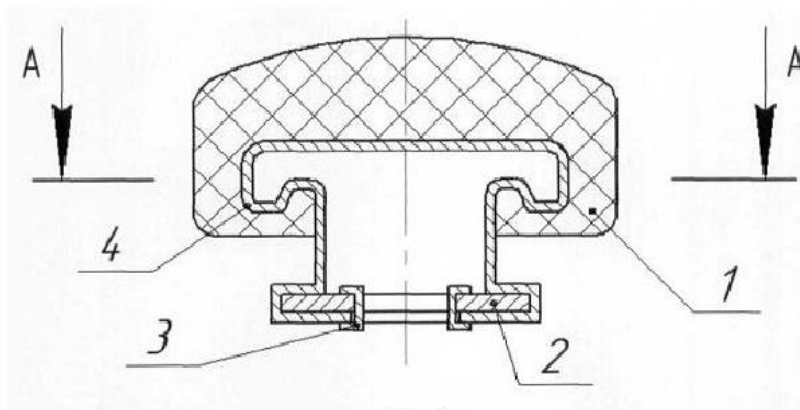
## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

|  |  |
|--|--|
| (21) Номер заявки: <b>u 2013 10194</b>                                       | (72) Винахідник(и):<br><b>Бондарев Сергій Валентинович (UA),<br/>Горбатенко Юрій Павлович (UA),<br/>Закора Оксана Володимирівна (UA)</b>                       |
| (22) Дата подання заявки: <b>19.08.2013</b>                                  | (73) Власник(и):<br><b>НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ<br/>УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ "КИЇВСЬКИЙ<br/>ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ",<br/>пр. Перемоги, 37, м. Київ-56, 03056 (UA)</b> |
| (24) Дата, з якої є чинними<br>права на корисну<br>модель: <b>10.04.2014</b> |  |
| (46) Публікація відомостей<br>про видачу патенту: <b>10.04.2014, Бюл.№ 7</b> |  |

## (54) ПОРУЧЕНЬ

### (57) Реферат:

Поручень утворений із закріпленого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах прикріплених до тягового елемента у вигляді закріпленої металеві стрічки. Отвори для зачеплення стрічки із виступами на привідному блоці виконані круглої форми, розміщені в один ряд і в них вставлені та розвальцьовані на зовні порожнисті заклепки, при цьому С-подібний елемент з натягом встановлений на контурних кронштейнах, прикріплених порожнистими заклепками до металеві стрічки з внутрішньої сторони.



Фиг. 1

UA 88889 U

## UA 88889 U

Корисна модель належить до безперервного пасажирського транспорту, зокрема до поручнів ескалаторів і травелаторів.

Відомий поручень, складений із С-подібного гумового елемента, поздовжньо посиленого 6...8-ма тканинними прокладками або тканинними прокладками і сталевими тросами, закільцьованого методом вулканізації. Поручень виготовляють наступним способом. Тканинні прокладки склеюють між собою і зовні покривають гумою; в поручнях із сталевими тросами між тканинними прокладками в поздовжньому напрямку розміщують ряд сталевих тросів, проміжки між ними заповнюють сирого гумою. Поручень необхідної довжини складають на спеціальній оправці та піддають вулканізації під гідравлічним пресом ділянками довжиною 3 м, після чого змотують в бухти [1].

Недоліки описаної конструкції поручня:

велика трудомісткість процесу виготовлення поручня, який складається з лиття під тиском окремих відрізків та наступного послідовного з'єднання цих відрізків між собою і власне поручня в нескінченно замкнений кільцевий контур;

інтенсивний знос бортів поручня під час ковзання по напрямних, значні витрати енергії на подолання сил тертя і високі нормальні напруження, які виникають в поручні при обгинанні ним приводних, натяжних та відхиляючих блоків суттєво обмежують довговічність поручня.

