

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ЧЕРНИШ ПАВЛО ВІТАЛІЙОВИЧ

УДК 622.673:539.4

ДИСЕРТАЦІЯ

**ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ
БАГАТОПРИВІДНИХ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК З
ГУМОТРОСОВИМИ ТЯГОВИМИ ОРГАНАМИ**

спеціальність 133 Галузеве машинобудування
галузь знань 13 Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ П.В. Черниш

Наукові керівник – Колосов Дмитро Леонідович, доктор технічних наук,
професор

Дніпро – 2026

АНОТАЦІЯ

Черниш П.В. Обґрунтування раціональних параметрів багатопривідних підйомно-транспортних установок з гумотросовими тяговими органами. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування (галузь знань 13 Механічна інженерія). – Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Міністерство освіти і науки України, Дніпро, 2026.

У дисертаційній роботі представлено вирішення актуального науково-технічного завдання, що полягає в обґрунтуванні раціональних параметрів багатопривідних підйомно-транспортних установок із гумотросовими композитними тяговими органами на основі комплексного дослідження їх напружено-деформованого стану, особливостей взаємодії з елементами механічної системи та розроблення сучасних методів розрахунку. Дослідження ґрунтується на поєднанні аналітичних методів механіки композитних конструкцій, математичного моделювання та узагальнення закономірностей функціонування підйомно-транспортних систем у різних режимах експлуатації. Такий підхід забезпечує комплексний аналіз впливу конструктивних та експлуатаційних факторів на працездатність, довговічність і безпеку підйомно-транспортного обладнання.

Основною метою дослідження є підвищення ефективності проектування та експлуатації багатопривідних підйомно-транспортних установок нового покоління шляхом розроблення науково обґрунтованих методів аналізу й визначення раціональних конструктивних параметрів гумотросових композитних тягових органів. У роботі показано, що використання композитних тягових органів відкриває можливості для створення більш компактних, енергоефективних та надійних підйомно-транспортних комплексів із підвищеними техніко-економічними показниками. Запропоновані методи дозволяють враховувати конструктивні особливості системи, зміни властивостей

матеріалів у процесі експлуатації та вплив різних режимів роботи на напружено-деформований стан тягового органу.

Основні результати та досягнення

Розроблено комплексну математичну модель гумотросового композитного тягового органу, що враховує конструктивні параметри елементів підйомно-транспортної системи, їх взаємне розташування, експлуатаційні зміни та особливості роботи багатопривідних підйомно-транспортних установок.

Досліджено вплив зміни механічних властивостей еластомірної оболонки на напружено-деформований стан композитного тягового органу з локальними порушеннями структури. Встановлено закономірності перерозподілу навантажень унаслідок реологічних процесів та сформульовано алгоритм визначення напруженого стану гумотросового тягового органу.

Розроблено методику аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, що дозволяє враховувати одночасний вплив конструктивних рішень, прийнятих під час проєктування, та змін, які виникають у процесі експлуатації підйомно-транспортних машин.

Отримано узагальнені математичні моделі та аналітичні розв'язки для визначення напружено-деформованого стану композитних тягових органів за сумісної дії конструктивних та експлуатаційних факторів. Це забезпечує можливість прогнозування роботи підйомно-транспортних установок та обґрунтування їх раціональних параметрів.

Запропоновано технічні рішення щодо підвищення експлуатаційної безпеки багатопривідних підйомно-транспортних комплексів із гумотросовими тяговими органами. Розроблені конструктивні рішення спрямовані на підвищення надійності, довговічності та ефективності роботи обладнання в різних умовах експлуатації.

Показано, що комплексне врахування конструктивних параметрів, реологічних властивостей еластомірної оболонки та експлуатаційних змін дозволяє підвищити точність розрахунків, достовірність прогнозування

технічного стану композитних тягових органів і забезпечити оптимізацію конструктивних параметрів багатoprивідних підйомно-транспортних установок.

Результати дослідження підтверджують доцільність використання розроблених математичних моделей і методик для проєктування сучасних підйомно-транспортних систем нового покоління. Запропонований комплекс наукових і практичних рішень сприяє підвищенню енергоефективності, надійності та безпеки експлуатації підйомно-транспортного обладнання й забезпечує розвиток сучасного машинобудування у сфері транспортних технологій.

Ключові слова: підйомно-транспортне обладнання, механічна система, похила підйомна установка, конструктивні елементи, гумотросовий канат, поперечний переріз, гумова оболонка, взаємодія, напружено-деформований стан, математична модель, аналітичний розв'язок, умови міцності, експлуатаційні зміни, методи урахування, методика визначення, технічні заходи

ABSTRACT

Chernysh, P.V. Justification of Rational Parameters for Multi-Drive Hoisting and Conveying Systems with Rubber-Cord Traction Elements. Qualifying scientific thesis in manuscript form.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the specialty 133

«Industrial Mechanical Engineering» Dnipro Polytechnic National Technical University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Dnipro, 2026.

This dissertation presents a solution to a pressing scientific and technical problem, which consists in justifying the optimal parameters of multi-drive hoisting and transport systems with rubber-cord composite traction elements based on a comprehensive study of their stress-strain state, the specifics of their interaction with elements of the mechanical system, and the development of modern calculation methods. The research is based on a combination of analytical methods of composite structure mechanics, mathematical modeling, and the generalization of patterns in the operation of hoisting and transport systems under various operating conditions. This approach ensures a comprehensive analysis of the impact of design and operational factors on the performance, durability, and safety of lifting and transport equipment.

The main objective of this study is to improve the efficiency of the design and operation of new-generation multi-drive hoisting and transport systems by developing scientifically sound methods for analyzing and determining optimal design parameters for rubber-cable composite traction members. This work demonstrates that the use of composite traction members opens up opportunities for creating more compact, energy-efficient, and reliable hoisting and conveying systems with improved technical and economic performance. The proposed methods allow for accounting for the system's design features, changes in material properties during operation, and the impact of various operating modes on the stress-strain state of the traction member.

Key Results and Achievements

A comprehensive mathematical model of a rubber-cable composite haulage system has been developed, taking into account the design parameters of the hoisting

and conveying system components, their relative positioning, operational changes, and the operational characteristics of multi-drive hoisting and conveying systems.

The influence of changes in the mechanical properties of the elastomeric sheath on the stress-strain state of a composite traction member with local structural defects has been investigated. Patterns of load redistribution resulting from rheological processes have been established, and an algorithm for determining the stress state of a rubber-cable traction member has been formulated.

A methodology has been developed for analyzing the stress-strain state of flexible composite traction members, which allows for the simultaneous consideration of the influence of design decisions made during the design phase and changes that occur during the operation of lifting and transport machinery.

Generalized mathematical models and analytical solutions have been obtained for determining the stress-strain state of composite traction members under the combined action of design and operational factors. This makes it possible to predict the performance of hoisting and transport systems and to justify their optimal parameters. Technical solutions are proposed to improve the operational safety of multi-drive hoisting and transport systems with rubber-cable traction members. The developed design solutions are aimed at improving the reliability, durability, and operational efficiency of the systems.

It has been shown that a comprehensive consideration of design parameters, the rheological properties of the elastomeric lining, and operational changes makes it possible to improve the accuracy of calculations and the reliability of predictions regarding the technical condition of composite traction components, and to ensure the optimization of design parameters for multi-drive hoisting and transport systems.

The research results confirm the feasibility of using the developed mathematical models and methods for designing modern, next-generation hoisting and conveying systems. The proposed set of scientific and practical solutions contributes to improving the energy efficiency, reliability, and operational safety of hoisting and conveying equipment and supports the development of modern mechanical engineering in the field of transportation technologies.

Keywords: hoisting and transport equipment, mechanical system, inclined hoisting system, structural elements, rubber-cored rope, cross-section, rubber sheath, interaction, stress-strain state, mathematical model, analytical solution, strength criteria, operational changes, methods of accounting, determination methodology, technical measures

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у наукових фахових виданнях України:

1. Д.Л. Колосов, П.В. Черниш, Напружено-деформований стан відновленого гумотросового тягового органа зі змінними механічними властивостями гуми та розривом троса // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2026. – №84. – С. 241-254.
<https://doi.org/10.33271/crpnmu/84.241>
2. Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, С.В. Онищенко, Ю.В. Ковальова, П.В. Черниш, Напружений стан композитного тягового органа зі змінною по довжині жорсткістю троса з урахуванням згину на барабані з криволінійною твірною // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2023. – №75. – С. 214-224.
<https://doi.org/10.33271/crpnmu/75.214>
3. І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, П.В. Черниш, Напружено-деформований стан композитного тягового органа з порушеною структурою внаслідок реології еластомірної оболонки // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2023. – №74 - 24. – С. 274-287.
<https://doi.org/10.33271/crpnmu/74.274>
4. І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, С.В. Онищенко, П.В. Черниш, Дослідження напружено-деформованого стану гумотросового каната з тросами різної жорсткості при розтягу // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2023. – №73-8. – С. 94-103. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/73.094>
5. .В. Бельмас , Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, П.В. Черниш, Напружений стан гумотросового тягового органа порушеної структури з урахуванням нелінійної залежності деформування гумової оболонки// Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2023. – №73 - 9. – С. 104-112.
<https://doi.org/10.33271/crpnmu/73.104>
6. І.В. Бельмас , Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, П.В. Черниш, Напружено-деформований стан композитного каната з урахуванням впливу нелінійності його деформування та розриву елементу армування// Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2022. – №70 - 9. – С. 99-106.
<https://doi.org/10.33271/crpnmu/70.099>

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

7. Черниш П.В. Нові перспективи створення багатопривідних підйомно-транспортних установок з композитними тяговими органами. Матеріали XII Всеукраїнської науково-технічної конференції аспірантів та молодих вчених "Наукова весна", Дніпро, 23-24 травня 2022 року/ Дніпро: НТУ «ДП», 2022 С. 234-235 .

8. Черниш П.В. Напружено-деформований стан гумотросового каната з урахуванням впливу нелінійності його деформування. Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «МОЛОДЬ: НАУКА ТА ІННОВАЦІЇ», Дніпро, 23-25 листопада 2022 року/ Дніпро: НТУ «ДП», 2022 С. 497-499 .

9. Черниш П.В. Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросового тягового органа внаслідок зсуву відносно барабану. Матеріали XX Міжнародної науково-технічної конференції «Потураївські читання», Дніпро, 27 січня 2023 року/ Дніпро: НТУ «ДП», 2023 С. 73-74 .

10. Черниш П. В. Напружено-деформований стан гумотросового тягово-транспортного органа з тросами відмінної жорсткості . Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених НАУКОВА ВЕСНА», Дніпро, 1-3 березня 2023 року/ Дніпро : НТУ «ДП», 2023. С.397-399.

11. Черниш П. В. Напружено-деформований стан гумотросового каната з тросами різної жорсткості при осьовому розтягу. Матеріали XVI Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «НАУКОВА ВЕСНА», Дніпро, 1-4 березня 2026 року/ Дніпро : НТУ «ДП», 2026. С.546-548.

Інші опубліковані праці здобувача

12. Пат. 155864 Україна, МПК E21F13/00. Шахтний канатний підйомник для похилих виробок / Танцура Г. І., Білоус О. І., Колосов Д. Л., Черниш П. В., Дришлюк О. О. ; заявник і патентовласник Дніпровський державний технічний університет. – № u202303123 ; опубліковано 17.04.2024, Бюл. № 16/2024.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	14
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ І МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	23
1.1 Аналіз сучасного стану підйомних установок на гірничодобувних підприємствах	23
1.2 Дослідження та конструкторські розробки щодо застосування плоских тягових органів на підйомно-транспортних установках.....	25
1.3 Огляд наукових досліджень і конструкторських розробок конструкцій стрічкових конвеєрів.....	36
1.4 Види пошкоджень транспортувальної стрічки в процесі експлуатації..	41
1.5 Причини пошкоджень конвеєрних стрічок.....	46
1.6 Висновки за розділом 1.....	51
РОЗДІЛ 2 КОМПЛЕКСНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЯГОВОГО ОРГАНУ ПІДЙИМАЧА СИПКИХ ВАНТАЖІВ.....	52
2.1 Основні чинники, що впливають на напружено-деформований стан плоского гумотросового тягового органу.....	54
2.2 Розрахункова модель деформування тягового органу.....	56
2.3 Математична модель.....	56
2.4 Висновки за розділом 2.....	66
РОЗДІЛ 3 ВПЛИВ ЗМІН МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛУ ЕЛАСТОМІРНОЇ ОБОЛОНКИ НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН КОМПОЗИТНОГО ТЯГОВО-ТРАНСПОРТУВАЛЬНОГО ОРГАНУ З ЛОКАЛЬНИМИ ЗМІНАМИ КОНСТРУКЦІЇ.....	67
3.1 Вплив зміни властивостей гуми в часі.....	68
3.2 Вплив на напружено-деформований стан канату локальної зміни значення модуля зсуву еластичного матеріалу в зонах підвищених напружень.....	72
3.3 Вплив часу експлуатації на напружено-деформований стан каната з	

частково заміненим тросом.....	82
3.4 Вплив відмінного модуля зсуву гуми в канаті з ушкодженим тросом.....	105
3.5 Частково відновлений канат з відмінними властивостями гуми та розривом троса.....	114
3.5.1 Рішення у разі припущення, що механічні властивості гуми незмінні на відрізку заданої довжини, який включає переріз ушкодження по ширині стрічки.....	114
3.5.2 Рішення у разі припущення, що механічні властивості гуми незмінні на відрізку заданої довжини, який включає переріз лише навколо троса з розривом.....	123
3.6 Висновки за розділом 3.....	136
РОЗДІЛ 4 МЕТОДИКА АНАЛІЗУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГНУЧКИХ КОМПОЗИТНИХ ТЯГОВИХ ОРГАНІВ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН.....	138
4.1 Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросового каната (стрічки) на барабані.....	138
4.1.1 Зсув каната (стрічки) відносно барабану.....	138
4.1.2 Тиск каната (стрічки) на барабан.....	141
4.1.3 Вплив форми твірної робочої поверхні шківів (барабана).....	143
4.2 Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросової стрічки на перехідних ділянках.....	145
4.2.1 Надання стрічці лоткової форми.....	145
4.2.2 Надання перерізу стрічки форми замкненого кола.....	147
4.3 Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросового каната, зумовленого відхилення посудини від проектного стану.....	150
4.3.1 Поворот посудини в площині каната.....	150
4.3.2 Поворот посудини відносно барабана навколо власної осі.....	152
4.3.3 Поворот вузла приєднання каната трубчастої форми.....	153

4.3.4 Згин траси конвеєра.....	154
4.4 Методи урахування розривів суцільності тросів.....	155
4.4.1 Розрив одного елементу армування (троса) в перерізі симетрії безмежного каната (стрічки).....	156
4.4.2 Декілька розривів елементів армування.....	156
4.4.2.1 Розриви одного і того самого елементу армування.....	156
4.4.2.2 Регулярно розташовані розриви декількох елементів армування (тросів)	158
4.5 Розрахунок гумотросових тягових органів спеціальної конструкції....	158
4.5.1 Канат ступінчастої конструкції.....	158
4.5.2 Безкінцевий канат.....	164
4.5.3 Стрічка з отворами.....	165
4.6 Рекомендації із забезпечення стійкості положення плоского композитного тягово-транспортного органу на приводному барабані (шківі) підйомно-транспортної машини.....	167
4.7 Висновки за розділом 1.....	171
РОЗДІЛ 5 РОЗРОБКА УЗАГАЛЬНЕНИХ МОДЕЛЕЙ ТА ПОБУДОВА РІШЕНЬ ДЛЯ ВИПАДКІВ СУМІСНОГО ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА НАБУТИХ В ПРОЦЕСІ ВИКОРИСТАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ.....	173
5.1 Побудова моделі.....	173
5.2 Побудова рішення моделі.....	175
5.3 Умови міцності тягового органу.....	176
5.4 Розробка локальних математичних моделей та рішень для дослідження механічних процесів з урахуванням природних змін механічних властивостей гнучкого композитного тягового органа.....	177
5.4.1 Побудова моделі.....	177
5.4.2 Побудова рішення моделі.....	180
5.4.3 Умови міцності.....	182

5.5 Висновки за розділом 2.....	183
РОЗДІЛ 6 РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ РОБОТИ ПІДЙОМНИХ КОМПЛЕКСІВ З ГНУЧКИМИ КОМПОЗИТНИМИ ТЯГОВИМИ ОРГАНАМИ	184
6.1 Раціональна схема багатоприводного підйому для глибокого кар'єру Кривбасу.....	184
6.2 Контроль розривів тросів каната.....	188
6.2.1 Розподіл потенціалів в канаті без ушкоджень.....	188
6.2.2 Розподіл потенціалів в канаті з ушкодженням тросом.....	192
6.2.3 Алгоритм визначення зміни сигналу внаслідок розриву троса.....	194
6.2.4 Вимоги до системи неперервного автоматичного контролю розривів тросів.....	195
6.3 Технічні пропозиції щодо розведення траєкторій руху скіпів або скіпів і противаги в момент їх рівновіддаленості від приводу.....	199
6.4 Висновки за розділом 6.....	212
ВИСНОВКИ.....	214
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	218
ДОДАТКИ.....	235
Додаток А. Акти впровадження результатів роботи	
Додаток Б. Опис до патенту на корисну модель	

ВСТУП

Актуальність теми. Умови видобутку корисних копалин постійно ускладнюються. Їх видобувають у все більших обсягах, з більших глибин. Зростають вимоги до енергозбереження, зменшення металомісткості устаткування. Стосується останнє і основних елементів підйомно-транспортних машин – їх тягових та тягово-транспортних органів та барабанів для забезпечення їх переміщення. Це вимагає постійного вдосконалення підйомно-транспортних машин. Разом з вищенаведеною галуззю підйомно-транспортні системи використовуються в інших галузях. Так масове, багатосерійне та навіть штучне виробництво пов'язано з транспортуванням сировини, матеріалів, готових виробів. Використовуються різноманітні підйомні машини елеватори, ліфти, зокрема, навіть в побуті.

Підйомно-транспортні машини, здебільшого, обладнані тягово-транспортними гнучкими органами – канатами, тросами та стрічками. Вони здійснюють переміщення вантажів завдяки тому що самі рухаються. Рушієм тягово-транспортних гнучких органів є приводні барабани. За потреби напрям руху змінюють барабанами відхилення.

Правилами безпеки експлуатації підйомних машин рекомендоване гранично допустиме відношення діаметра троса (круглого канату) і діаметра приводного та веденого барабана, барабана врівноважування. Це створює потребу обрання основним напрямком вдосконалення підйомно-транспортних машин шляхом застосування барабанів (шківів) зменшеного діаметра.

Зменшення, або обмеження зростання діаметрів барабанів (шківів) при збільшенні потужності підйомно-транспортних машин можна досягти шляхом застосування тросів збільшеної міцності за меншого їх діаметра або збільшенням їх кількості. Принципово цю проблему можливо вирішити, об'єднавши обидва напрямки – застосуванням тросів зменшеного діаметру і збільшенням їх кількості.

Плоскі канати виконують функцію передачі тягового зусилля від барабана підйомної машини вантажу. Конвеєрні стрічки виконують ще і функцію

утримування та переміщення вантажу. При цьому для надання тяговому органу транспортувальних властивостей та задля захисту дротів малого діаметра від корозії і для забезпечення рівномірного розподілу зусиль поміж тросами в тяговому органі їх укладають в еластичну захисну оболонку. Такий тягово-транспортувальний орган забезпечує зменшення діаметрів барабанів підйомної машини, дозволяє збільшити потужність машин неперервного транспорту – стрічкових конвеєрів. Таким чином, конструкція тягово-транспортувального органу зумовлює суттєві для підйомно-транспортної машини її техніко-експлуатаційні параметри.

Вдосконалення підйомно-транспортних машин пов'язано зі змінами в їх конструкції. Впроваджуються трубчаті, підвісні крутопохилі конвеєри. Впроваджуються нові технічні рішення в підйомних машинах, особливо в машинах підняття вантажів з великих глибин, відкритим способом, зокрема по борту глибоких кар'єрів Криворізького басейну.

Беззаперечною перевагою гумотросових канатів є те, що вони складені з паралельних тросів. Вказана особливість дозволяє суттєво підвищувати її надійність, як системи з паралельним з'єднанням елементів за неповного резервування. З вказаною особливістю пов'язано і те, що промислові випробування показали, що терміни служби гумотросових врівноважувальних стрічок перевищують 5 років, що майже в 4 рази більше, ніж при використанні сталевих канатів. А при виборі коефіцієнтів запасу міцності в межах 8-12 передбачуваний термін служби хвостових гумотросових канатів складає 12-15 років.

На основі узагальнення досвіду експлуатації врівноважувальних канатів у Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка» і в об'єднанні «Кривбасруда» (нині АТ «Кривбасзалізрудком», м. Кривий Ріг) було виділено два напрями досліджень з наукового обґрунтування раціональних конструкцій плоских гумотросових канатів, включно, врівноважувальних і гумотросових конвеєрних стрічок, розробці нормативної документації для їх випуску та експлуатації та створення технологічних ліній з їх виготовлення в Україні.

Невирішеними залишилися питання, пов'язані з розробкою методів передбачення впливів запропонованих в процесі проектування технічних рішень, розробки технічної ремонтної документації на забезпечення умов міцності. Вказаним питанням присвячені окремі розділи роботи. В них сформульовані методики визначення напруженого стану та умов міцності гумотросових тягових органів. Вони базуються як на отриманих в попередніх розділах роботи, так і на результатах раніше виконаних робіт і на аналізі відомих досліджень в цьому напрямі.

Отримані раніше дослідження динамічних моделей також відносяться до існуючих підйомних установок зі сталевими круглими головними канатами. Невивченим залишаються питання моделювання динамічних процесів в дискретно-континуальних механічних системах підйомно-транспортних установок з композитними тяговими органами в нестаціонарних режимах роботи та встановлення залежностей цих параметрів від параметрів всіх елементів підйомно-транспортної установки. В роботі виконана подальша розробка основ розрахунку і синтезу багатоприводних систем з декількома приводними шківками тертя і композитними тяговими органами нового типу з комплексним врахуванням особливостей взаємодії композитних тягових органів з системою шківів в перехідних та аварійних режимах роботи, врахуванням об'єктивних змін КТО в процесі їх експлуатації, пов'язаних з гістерезисними явищами.

Об'єкт дослідження – процеси формування, перерозподілу та зміни напружено-деформованого стану композитних тягових органів, що виникають при експлуатації підйомно-транспортної машини та їх вплив на конструкційні і експлуатаційні параметри підйомно-транспортних машин.

Предмет дослідження – взаємозв'язок конструкційних й механічних параметрів гнучких композитних тягових органів і параметрів підйомно-транспортних машин.

Мета роботи полягає у підвищенні рівня ефективності, експлуатаційної і екологічної безпеки та термінів експлуатації підйомно-транспортних машин на основі встановлення умов і закономірностей взаємодії композитного тягового

органа з елементами шахтної та кар'єрної підйомно-транспортної установки, закономірностей формування, перерозподілу та зміни напружено-деформованого стану композитного тягового органа в експлуатаційних режимах роботи підйомно-транспортної машини з урахуванням зміни механічних характеристик й пружно-дисипативних властивостей матеріалу його еластичної оболонки в робочих режимах експлуатації.