Найбільш близьким аналогом за технічною сутністю є поручень утворений із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки з проробленими по всій довжині її двома рядами прямокутних отворів. Через ці отвори із стрічкою зачіплюються розміщені в два паралельні ряди виступи на поверхнях привідного блока. Опорні вкладиші закріплені на тримачах, виконаних із відігнутих при утворенні отворів частин металевої стрічки [2].

Недоліки описаної конструкції поручня:

при розміщенні елементів зачеплення, отворів у стрічці та виступів на привідному блоці, двома паралельними рядами неможливо забезпечити рівномірне розподілення навантаження, тягової сили, між отворами по ширині стрічки із-за неминучої різниці розмірів (допусків на них), одержаних при виготовленні та монтажі цих елементів;

форма отворів та пластична деформація відігнутих при утворенні отворів частин металевої стрічки є сприятливими факторами для виникнення підвищеної концентрації напружень в зонах контакту стрічки із виступами на привідному блоці.

Названі недоліки обумовлюють низький рівень довговічності і надійності поручня.

В основу корисної моделі поставлена задача удосконалення відомої конструкції поручня для підвищення її довговічності та надійності.

Це досягається шляхом використання у відомій конструкції поручня в якості тягового елемента металевої стрічки з одним рядом пророблених в ній круглих отворів з встановленими і розвальцьованими на зовні стрічки порожнистими заклепками із м'якої конструкційної сталі.

Поставлена задача вирішується тим, що у відомій конструкції поручня утвореного із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки, отвори для зачеплення стрічки із виступами на привідному блоці виконані круглої форми, розміщені в один ряд і в них вставлені та розвальцьовані на зовні порожнисті заклепки, при цьому замість опорних вкладишів С-подібний елемент з натягом встановлений на контурних кронштейнах, прикріплених порожнистими заклепками до металевої стрічки з внутрішньої сторони. Осадка заклепок здійснюється на оправці, діаметром рівним діаметру виступу на привідному блоці з урахуванням зазору в зачепленні.

Корисна модель пояснюється кресленнями, на яких показано: Фіг. 1 - поперечний розріз поручня; Фіг. 2 - розріз А-А на Фіг. 1.

Металева стрічка 1 (Фіг. 1 і 2) містить один ряд отворів діаметра  $d=d_n+2\delta$ , в отвори вставлені і розвальцьовані заклепки 2, які тримають скобу-тримач 3. На скобу-тримач 3 кріпиться гумовий поручень 4.

Поручень працює таким чином.

При включенні ескалатора у роботу привідний механізм поручня передає момент обертання на привідний блок, виступи якого, при взаємодії з отворами металевої стрічки 1, забезпечують поступальний рух її разом з закріпленням на контурних кронштейнах 3 пружним С-подібним елементом 4.

Перевагами заявленого поручня є новизна його конструкції, яка полягає в тому, що порожнисті заклепки вставлені в отвори металевої стрічки при розвальцьованні обтискають краї отворів, метал заклепок при цьому заповнює мікронерівності по периметру отворів, усуваючи

UA 88889 U

5 тим самим концентратори напружень., при цьому збільшується площа контакту металевої стрічки з виступом привідного блока, в результаті чого, навантаження, яке діє на стрічку буде рівномірно розподілене на опорну поверхню більшої площі, а рівень контактних напружень у зачепленні зменшиться. Зазначені фактори сприятимуть підвищенню рівнів довговічності та надійності стрічки і поручня в цілому.

10 Пропонований поручень рекомендується до застосування в міжповерхових (офісних) та тунельних ескаляторах з висотою підйому від 3-х до 75 метрів, з кутами нахилу 30° і 35°, зі сходами шириною 625, 660, 900 і 1200 мм та в травелаторах довжиною до 500 м та кутом нахилу до 12° при ширині стрічки (настилу) 800, 1000 і 1200 мм.