Зазначена мета досягається шляхом забезпечення мінімальних відхилень від середніх значень розподілу напружень в композитних тягових органах нової конструкції, а також розробки принципів схем конструкції кар'єрного похилого підйомного комплексу з синхронізованою системою тягових шківів тертя за схемою «скіп – скіп» або «скіп – противага» та шляхом урахування впливу об'єктивних змін механічних характеристик еластичної оболонки тягового органа на його напружено-деформований стан в причіпних пристроях для скіпів та противаг, на ділянках реновації та за умов збільшення довжини тягового органа шляхом пристикування до нього додаткового відрізка КТО замість його заміни при переході на більш глибокі рівні видобутку корисних копалин.

Задачі дослідження. Для досягнення вказаної мети протягом виконання етапів роботи були розв'язані наступні наукові задачі:

- обґрунтування загальної і локальної розрахункової схеми основних вузлів і ланок підйомно-транспортної системи нового типу;
- дослідження основних конструктивних чинників, що впливають на розподіл зусиль поміж тяговими елементами плоских композитних тягових органів шахтних та кар'єрних підйомно-транспортних установок;
- розробка локальних математичних моделей для дослідження фізико-механічних процесів в ланках підйомно-транспортної системи, включно з урахуванням природних змін механічних властивостей гнучкого композитного тягового органа;
- побудування рішень, дослідження та врахування фізико-механічних процесів в ланках підйомно-транспортної системи, зокрема, з урахуванням природних змін механічних властивостей композитного тягового органа;

- визначення раціональних конструктивних параметрів для Технічного завдання на проектування базового варіанту скіпової підйомно-транспортної системи з синхронізованими тяговими шківками тертя і композитними тяговими органами для кар'єру завглибшки 300-500 м з кутами нахилу бортів до 70 градусів.

Наукова новизна отриманих результатів роботи полягає в такому:

1. Розроблено комплексну математичну модель гумотросового композитного тягового органа, що враховує конструктивні параметри елементів підйомно-транспортної системи, їх взаємне розташування та експлуатаційні зміни;

2. Розроблена та аналітичним шляхом розв'язана математична модель гумотросового тягового органу з порушеною структурою та з урахуванням дискретно зміненої по довжині каната жорсткістю гуми на зсув в локальній зоні розриву суцільності елемента армування;

3. Встановлено закономірності перерозподілу навантажень у гумотросовому тяговому органі з порушеною структурою внаслідок реологічних процесів в еластомірній оболонці та сформульовано алгоритм визначення його напруженого стану;

4. Уточнено механізм зміни напруженого стану гумотросового каната внаслідок нелінійного закону деформування міжтросових еластичних прошарків, що дозволило встановити кількісні відмінності (до 15 %) у значеннях кутів зсуву порівняно з лінійною моделлю деформування;

5. Розроблено метод аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, що враховує одночасний вплив конструктивних рішень і змін, набутих у процесі експлуатації підйомно-транспортних машин нового типу;

6. Уточнено метод неперервного автоматичного контролю цілісності гумотросового каната за зміною його внутрішнього електричного опору, що дозволяє визначати розрив будь-якого троса незалежно від фізичних властивостей каната.

Практичне значення отриманих результатів полягає в наступному:

- сформульовано алгоритм визначення напруженого стану гумотросового тягового органу з порушеною структурою за дискретної зміни модуля зсуву матеріалу, що з'єднує троси;
- встановлено кількісні показники впливу дискретної зміни модуля зсуву гуми на напружено-деформований стан каната з порушеним елементом армування;
- розроблено наступні методики аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, зумовлених технічними рішеннями, прийнятими в процесі проектування та набутих в процесі експлуатації підйомно-транспортної машини нового типу:
 - зменшення впливу розриву троса на тягову спроможність, включно і для часткового її відновлення;
 - в перерізі зміни кількості тросів в канаті ступінчастої конструкції;
 - паса кільцевої замкненої форми передачі з кінематичним зв'язком;
 - стрічки для просіювання або часткового зневоднення сипких матеріалів, стрічки з подовжнім розривом;
 - урахування відхиленням посудини від проектного положення;
 - урахування відхилення форми робочої поверхні барабана (шків) від циліндра;
 - сумісного впливу характеру приєднання до елементів машини, нециліндричного барабану, повороту його осі, приєднаної посудини та розриву довільного троса в довільному перерізі;
- розроблено рекомендації із забезпечення стійкості положення плоского композитного тягового органу на приводному барабані (шківі) підйомно-транспортної машини.

Практичне значення роботи підтверджується розробленими методичними вказівками до розрахунку конструктивних та режимних параметрів елементів підйомно-транспортної установки, а також патентом України на корисну модель

№ 155864 «Шахтний канатний підйомник для похилих виробок». Запропоновані технічні рішення щодо контролю цілісності каната та підвищення безпеки експлуатації підйомних комплексів мають безпосереднє прикладне значення для гірничодобувних підприємств, зокрема для глибоких кар'єрів Криворізького басейну.

Перший розділ присвячено аналізу сучасного стану і методів дослідження напружено-деформованого стану елементів підйомно-транспортного обладнання.

У другому розділі виконано розробку комплексної узагальненої математичної моделі гнучкого композитного тягового органу, що враховує конструктивні параметри складових підйомно-транспортної системи, їх взаємне розташування, зміни в процесі експлуатації та особливості підйомачів періодичної та неперервної дії.

Третій розділ присвячено дослідженню впливу змін механічних властивостей матеріалу еластичної оболонки на напружений стан композитного тягово-транспортного органу з локальними змінами конструкції. Шляхом аналітичного розв'язання моделі гумотросового тягового органу з порушеною структурою та наслідками реології гумової оболонки, встановлені залежності зміни напруженого стану гумотросового тягового органу з порушеною структурою внаслідок реології гумової оболонки. Сформульовано алгоритм визначення напруженого стану гумотросового тягового органу з порушеною структурою та проявами реології гумової оболонки. Встановлено механізм зміни напруженого стану гумотросового канату внаслідок реології гумової оболонки.

У четвертому розділі обґрунтовано та розроблено методику аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, зумовленого технічними рішеннями, прийнятими в процесі проектування та набутими в процесі експлуатації підйомно-транспортних машин нового типу.

У п'ятому розділі виконано розробку узагальнених моделей та побудову рішень для випадків сумісного впливу конструктивних та набутих в процесі використання параметрів підйомно-транспортної системи на напружено-

деформований стан гнучкого композитного тягового органу.

Шостий розділ присвячено розробці технічних рішень з підвищення безпеки роботи підйомних комплексів з гнучкими композитними тяговими органами. Запропоновано технічне рішення удосконаленого шахтного канатного підйомника для похилих виробок.

Упровадження результатів роботи. Автор приймав участь як виконавець у держбюджетній НДР ГП-506 «Науково-прикладні засади створення підйомно-транспортних установок з композитними тяговими органами на основі метамоделювання складних багатозв'язних дискретно-континуальних механічних систем», що виконувалася в Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка». Результати цієї НДР передано за актами впровадження ДП «Дніпродіпрошахт» та Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України для використання у проєктних та науково-дослідних роботах із забезпечення працездатності тягових органів конвеєрних і підйомних установок та підвищення експлуатаційної безпеки шахтних підйомно-транспортних комплексів, що свідчить про практичну затребуваність отриманих результатів уже на етапі виконання дисертаційного дослідження.

Особистий внесок здобувача. Автором самостійно обґрунтована мета та ідея роботи, визначено завдання дослідження і наукові положення, вибрано методи дослідження, проведено математичне моделювання та розрахунково-теоретичні дослідження, обробка, аналіз і узагальнення отриманих результатів; здобувачем зроблено висновки і розроблені рекомендації для практичного застосування отриманих науково-технічних результатів. Текст дисертації і автореферат написані автором особисто.

Публікації. За результатами виконаних досліджень опубліковано 12 наукових праць: 6 статей у періодичних виданнях, включених до переліку фахових видань України, 5 публікацій у збірниках матеріалів міжнародних науковопрактичних конференцій, 1 патент на корисну модель.

Структура і обсяг дисертаційної роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел – 153 найменування

на 17 сторінках, 4 додатків. Робота містить xx сторінок основного тексту, 65 рисунки та 2 таблиці, загальний обсяг – 230 сторінок.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ І МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1 Аналіз сучасного стану підйомних установок на гірничодобувних підприємствах

Україна має значний потенціал різних корисних копалин. У першу чергу, це відноситься до залізних руд і кам'яного вугілля, за запасами яких Україна займає провідне місце у світі.

Видобуток і переробка мінеральної сировини є одним з найбільш трудо- і капіталомістких видів господарської діяльності. На їхню частку припадає 40 % загальних капіталовкладень, від 30 до 35 % виробничих фондів, від 20 до 30 % фонду заробітної плати, 60 % обсягу залізничних перевезень, близько 70 % витрат на виробництво електроенергії [1–3].

У Кривбасі видобувається більше 80 % залізної руди від загального виробництва в Україні. До 1991 р. на частку України припадало до 50 % обсягу видобутку залізної руди, з них відкритим способом видобувалося 83 % сирої руди і вироблялося 73,4 % товарної. Діють 6 потужних гірничозбагачувальних комбінатів, які не мають аналогів у світовій практиці: тільки Інгулецький гірничозбагачувальний комбінат видобував більше руди, ніж Канада.

Основний обсяг видобутку руд чорних і кольорових металів здійснюється за рахунок розробки родовищ, що залягають на великих глибинах. В даний час глибини видобутку шахт Кривбасу досягли позначки близько 1500 м.

На транспортних системах підприємств гірничодобувної промисловості України використовуються тисячі конвеєрів, десятки тисяч метрів конвеєрних стрічок, сотні шахтних підйомних установок, на яких у навішуванні знаходиться близько 8 тис. тонн канатів (з них 4 тис. тонн підйомних і 4 тис. тонн врівноважувальних канатів).

Однією з першорядних завдань гірничодобувної промисловості є

модернізація існуючих, розробка і впровадження нових підйомно-транспортних машин як основи для підвищення продуктивності праці.

На сьогоднішній день в Україні більша частина гірничошахтного обладнання вичерпало свій ресурс і потребує заміни. На ряді шахт зростає відставання по заміні стаціонарних установок [4]. З 407 підйомних установок в трьох основних вугледобувних басейнах 75 відпрацювали більше 30 років, 38 – понад 40 років, 12 – понад 50 років. Продовження термінів експлуатації стаціонарного обладнання здійснюється за рахунок впровадження пристроїв і методів неруйнівного контролю. Однак для вирішення проблеми невисокої ефективності підйомних установок через вироблення їх ресурсу необхідна заміна застарілого обладнання. Подальша експлуатація обладнання, що відпрацювало свій ресурс, призводить до підвищення аварійності на виробництві.

На діаграмі (рис. 1.1) показано розподіл випадків аварій на різних ділянках промислового виробництва [4].