10 Джерела інформації:

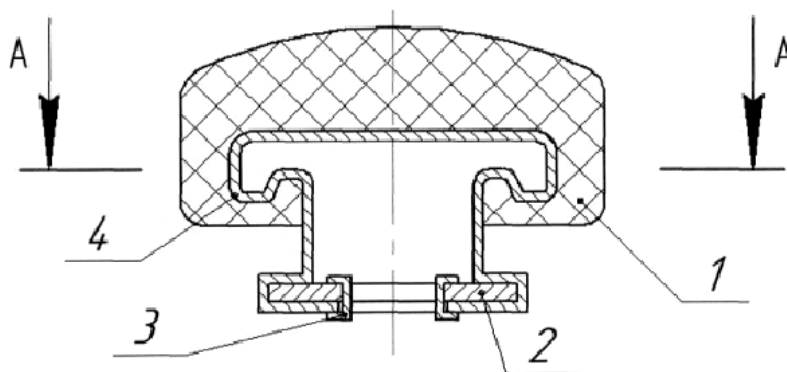
1. А.М. Олейник, И.Н. Поминов. "Эскалаторы", М.: "Машиностроение", 1973, с. 153...160, 164, 246.

2. Деклараційний патент на корисну модель Україна №1761, В66В23/24, В66В23/04,2003.

15

#### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

20 Поручень утворений із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки, який **відрізняється** тим, що отвори для зачеплення стрічки із виступами на привідному блоці виконані круглої форми, розміщені в один ряд і в них вставлені та розвальцьовані на зовні порожнисті заклепки, при цьому С-подібний елемент з натягом встановлений на контурних кронштейнах, прикріплених порожнистими заклепками до металевої стрічки з внутрішньої сторони.



Фиг. 1

UA 88889 U

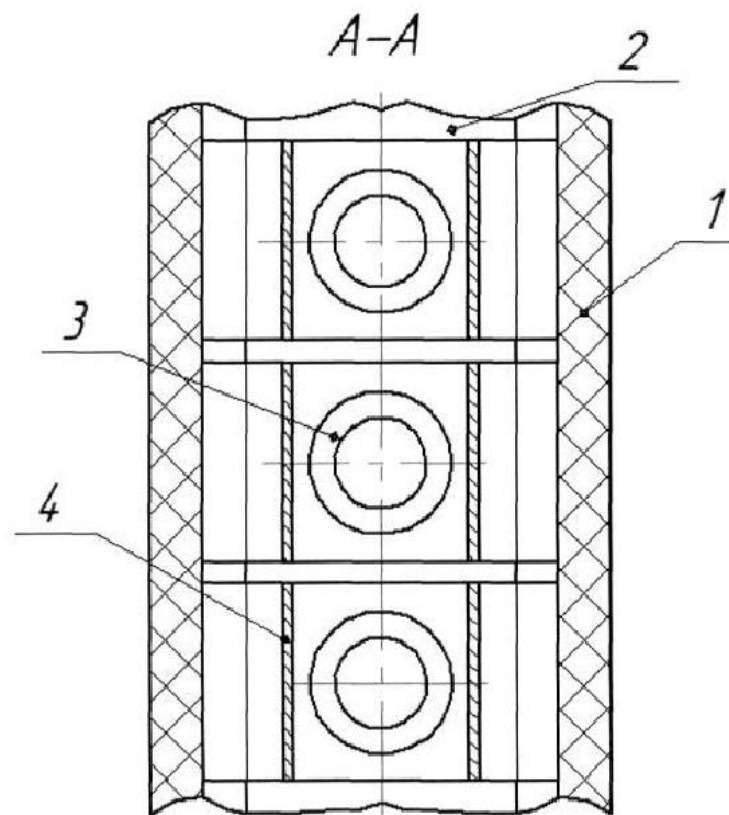


Fig. 2

---

Комп'ютерна верстка О. Рябко

---

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

---

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

---



## ДОДАТОК Б. ПАТЕНТ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ ПОРУЧЕНЬ ІЗ ЗАКЛАДНОЮ ДЕТАЛЛЮ



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **90399** (13) **U**  
(51) МПК (2014.01)  
**B66B 23/00**