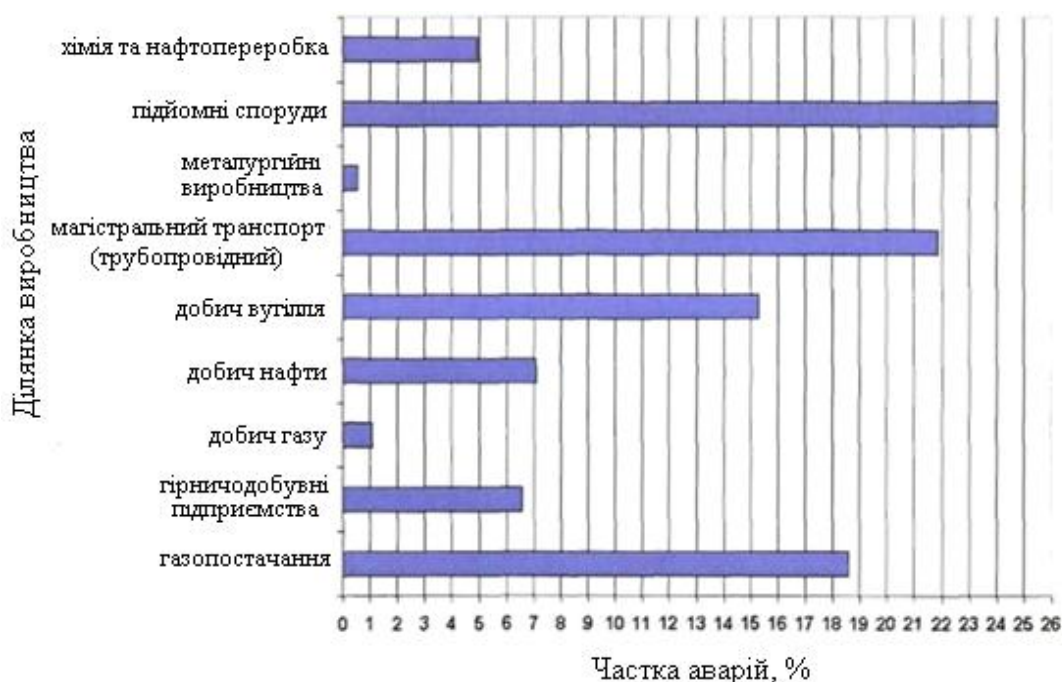


Рисунок 1.1 – Розподіл аварійних випадків по ділянках промислового виробництва

Діаграма показує, що найбільша частка аварій припадає на підйом – понад

20%. Крім того, аварійність на підйомі збільшується – у зазначений період кількість аварій на підйомних спорудах зафіксовано більш ніж на 30% більше, ніж за аналогічний період попереднього року.

Збільшення рівня аварійності на підйомних установках вимагає своєчасної заміни установок. Проте в даний час існують проблеми налагодження виробництва сучасного підйомного обладнання як з економічної, так і з технічної точок зору. У зв'язку з цим виникає необхідність проведення додаткових досліджень основних параметрів підйомних установок.

1.2 Дослідження та конструкторські розробки щодо застосування плоских тягових органів на підйомно-транспортних установках

В даний час заміна підйомних канатів гумотросовим стрічковим тяговим органом для поліпшення технічних характеристик підйомних установок ще не знайшла широкого застосування. Цієї ж думки дотримується і автор роботи [4]. В окремих випадках на похилому і вертикальному підйомі пропонувалося використання бобінних підйомних установок [5, 6]. До впровадження таких установок у виробництво справа не дійшла у зв'язку з нівелюванням переваг використання гумотросових стрічок недоліками конструкцій бобінних підйомників. До теперішнього часу не проведені дослідження щодо застосування гумотросової стрічки як тягового органу на шахтних підйомних установках.

Відомі дослідження А.І. Бороховича, Ю.І. Мелентьєва та ін. [7–15], спрямовані на розробку підйомних установок зі шківом тертя і тяговим органом у вигляді сталевий стрічки. На основі виконаних науково-дослідних і конструкторських робіт були створені дослідні зразки різного підйомно-транспортного устаткування зі сталевими стрічковими тяговими органами, в тому числі і багатострічкова шахтна підйомна установка.

Підйомна установка зі сталевими стрічками мала шків менших розмірів, що дозволило зменшити габарити і махові маси приводу. Проте використання сталевий стрічки характеризується невисоким коефіцієнтом зчеплення зі шківом, а

також швидким руйнуванням самої стрічки при появі втомних мікротріщин, що істотно знижує її надійність.

Проблеми підвищення надійності стрічкових тягових органів з використанням сталевих стрічок намагалися вирішити новими конструкціями [16]. Одна з таких конструкцій представлена на рис. 1.2. Тяговий орган складається з пакету гнучких сталевих стрічок 1, покладених у кілька шарів і оточених еластичною оболонкою 2. Для зменшення тертя між стрічками передбачається шар мастила 3. Ущільнення 4 служать для фіксованого положення пакету стрічок в оболонці.

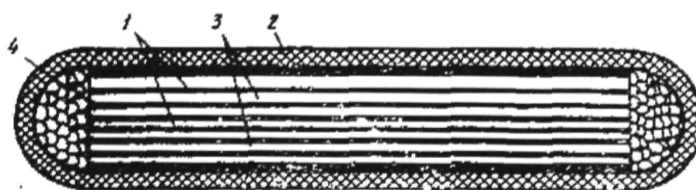


Рисунок 1.2 – Конструкція стрічкового тягового органу

Така конструкція стрічки дозволяє підвищити коефіцієнт зчеплення тягового органу з поверхнею барабана. Крім того, наявність декількох стрічок збільшує міцність стрічки на розрив, а наявність мастила запобігає зносу сталевих стрічок в результаті тертя між ними.

Але при цьому залишається ймовірність швидкого руйнування сталевих стрічок та нерівномірність їх навантаження в пакеті, що виникає в результаті огинання стрічковим тяговим органом приводного барабана, а також складність експлуатації таких стрічкових органів, у зв'язку з необхідністю їх змащування. Крім того незрозуміло, чи існують раціональні значення товщини шару оболонки, достатньої для ефективної роботи даного тягового органу.

Інші дослідження [17] спрямовані на зменшення матеріаломісткості тягового органу і збільшення ефективності підйомних установок за рахунок використання як тягових органів сталевих стрічок змінного перерізу.

У Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка» було

запропоновано застосовувати гумотросові стрічки на підйомних установках як врівноважувальні елементи. Наступні дослідження були присвячені обґрунтуванню параметрів врівноважувальних гумотросових стрічок при використанні на підйомних установках [18–21]. При цьому були вирішені основні проблеми врівноваженого підйому – кручення каната під дією власної маси і висока жорсткість на вигин існуючих конструкцій підйомних канатів. З'ясувалося, що тросова основа в гумовій оболонці більш стійка проти кручення.

В роботі [18] були виведені аналітичні залежності, що описують вплив гумової оболонки на кутову деформацію і згинальну жорсткість гумотросових врівноважувальних стрічок. Визначено, що у разі застосування гумотросових стрічок зменшення крутного моменту зменшує навантаження на тросову основу і її знос. В результаті підвищується надійність роботи врівноважувальних елементів за рахунок зменшення їх числа і запобігання скручування канатів між собою.

Промислові випробування показали, що терміни служби гумотросових врівноважувальних стрічок перевищують 5 років, що майже в 4 рази більше, ніж при використанні канатів. А при виборі коефіцієнтів запасу міцності в межах 8-12 передбачуваний термін служби хвостових гумотросових канатів складає 12-15 років [22].

В роботі [19] приділено увагу широкому спектру питань з експлуатації гумотросових хвостових канатів, у тому числі запропонований спосіб кріплення їх до підйомної посудини.

Застосування гумотросових врівноважувальних стрічок як головних канатів вертикальних підйомних установок виявляється нераціональним через велику погонну масу стрічок при незначній розривній міцності.

Поява сучасних конвеєрних стрічок [23] із покращеними параметрами – меншою погонною масою і високою розривною міцністю, дозволяє розглядати такий тяговий орган як перспективний для заміни канатів на підйомних установках гірничих підприємств і для будівництва підземних споруд.

Л.В. Колосовим, К.С. Заболотним, А. Карбоньє було запропоновано використовувати на вертикальних і похилих бобінних підйомних установках

спеціально розроблені гумотросові стрічкові тягові органи замість головних плоских сталевих канатів [5, 6, 20, 24–30 та ін].

В результаті проведених досліджень був розроблений типорозмірний ряд гумотросових стрічок (рис. 1.3) та визначені раціональні параметри бобінних підйомних установок з урахуванням тиску між намотаними на бобіну шарами стрічки [6], а також крутного моменту тросів, що складають основу стрічкового тягового органу, виявлені основні причини виходу з ладу гумотросових стрічок та ін. [29–31].

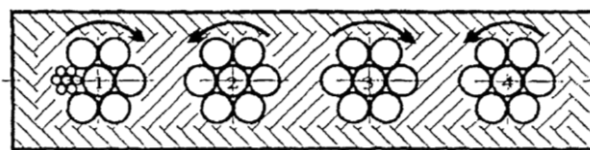


Рисунок 1.3 – Поперечний переріз гумотросової стрічки

До недоліків проведених робіт слід віднести обмежений аналіз переваг заміни канатів гумотросовою стрічкою на підйомних установках. Крім того, було виконано порівняння з бобінними підйомними установками, що мають обмежене використання на гірничих підприємствах. Плоскі канати мають значні відзнаки в порівнянні з канатами круглого перерізу. Порівняння гумотросових стрічкових тягових органів з круглими сталевими канатами виконано в роботі [4].

Виходячи з наведеного аналізу досвіду експлуатації врівноважувальних канатів у Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка» і ПАТ "Кривбасзалізрудком" (м. Кривий Ріг) було виділено два напрями досліджень з наукового обґрунтування раціональних конструкцій плоских гумотросових врівноважувальних канатів і гумотросових конвеєрних стрічок, розробці нормативної документації для їх випуску та експлуатації та створення технологічних ліній з їх виготовлення в Україні.

У проведених дослідженнях запропоновані методи розрахунку напружено-деформованого стану гумотросових врівноважувальних канатів з цілими і зруйнованими окремими дротами та тросами основи. Прогнозований термін

служби ГТК склав 10 років.

Розроблені в роботах Л.В. Колосова і В.А. Ропая [20, 32] математичні моделі напружено-деформованого стану (НДС) ГТК-1 з кількома пошкодженими в одному перерізі тросами армування та окремими дротами, досліджені поперечні коливання петлі врівноважувального ГТК-1 в її площині, обумовлені контурним рухом каната змінної щільності, встановлені закономірності втомного руйнування ГТК-1 з урахуванням НДС при пошкодженні тросової основи і даних втомних випробувань дротів у нормальному і корозійному середовищах.

Виконані дослідження дозволили обґрунтувати параметри і типорозмірні ряди канатів ГТК, визначити мінімальні необхідні запаси їх міцності, граничні глибини застосування, встановити норми вибраковування, сформулювати правила їх експлуатації. Умовні позначення і параметри канатів ГТК-1 наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Позначення і параметри канатів ГТК-1

Позначення каната	Маса 1 м, кг	Розривне зусилля, кН
ГТК-1-4,0-72x28/2x15,0	4,0	264,6
ГТК-1-6,5-102x28/4x15,0	6,5	501,4
ГТК-1-7,0-116x28/4x15,0	7,0	501,4
ГТК-1-8,4-124x35/4x15,0	8,4	501,4
ГТК-1-10,5-128x35/4x18,5	10,5	753,1
ГТК-1-13,0-184x35/4x18,5	13,0	753,1
ГТК-1-15,0-176x35/6x18,5	15,0	1129,6
ГТК-1-16,2-202x35/6x18,5	16,2	1129,6
ГТК-1-16,8-187x35/4x25,5	16,8	1278,7

В даний час ці гумотросові врівноважувальні канати і гумотросові стрічки успішно застосовуються на рудних шахтах Кривбасу та вугільних шахтах Павлоградського басейну, в Росії, Білорусі і в Казахстані. За технічними

параметрами канати ГТК-1 перевершують польські канати фірми SAG і майже в 2 рази дешевше.

У результаті значної кількості досліджень у галузі шахтного підйому до теперішнього часу запропоновано велику кількість різних схем підйомних установок [4]. На рис. 1.4 представлені найбільш перспективні та ефективні схеми підйомних установок з гумотросовими стрічковими тяговими органами.

При використанні гумотросових стрічок 3 може бути застосований однобарабанний (рис. 1.4, *а-г, ж*) або двохбарабанний привід з відхиляючим барабаном 5 або без нього (рис. 1.4, *д, е, з*) з хвостовими врівноважувальними стрічками 4 або без них. У випадку встановлення додаткових барабанів на підвісних пристроях 7 підйомних посудин 2 і 2' (рис. 1.4, *г, ж, з*) натяг головної стрічки 3 може бути знижено в 2 рази.

Серед усіх запропонованих схем найбільш простою і прийнятною виявилася схема з одним приводним барабаном тертя, розташованим над стволом (рис. 1.4, *а*).

В роботі [33] виконано подальший розвиток наукових основ та принципів створення сучасних підйомно-транспортних установок з гумотросовими тяговими органами. Розроблено теорію і методи розрахунку напружено-деформованого стану гнучкої композитної тягово-несучої системи з розподіленими параметрами – плоского гумотросового тягового каната на робочому органі підйомної машини й в причіпних пристроях приєднання каната до посудини; обґрунтовано нові конструкції гумотросових канатів для надвеликих глибин підйому на основі створених математичних моделей напружено-деформованого стану канатів змінного поперечного перерізу; розроблено й досліджено математичні моделі напружено-деформованого стану плоского каната на ділянці надання йому трубчастої форми із встановленням параметрів і конструкції каната та перехідної ділянки.

В роботі [34] обґрунтовано метод визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната шахтної підйомної машини з урахуванням впливу комплексу зовнішніх чинників, включно таких, як конструкція та

технічний стан підйомної машини, напрямних посудини, характер взаємодії плоского гумотросового каната та барабанів (шківів) машини, наявність розривів тросів тощо.

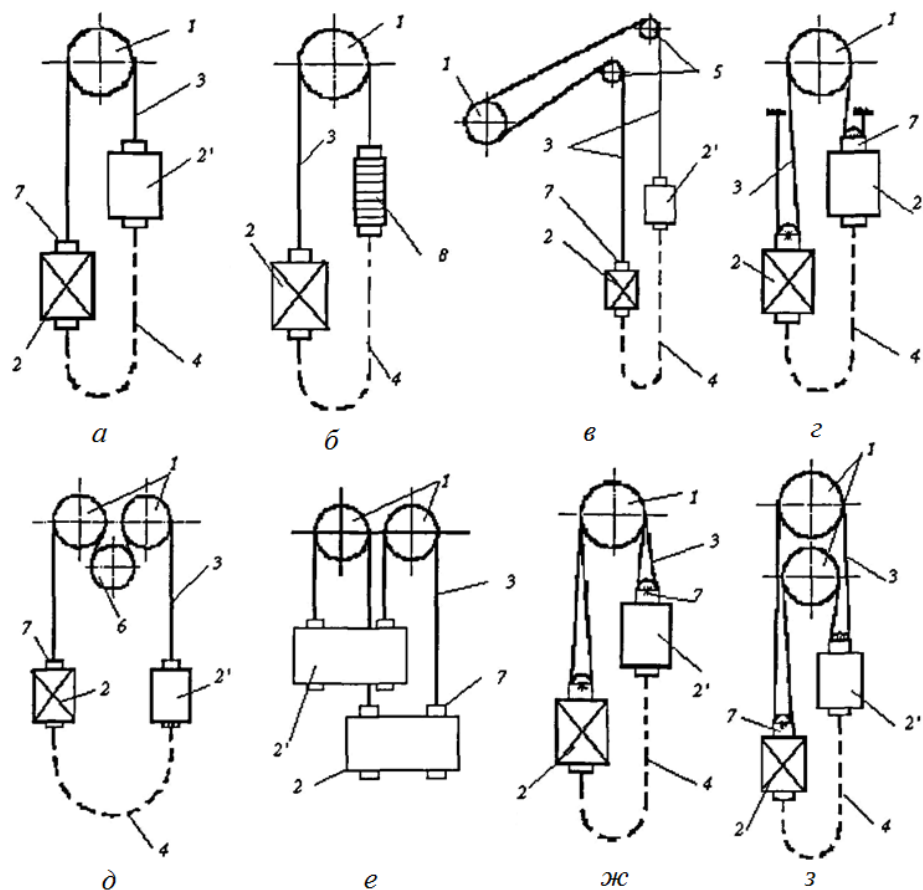


Рисунок 1.4 – Схеми підйомних установок: 1 – приводний барабан або шків тертя; 2 і 2' – підйомні посудини, навантажена і порожня; 3 – головні канати або стрічки; 4 – врівноважувальні канати або стрічки; 5 – напрямні шківів; 6 – обвідний барабан; 7 – підвісні пристрої підйомних посудин; 8 – противага

Невирішеними залишилися питання визначення напружено-деформованого стану гумотросового канату (стрічки) з локальними змінами їх конструкцій та з урахуванням залишкових деформацій матеріала оболонки каната (гуми), її старіння за час їх експлуатації, що зумовлює область застосування головних гумотросових канатів на шахтних підйомних установках.

Крім підйомних установок різні стрічкові тягові органи знайшли своє застосування в ковшових елеваторах [35, 36], в тому числі для вертикального

підйому, наприклад стрічкові тягові органи фірми Metso Minerals. Стрічка в цьому випадку виконує тільки тягову функцію, а вантаж переміщується в спеціально змонтованих на стрічці (стрічках) ковшах (рис. 1.5).

Як тягові органи ковшових елеваторів використовувалися металеві [37, 38], гумотканинні і гумотросові стрічкові тягові органи [39–41]. Однак такі підйомно-транспортні системи мають обмежену область застосування на підземних гірничих підприємствах і при будівництві підземних споруд. Ковшові елеватори працюють тільки на підйом корисної копалини або породи, а у виробничих умовах необхідний спуск – підйом людей, обладнання та допоміжних матеріалів.

На сьогоднішній день використання різних схем такого типу обладнання з деякими типами стрічок [39, 42] може забезпечити висоту підйому від 150 до 800 м (рис. 1.6). А застосування кевларових канатів дозволяє досягти висоти підйому $H = 1000$ м.

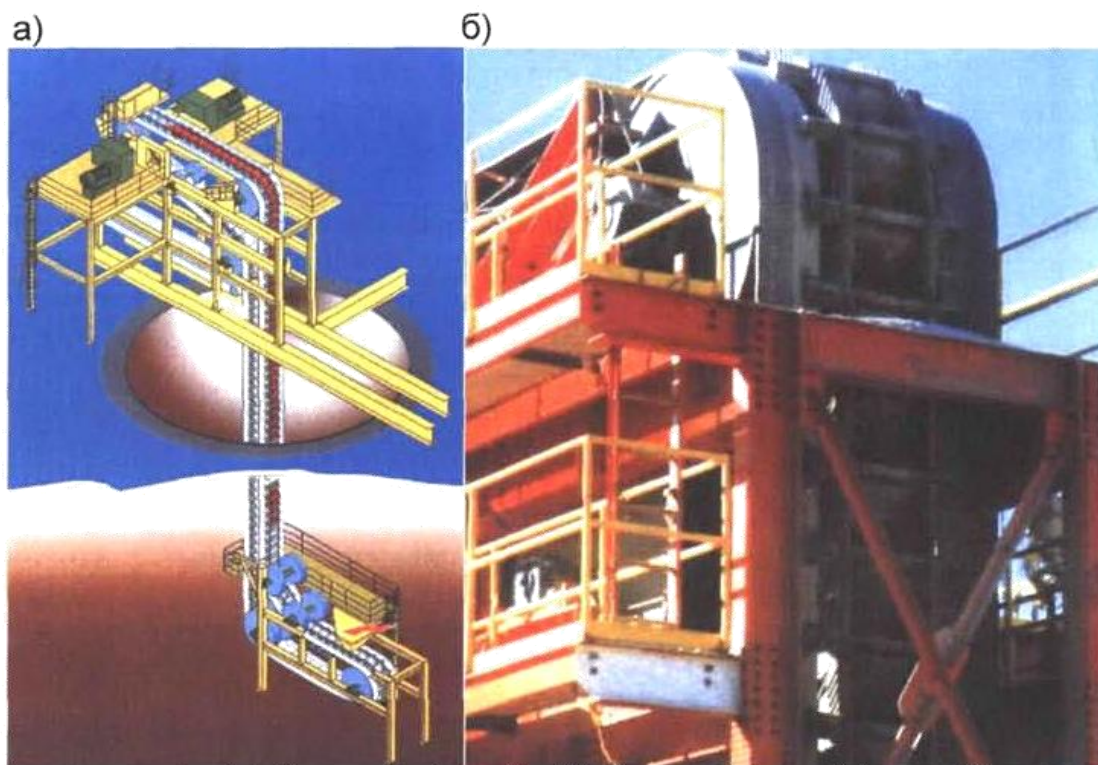


Рисунок 1.5 – Схема елеваторів зі стрічковим тяговим органом (а) і загальний вид копра елеватора (б)

Сучасні технології, які використовуються виробниками гірничошахтного обладнання [39], дозволяють виконати безстиковий контур стрічки на повну висоту підйому до 800 м (рис. 1.7). Виробниками здійснюється доставка таких стрічок у контейнерах безпосередньо до місця експлуатації.

Особливістю раніше проведених робіт є недостатньо глибокий аналіз переваг заміни сталевих канатів гумотросовими стрічковими тяговими органами на підйомних установках. Не досліджувалось використання як головних тягових органів існуючих конвеєрних стрічок.

На даний момент стрічкові тягові органи отримують поширення в ліфтобудівництві (зокрема, ліфти OTIS). Так фірма OTIS [43] з 2000 року почала виробництво нового ліфта – Gen2, призначеного для встановлення в будівлях малої і середньої поверховності.