### (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

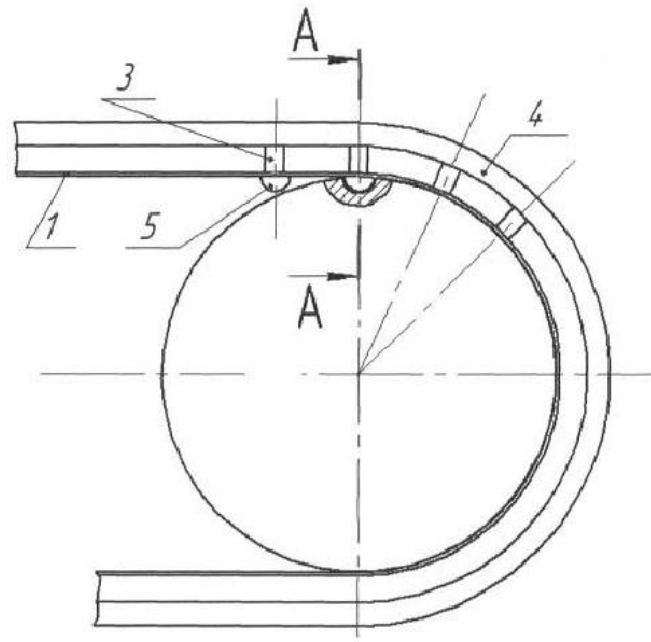
|  |   |
|--|---|
| <p>(21) Номер заявки: <b>u 2013 14928</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>19.12.2013</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>26.05.2014</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>26.05.2014, Бюл.№ 10</b></p> | <p>(72) Винахідник(и):<br/><b>Бондарев Сергій Валентинович (UA),<br/>Горбатенко Юрій Павлович (UA),<br/>Закора Оксана Володимирівна (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и):<br/><b>НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ<br/>УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ "КИЇВСЬКИЙ<br/>ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ",<br/>пр. Перемоги, 37, м. Київ-56, 03056 (UA)</b></p> |
|--|---|

### (54) ПОРУЧЕНЬ

#### (57) Реферат:

Поручень утворений із закріпленого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, з натягом встановленого на опорних вкладишах, прикріплених до тягового елемента у вигляді закріпленої металевої стрічки. При цьому елементи зачеплення стрічки із привідним блоком виконані сферичної форми із різьбовим отвором і потаєм під ключ, розміщені в один ряд і нагвинчені з внутрішньої сторони стрічки на закладні елементи з різьбовим хвостовиком, при цьому закладні елементи завулканізовані у гумові тримачі із встановленим на них С-подібним гнучким елементом та встановлені в один ряд отворів у металевій стрічці.

**UA 90399 U**



Фиг. 1

## UA 90399 U

Корисна модель належить до безперервного пасажирського транспорту, зокрема до поручнів ескалаторів і травелаторів.

Відомий поручень, складений із С-подібного гумового елемента, поздовжньо посиленого 6...8-ма тканинними прокладками або тканинними прокладками і сталевими тросами, закільцьованого методом вулканізації. Поручень виготовляють наступним способом. Тканинні прокладки склеюють між собою і зовні покривають гумою; в поручнях із сталевими тросами між тканинними прокладками в поздовжньому напрямку розміщують ряд сталевих тросів, проміжки між ними заповнюють сирого гумою. Поручень необхідної довжини складають на спеціальній оправці та піддають вулканізації під гідравлічним пресом ділянками довжиною 3 м, після чого змотують в бухти [1].

Недоліки описаної конструкції поручня:

- велика трудомісткість процесу виготовлення поручня, який включає лиття під тиском окремих відрізків та наступного послідовного з'єднання цих відрізків між собою і власне поручня в нескінченно замкнений кільцевий контур;

- інтенсивний знос бортів поручня під час ковзання по напрямних, значні витрати енергії на подолання сил тертя і високі нормальні напруження, які виникають в поручні при обгинанні ним приводних, натяжних та відхиляючих блоків суттєво обмежують довговічність поручня;

- поручень поєднує опорну та тягову функції, аварійний розрив поручня може призвести до травмування пасажирів.

Найбільш близьким за технічною суттю є поручень, утворений із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах, прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки з проробленими по всій довжині її двома рядами прямокутних отворів. Через ці отвори із стрічкою зачіплюються розміщені в два паралельні ряди виступи на поверхнях привідного блока. Опорні вкладиші закріплені на тримачах, виконаних із відігнутих при утворенні отворів частин металевої стрічки [2].

Недоліки описаної конструкції поручня:

- при розміщенні елементів зачеплення, отворів у стрічці та виступів на привідному блоці двома паралельними рядами неможливо забезпечити рівномірне розподілення навантаження, тягової сили, між отворами по ширині стрічки із-за неминучої різниці розмірів (допусків на них), одержаних при виготовленні та монтажі цих елементів;

- форма отворів та пластичне деформування відігнутих при утворенні отворів частин металевої стрічки є сприятливими факторами для виникнення підвищеної концентрації напружень в зонах контакту стрічки із виступами на привідному блоці;

- при обгинанні поручнем привідних блоків можливе відносне зміщення опорних вкладишів і С-подібного гнучкого елемента, внаслідок чого у місцях з'єднання опорних вкладишів із стрічкою виникають додаткові навантаження.

Названі недоліки обумовлюють низький рівень довговічності і надійності поручня.

В основу корисної моделі поставлена задача удосконалення відомої конструкції поручня для підвищення її довговічності та надійності.

Це досягається шляхом використання у відомій конструкції поручня як тягового елемента нескінченно замкненої металевої стрічки з одним рядом пророблених в ній круглих отворів, в які встановлені без зазорів закладні деталі з різьбовим хвостовиком, завулканізовані у гумові тримачі, на яких кріпиться С-подібний гнучкий елемент; із внутрішньої сторони стрічки на закладні деталі нагвинчуються сферичні елементи зачеплення з привідним блоком з різьбовим отвором і потаєм під ключ.

Поставлена задача вирішується завдяки тому, що у відомій конструкції поручня, утвореного із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах, прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки, елементи зачеплення стрічки із привідним блоком виконані сферичної форми із різьбовим отвором і потаєм під ключ, розміщені в один ряд і нагвинчені з внутрішньої сторони стрічки на закладні елементи з різьбовим хвостовиком, при цьому закладні елементи завулканізовані у гумові тримачі і встановлені у один ряд отворів у металевій стрічці. На гумові тримачі кріпиться С-подібний гнучкий елемент.

Корисна модель пояснюється кресленнями, на яких показано: фіг. 1 - схема зачеплення поручня із привідним блоком; фіг. 2 - розріз А-А на фіг. 1.

У пророблені в один ряд отвори у металевій стрічці 1 (фіг. 1 і 2) встановлені закладні елементи з різьбовим хвостовиком 2, завулканізовані у гумових тримачах 3. На тримачах 3 кріпиться С-подібний гнучкий елемент 4. З внутрішньої сторони металевої стрічки 1 на

UA 90399 U

закладний елемент 2 нагвинчуються сферичні елементи зачеплення 5 з різьбовим отвором і потаєм під ключ 5.

Поручень працює таким чином.

5 При вмиканні ескалатора у роботу привідний механізм поручня передає обертальний момент на привідний блок, отвори якого, при взаємодії із сферичними елементами зачеплення металевої стрічки 1, забезпечують поступальний рух її разом із закріпленим на гумових тримачах 3 пружним С-подібним гнучким елементом 4. Попередній натяг металевої стрічки створюється натяжним пристроєм.