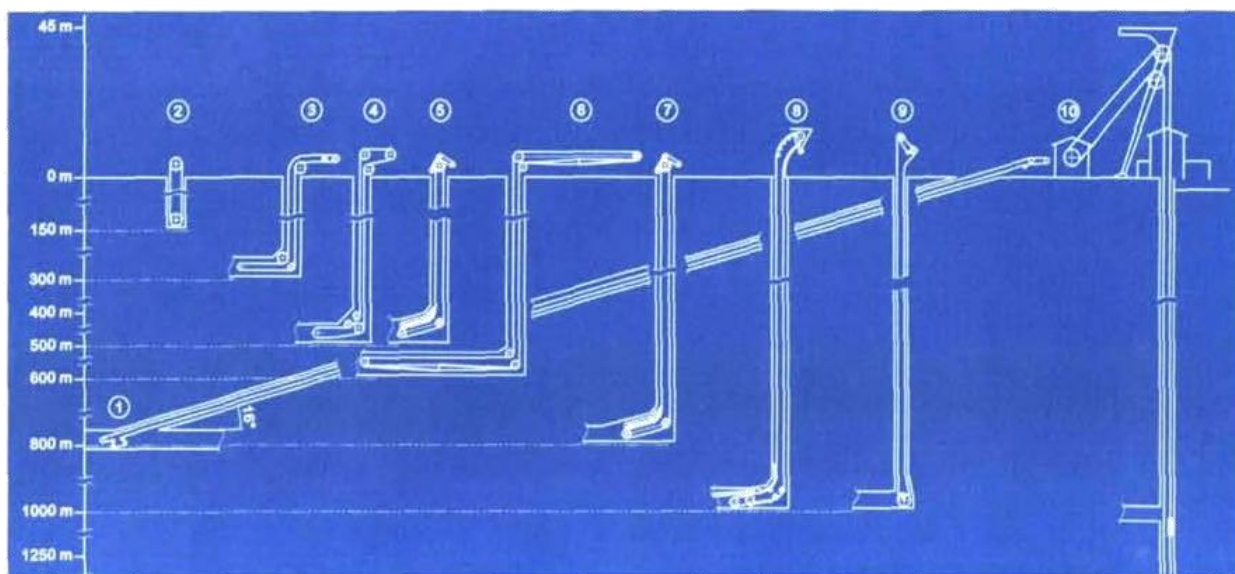


Рисунок 1.6 – Области застосування підйомно-транспортного обладнання з різними тяговими органами: 1 – Стрічковий конвеєр, ST8200; 2 – Ковшовий елеватор, ST3150; 3 – Flexolift S-подібної конструкції, ST5400; 4 – Pocketlift, ST8000; 5 – Flexofast, ST8000; 6 – Flexoturn, ST8000; 7 – Flexofast, ST8000 (безстикова); 8,9 – Rope-Pocketlift S-подібної конструкції і з внутрішнім контуром транспортування із застосуванням кевларових канатів; 10 – Скиповий підйомник

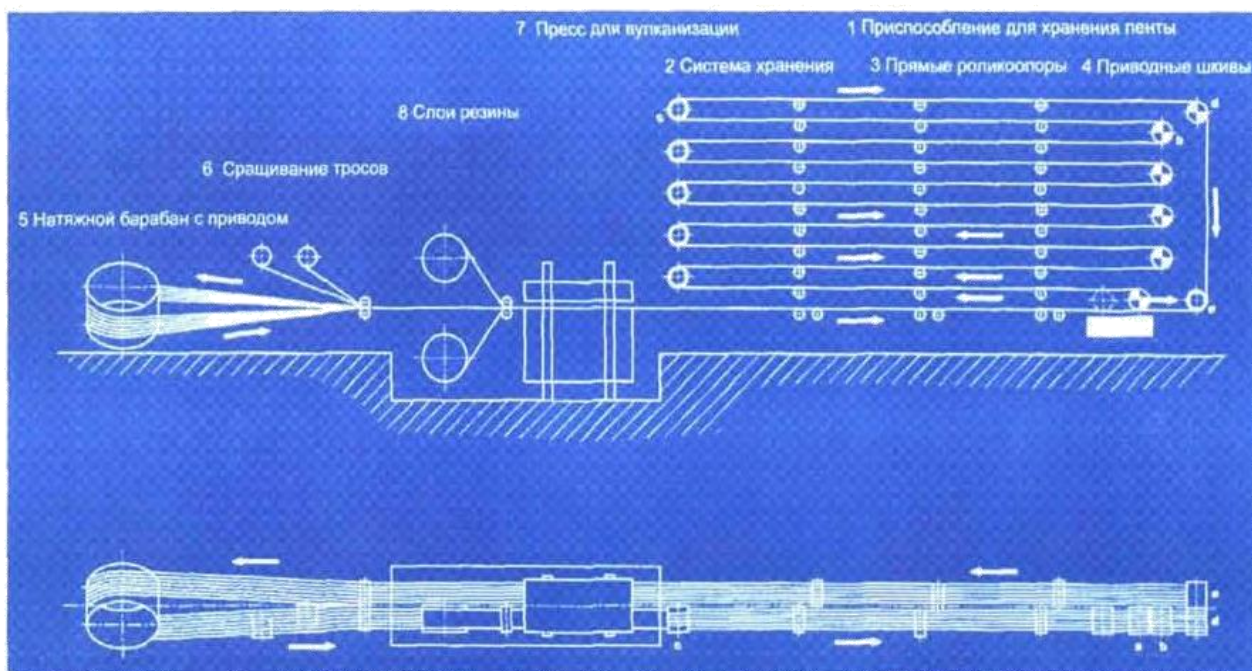


Рисунок 1.7 – Схема виготовлення гумотросової стрічки із замкнутим контуром

У ліфтах Gen2 для підйому кабіни застосовані плоскі поліуретанові тягові органи (ремені), армовані сталевими тросами. Ширина стрічкових тягових органів склала 30 мм, а товщина всього 3 мм. Такі тягові органи характеризуються високою міцністю, довговічністю і більшою гнучкістю, ніж звичайні звиті сталеві канати. Ліфти Gen2 комплектуються приводними лебідками (рис. 1.8), габарити яких становлять лише одну чверть використовуваних на сучасних ліфтах лебідок. В результаті впровадження нового технічного рішення відомий виробник ліфтів домогся підвищення надійності роботи ліфтів і зниження споживання електроенергії.

Плоскі поліуретанові стрічкові тягові органи (рис. 1.8), застосовані в Gen2, армовані 12 звитими сталевими тросами. Термін їх служби втричі перевершує термін служби традиційно використовуваних сталевих канатів. Кожна стрічка (ремень) витримує кінцевий вантаж $Q = 3600$ кг. При цьому, стрічки такої конструкції на 20% легше звичайних сталевих канатів такої ж міцності. У ліфтах Gen2 використовуються як мінімум три реміня на один ліфт.

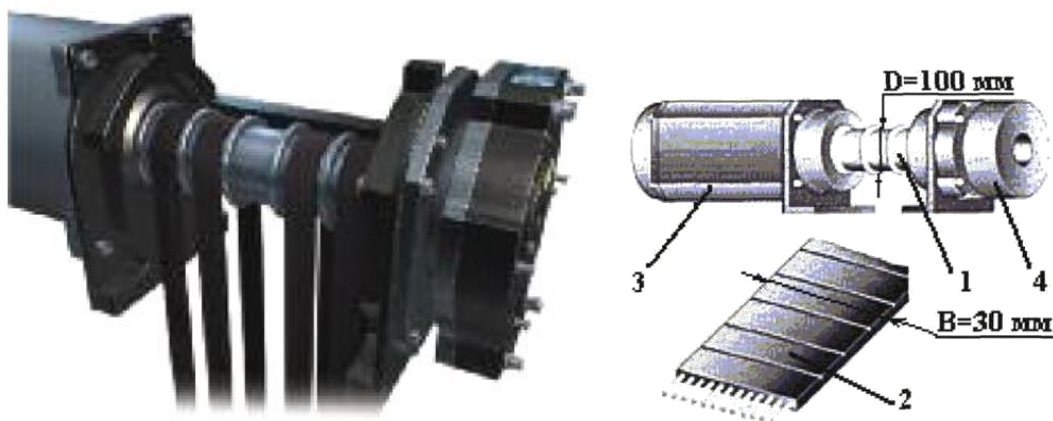


Рисунок 1.8 – Загальний вид приводу ліфта фірми OTIS і плоского ремня:

1 – шків тертя; 2 – стрічковий тяговий орган; 3 – електродвигун; 4 – підшипникова опора

Ліфт приводиться до руху безредукторною лебідкою з вбудованим дисковим гальмом. Діаметр привідного, що має спеціальний профіль, шківа складає 100 мм, що приблизно в 5 разів менше діаметра канатоведучих шківів, широко застосовуваних у ліфтах. Завдяки високому коефіцієнту корисної дії привід споживає менше електроенергії, а невеликі габарити приводу легко дозволяють встановити його в обмежених умовах шахти ліфта. На сьогоднішній день виготовляються ліфти Gen2 вантажопідйомністю від 630 до 1025 кг і швидкістю 1,0-1,6 м/с.

В результаті застосування плоских поліуретанових стрічок (ременів) з тросовою основою, підвищується довговічність роботи тягового органу, надійність роботи ліфтів, знижується енергоспоживання, а також відпадає необхідність в окремому машинному приміщенні у зв'язку зі зменшенням габаритів приводного блоку. Однак ліфти не мають вантажопідйомності для висот підйому, необхідних гірничим підприємствам.

Успішна експлуатація гумотросових стрічкових тягових органів у ліфтах дозволяє припустити ефективне застосування таких тягових органів на більш потужних високопродуктивних підйомних установках гірничих підприємств і при будівництві підземних споруд.

1.3 Огляд наукових досліджень і конструкторських розробок конструкцій стрічкових конвеєрів

Заміна канатного тягового органу стрічковим, забезпечує транспортуючим установкам поліпшення ряду їх параметрів і збільшує термін служби тягового органу. Однак, на відміну від багатоканатних машин, у яких канати на канатоведучому шківі знаходяться в спеціальних футерованих жолобках, шків для стрічкового тягового органу виконаний у вигляді гладкого барабана. Ця обставина може призводити до осьових зсувів стрічки по барабану [44].

Центрування стрічки на барабанах стрічкових конвеєрів з метою підвищення стійкості її руху в осьовому напрямку і зниження зносу її бортів в результаті їх тертя об нерухомі елементи конструкції конвеєра при зміщенні стрічки досліджувалось в працях багатьох вітчизняних і зарубіжних авторів [45, 46, 47–53].

На положення стрічки на поверхні барабана транспортувальної установки може впливати ряд факторів, до яких можна віднести наступні: неточність виготовлення та установки приводного барабана, серповидність стрічки, нерівномірність навантаження, поперечні коливання, реверсивний характер руху, желобчатість стрічки та ін [44].

Роботи Галкіна В. І., Дмитрієва В. П., Дяченко В. П. і Запєнина І. В. [48, 54] спрямовані на сучасну теорію працездатності вузлів стрічкових конвеєрів гірничих підприємств.

Запєнин І.В. значне місце приділяє дослідженню нестационарних процесів (під час пуску і гальмування) в потужних стрічкових конвеєрах, що сприяє значним навантаженням на елементи приводу конвеєра, а також знижує довговічність стрічки через пробуксовування на приводному барабані і сході стрічки відносно поздовжньої осі конвеєра [44].

Детальне дослідження пускових процесів в потужних стрічкових конвеєрах зі складним профілем для гірничої промисловості та встановлення параметрів перехідних кривих траси наведено в роботі Гладких М. А. [55].

В роботах Дмитрієва В. Г., Подопригора Ю. А., Покушалова Н.В. [45, 46, 51, 52] досліджувалися бічні зміщення конвеєрної стрічки, намічають шляхи центрування стрічки. Зокрема, Дмитрієв В. Г. досліджував бічні зміщення стрічки порожнякової гілки стрічкового конвеєра, обладнаної центруючими роликоопорами. Наведено аналіз поперечного руху стрічки на ставі конвеєра.

Слід зазначити, що велике значення при дослідженні поперечних динамічних навантажень від стрічкових конвеєрів мають гранулометричний склад і щільність розподілу транспортованого вантажу. Дослідженню статичних характеристик вантажопотоків при різних гранулометричних складах вантажу присвячені роботи Ерліха Г. А. і Дьякова В. А. [56, 57].

Показником надійності, а також зносу і довговічності конвеєрних стрічок присвячені роботи багатьох авторів: Дмитрієва В. Г., Галкіна В. Н., Волотковського В. С., та ін. [58, 59]. Окрему увагу надійності стикових з'єднань приділено увагу в роботі Височина Е. М. [60].

У роботах Кожушко Г.Г., Короткого А.І., і Ямпільського Д.А. вивчаються питання вимушених лінійних і нелінійних поперечних коливань конвеєрних стрічок, порушуваних через роликоопори, а також наведено модальний аналіз поперечних коливань конвеєрних стрічок [61–63].

Робота Зотова В.В. присвячена методам усунення зміщення стрічкового тягового органу на приводному барабані конвеєрної установці [64]. Досліджувалися способи усунення зміщення стрічки по утворюючої барабана, зокрема, за допомогою бочкоподібних барабанів і центруючих направляючих роликів (роликоопор).