10 Перевагами заявленого поручня є новизна його конструкції, яка полягає в тому, що зачеплення стрічки з виступами на привідному блоці через отвори, пророблені в стрічці, замінені на зачеплення сферичних елементів, що зменшує місцеві контактні напруження у стрічці, завдяки збільшенню контактних поверхонь стрічки і закладної деталі. Використання як опорних вкладишів для С-подібного гнучкого елемента гумового тримача унеможливить відносно зміщення тримачів і С-подібного гнучкого елемента під час обгінання стрічкою привідних блоків за рахунок пружної деформації тримачів. Зазначені фактори сприятимуть підвищенню рівнів довговічності та надійності стрічки і поручня в цілому.

15 Пропонований поручень рекомендується до застосування в міжповерхових (офісних) та тунельних ескалаторах з висотою підйому від 3-х до 75 метрів, з кутами нахилу 30° і 35°, зі східцями шириною 625, 660, 900 і 1200 мм та в травелаторах довжиною до 500 м та кутом нахилу до 12° при ширині стрічки (настилу) 800, 1000 і 1200 мм.

Джерела інформації:

1. А.М. Олейник, И.Н. Поминов. "Эскалаторы". - М.: "Машиностроение", 1973. - С. 153...160, 164, 246.

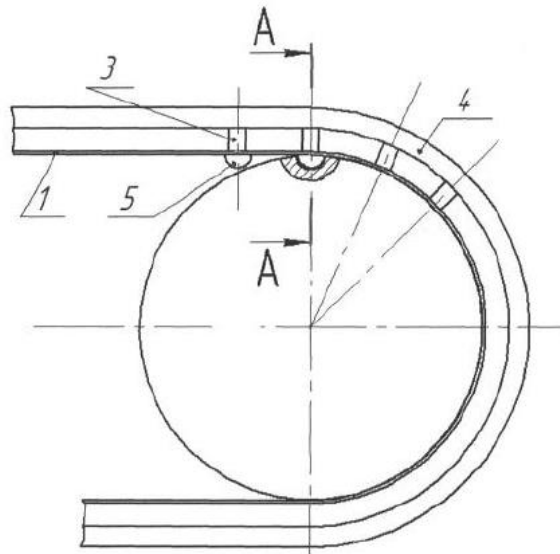
2. Деклараційний патент на корисну модель Україна № 1761, В66В 23/24, В66В 23/04, 2003.

25

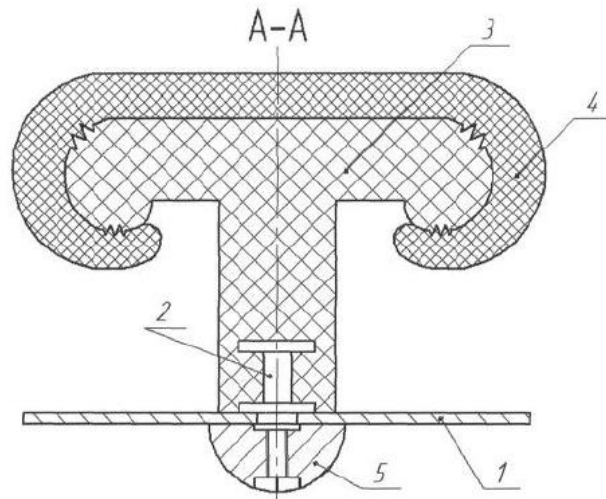
#### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Поручень, що утворений із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах, прикріплених до 30 тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки, який **відрізняється** тим, що елементи зачеплення стрічки із привідним блоком виконані сферичної форми із різьбовим отвором і потаєм під ключ, розміщені в один ряд і нагвинчені з внутрішньої сторони стрічки на закладні елементи з різьбовим хвостовиком, при цьому закладні елементи завулканізовані у 35 гумові тримачі із встановленим на них С-подібним гнучким елементом та встановлені в один ряд отворів у металевій стрічці.

UA 90399 U



Фиг. 1



Фиг. 2

Комп'ютерна верстка М. Ломалова

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ - 42, 01601