З метою вивчення осьового зміщення стрічки по поверхні приводного барабана і виявлення найбільш придатних способів її центрування в умовах шахтного підйому проводилися експериментальні дослідження на стенді, на якому імітувалося рух стрічки на приводному барабані (рис. 1.9) [64].

Стенд для дослідження мав можливість зміни кута нахилу приводного барабана і кутів установки центруючих роликів [44].

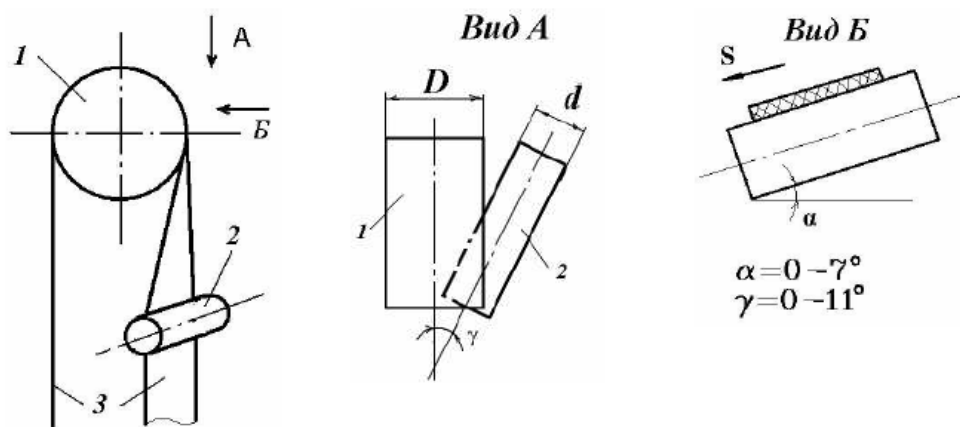


Рисунок 1.9 – Схема розміщення на експериментальному стенді приводного барабана 1, центруючого ролика 2 і стрічки 3

В якості приводних використовувалися барабани відомих до теперішнього часу конструкцій з різними формами робочої поверхні (рис. 1.10) [44].

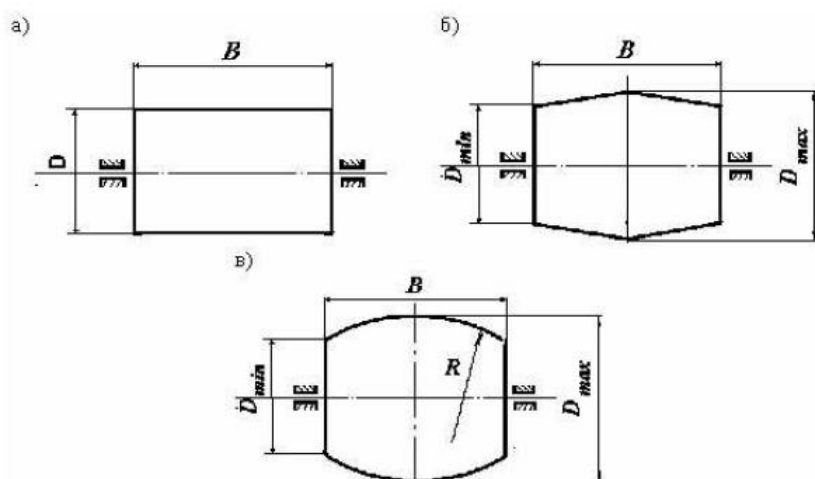


Рисунок 1.10 – Схеми приводних барабанів: а) циліндричний; б) біконічний; в) бочкоподібний

Для порівняння осьових зміщень стрічки з циліндричним і опуклим (діжкоподібним і біконичному) барабанах в залежності від кутів перекосу α осей приводних барабанів у вертикальній площині без центруючих роликів замірялися зміщення стрічки за час руху стрічки $t = 12$ с (рис. 1.11) [44].

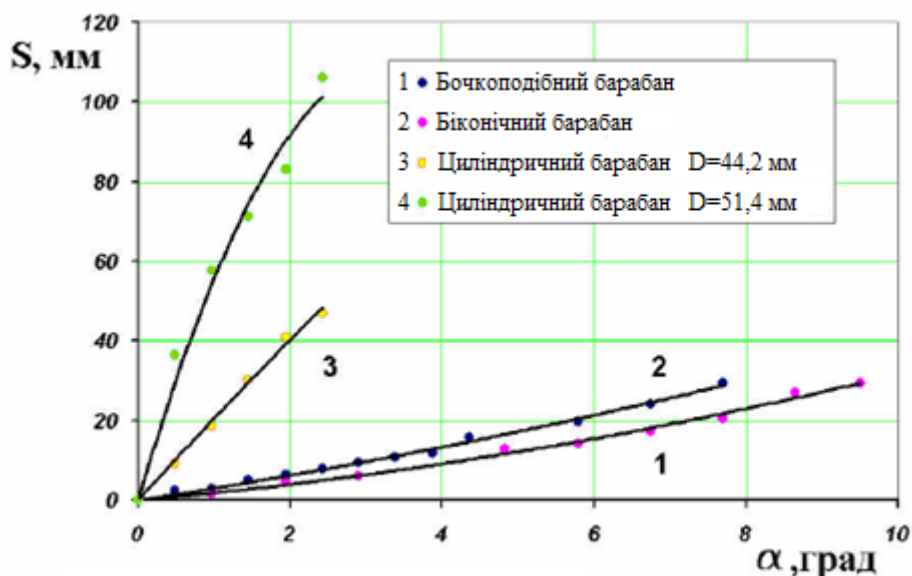


Рисунок 1.11 – Залежності зсуву стрічки S на приводних барабанах від кута α їх перекошу без центруючих роликів

З графіка на рис. 1.13 видно, що при одних і тих же кутах перекошу α приводних барабанів зміщення стрічки по опуклим барабанам менше, ніж по циліндричних барабанах. Причому, для бочкоподібного і біконічного барабанів розглянуті зміщення обмежені за величиною, в той час як на циліндричних барабанах стрічка повністю сповзає з барабана. Таким чином, наявність бочкоподібності приводного барабана в певних умовах може забезпечити центрування руху стрічкового тягового органу підйомної установки [44].

На біконічному барабані зміщення менше, ніж на барабані зі сферичною поверхнею, причому, зі збільшенням кута перекошу α різниця в зсувах стрічки зростає. При кутах $\alpha > 10^\circ$ в умовах експерименту стрічка сповзала з бочкоподібних барабанів без їх обертання за рахунок статичних натягів. Це пояснюється тим, що сила тертя, що виникає при взаємодії стрічки і барабана, є недостатньою для утримання стрічки на барабані [44].

Порівняння центруючих можливостей циліндричного приводного барабана з центруючим роликом і бочкоподібного барабана показані на побудованих залежностях осьових зсувів S стрічки по поверхні цих барабанів від кутів їх перекошу α , представлених на рис. 1.12 [44].

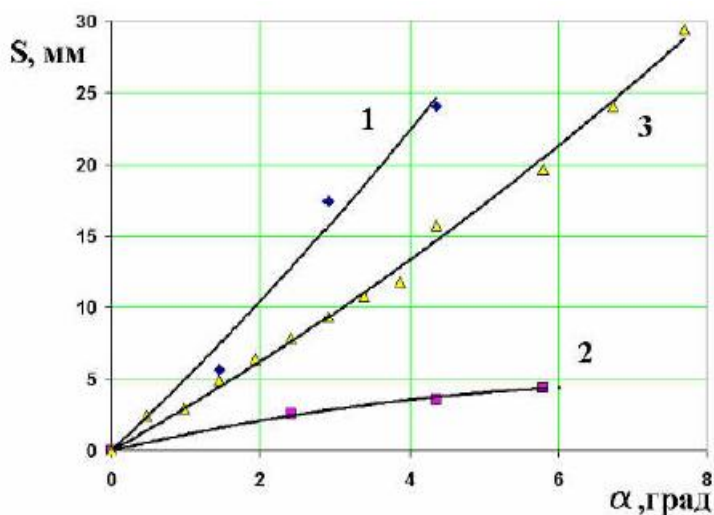


Рисунок 1.12 – Залежності зсувів S стрічки від кутів нахилу α осей: 1 і 2 – циліндричні барабани з центруючими роликами; 3 – бочкоподібний барабан

Криві 1 і 2 показують зміщення стрічки на моделі циліндричного барабана діаметром $D = 44,2$ мм при кутах перекосу γ центруючого ролика $1,78^\circ$ і $4,4^\circ$ відповідно. Кінцеві точки кривих 1 і 2 відображають максимальні значення зміщень і відповідні їм кута α . Крива 3 характеризує зміщення стрічки на поверхні бочкообразного барабана до фіксованого положення без використання центруючого ролика. На бочкоподібному барабані при центруванні стрічка займає фіксовані положення, що визначаються величиною бочкоподібності барабана, шорсткістю поверхні та іншими практично нерегульованими факторами [44].

При проходженні бочкоподібного барабана стрічка приймає форму утворюючої барабана, а при збіганні з нього знову приймає плоску форму, що викликає в її центральній частині додаткові розтягуючі напруження [44].

З відомих до теперішнього часу конструкторських розробок, дослідники і розробники рекомендують передбачати застосування з обох сторін циліндричного барабана спеціальних центруючих роликів з можливістю їх регулювання при монтажі. Однак, неможливість повністю усунути реальні фактори, що впливають на зміщення стрічки по приводному барабану, вимагає додаткових заходів з центрування стрічки. Дослідження показують, що навіть незначний перекид циліндричного барабана призводить до зміщення стрічки по його утворюючої під

час роботи конвеєра. До таких же наслідків можуть призвести недостатня точність виготовлення барабанів і стрічки, нерівномірне навантаження на троси каркаса стрічки, знос елементів стрічкового конвеєра і багато інших [44].

Крім зосереджених сил на стрічку часто впливають збурюючі сили, різні за своєю фізичною природою і характером. Наприклад, бічний вітер на кар'єрах або спучування ґрунту в шахтах еквівалентні дії сил, розподілених по довжині конвеєра як постійних, так і змінних у часі [44], питання зміни напружено-деформованого стану гумотросового стрічки з урахуванням залишкових деформацій матеріала оболонки стрічки (гуми), її старіння за час їх експлуатації, що зумовлює область застосовування гумотросових стічок на підйомно-транспортних установках.

1.4 Види пошкоджень транспортувальної стрічки в процесі експлуатації

Однією з проблем при експлуатації стрічкових конвеєрів є різні пошкодження транспортерної стрічки [59, 60]. Це, в свою чергу, призводить до позапланових технологічних простоїв, що потребують додаткових коштів на ремонт стрічки, і в кінцевому підсумку відбивається на економічній складовій продукції [58, 65]. Тому, робота над підвищенням терміну служби головного елемента конвеєра – стрічки є найбільш актуальною в області вдосконалення конвеєрного транспорту.

В процесі експлуатації стрічкових конвеєрів виявлені наступні пошкодження транспортерної стрічки: поздовжні порізи різної довжини (як наскрізні, так і нескрізні); наскрізні пробої конвеєрної стрічки; пошкодження бортів стрічки; пошкодження обкладинок; поперечні порізи.

Під час роботи стрічкового конвеєра схід стрічки з барабанів робить значний вплив на пошкодження бортів стрічки. На рис. 1.13 і рис. 1.14 показані зафіксовані випадки сходу стрічки з барабанів під час роботи стрічкового конвеєра [66].



Рисунок 1.13 – Схід стрічки з приводного футерованого (ліворуч) і натяжного (праворуч) циліндричних барабанів



Рисунок 1.14 – Схід стрічки щодо поздовжньої осі і її тертя об конструкцію рами конвеєра

Також виявлені і зафіксовані пошкодження конвеєрної стрічки при роботі конвеєра (рис. 1.15 а, б).



а)



б)

Рисунок 1.15 – Пошкодження стрічки на працюючому конвеєрі: а) – місцеве пошкодження стрічки; б) – пошкодження стику стрічки

Нестійкий поперечний рух стрічки під час роботи і схід стрічки з барабанів конвеєра (рис. 1.20) сприяє значному зносу її бортів, що істотно знижує техніко -

економічні показники конвеєрного транспорту. Тому, не менш важлива проблема заштибування рамної конструкції, так як більшість конвеєрів через конструктивну особливості не дозволяють механізувати очищення просипавшого вантажу [44].



Рисунок 1.16 – Схід конвеєрної стрічки з приводного циліндричного барабана

В процесі експлуатації більшою мірою відбувається знос робочої поверхні стрічки (рис. 1.17), внаслідок якого, значно погіршуються її характеристики. В результаті цього, термін експлуатації стрічки значно скорочується [44]. При цьому слід зазначити, що пошкодження стрічки в результаті зношування її робочої поверхні відбувається значно швидше при роботі на циліндрично – конічних (опуклих) барабанах, так як виникають підвищені натягу в центральній її частині, які розривають саму стрічку вздовж поздовжньої осі (рис. 1.18) [44].

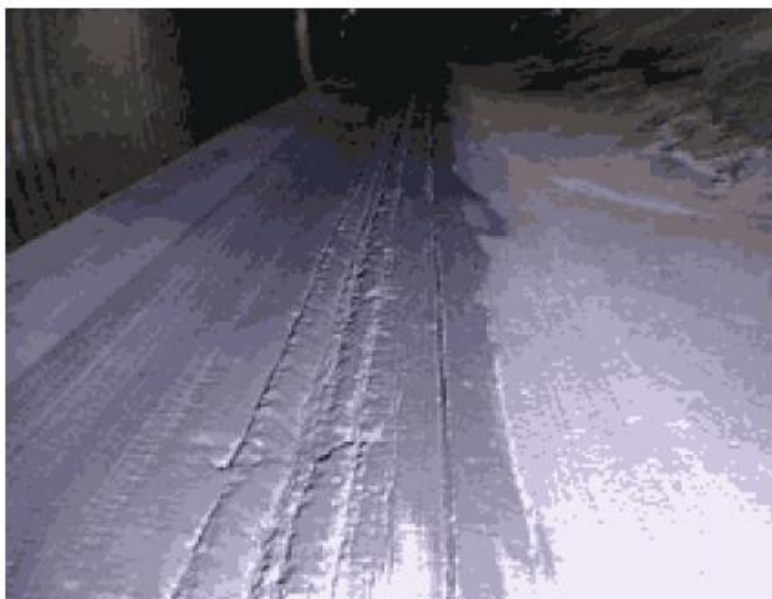


Рисунок 1.17 – Знос робочої поверхні стрічки



Рисунок 1.18 – Поздовжній розрив конвеєрної стрічки

Цьому негативному явищу також сприяють потрапляння між стрічкою і барабанів гострокромочних матеріалів, що транспортуються.

1.5 Причини пошкоджень конвеєрних стрічок

Вивчення та аналіз причин пошкоджень конвеєрних стрічок показують, що в середньому 13% всіх пошкоджень стрічок складає розшарування їх країв при терті стрічки об стійки рами конвеєра. Це призводить до втрати працездатності стрічок вже через 10-12 місяців. Вельми дорогоу стрічку доводиться замінювати, часто маючи цілком працездатну її вантажонесучу частину. Тертя стрічки об бічні стійки конвеєра і викликаний цим знос її країв призводить до зменшення ширини стрічки. Через це знижується продуктивність конвеєра і збільшується прокид вантажу [67].

У стрічкових конвеєрах переважно застосування отримали циліндричні або циліндрично-конічні (бочкоподібні) приводні і натяжні барабани. Недоліком існуючих моделей є незахищеність від сходу стрічки в сторону щодо поздовжньої осі конвеєра. Внаслідок цього термін служби стрічки істотно скорочується [44].

М.П. Александров обґрунтував недоцільність застосування опуклих барабанів [68]. Виявилося, їх опукла поверхня призводить до підвищення натягу стрічки до 40% в порівняно вузькій центральній частині стрічки конвеєра. В процесі експлуатації конвеєра на стрічку діють бокові сили, викликані наступними чинниками: перекосом ролюпопор в горизонтальній і вертикальній

площинах; відхиленням рами від осі конвеєра; неоднаковим опором обертання бічних роликоопор: не прямолінійністю стрічки в горизонтальній площині; несиметричним розподілом натягу по ширині стрічки і т. д. [44].

Великі надії покладалися на розроблені в п'ятдесятих роках минулого століття циліндрично-конічні приводні і натяжні барабани (рис. 1.19). Подібну конструкцію приводного барабана зі скосами по краях для заводів розробив Державний проектний і конструкторський інститут «Союзпроммеханізація» (Москва). Дані конструкції відображені в [69, 70]. При конфігурації барабана, показаного на рис. 1.19, стрічка не повинна збігати з барабана, а буде здійснювати поперечні коливальні рухи.

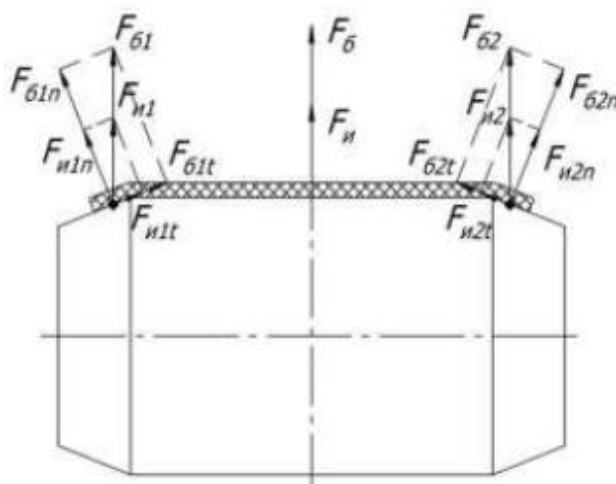


Рисунок 1.19 – Схема сил, діючих на приводний барабан і стрічку з симетричним розташуванням стрічки на барабані: F_{δ} - сила натягу барабана; F_u - сила інерції; $F_{\delta n}$, F_{un} - нормальна сила натягу барабана та інерції; $F_{\delta t}$, F_{ut} - дотична сила натягу та інерції барабана

Прийнято вважати, що сходу стрічки можна уникнути, якщо виконати приводні і натяжні барабани бочкоподібними зі стрілою опуклості $L/200$, але не менше 4 мм, де L -довжина барабана [68, 69, 70].

Конструктори звернули увагу на успішну роботу плоскоремінних передач з опуклими шківами, впевнено забезпечують центральний хід ременя [71, 72]. Очікувалося, що, надавши барабанам стрічкових конвеєрів аналогічну форму,

можна буде досягти аналогічного ефекту. Однак, умови роботи барабанів стрічкових конвеєрів і шківів плоскоремених передач настільки різні, що отриманий ефект виявився прямо протилежним очікуваному. Насправді, опукла поверхня барабанів не повною мірою забезпечує центральний хід стрічки [66]. Це пояснюється рис. 1.20 [44], де наведено схеми сил та їх складові, що діють на барабан і конвеєрну стрічку, оскільки в процесі експлуатації на стрічку діють поперечні сили, викликані раніше згаданими факторами в даній главі. Гнучка стрічка, огинаючи барабан (або шків), знаходиться під дією поздовжньої сили F_{δ} , а також відцентрової сили F_{ψ} (рис. 1.20):

$$F_{\delta} + F_{\psi} = S_{H\delta} + S_{H\psi} \quad H,$$

де $S_{H\delta}$ і $S_{H\psi}$ - сили натягу в набігаючої і збігаючої гілках, H .

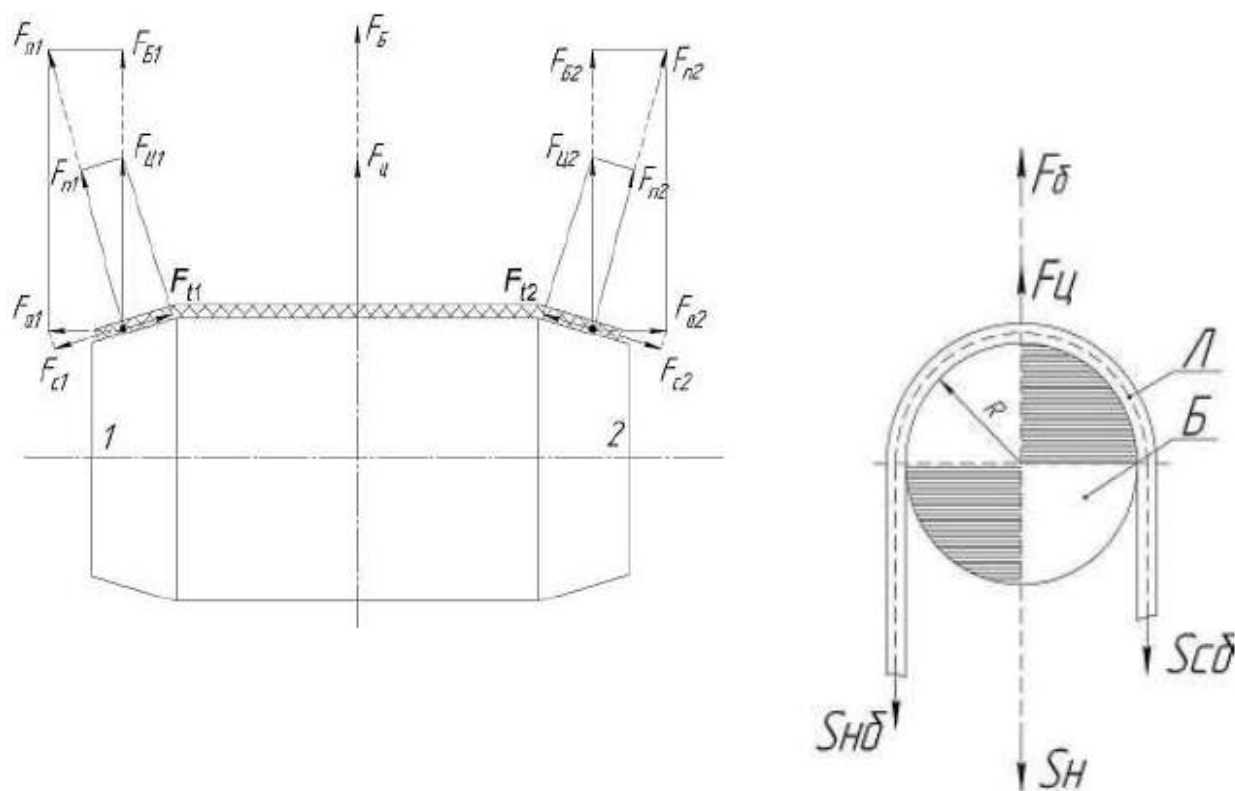


Рисунок 1.20 – Схема сил, діючих на приводний барабан і стрічку конвеєра:
1 - ліва похила ділянка; 2 - права похила ділянка; Б - барабан; Л – стрічка

Зазвичай, плоскоремінні передачі є швидкохідними [71–77]. Тому, відцентрова сила F_{ψ} (рис. 1.21) досягає значної величини, перевершуючи натяг

ременя, яким в даному випадку нехтують. Тангенціальні складові F_{t1} і F_{t2} , відцентрованих сил $F_{\omega 1}$ або $F_{\omega 2}$, діючих на ліву і праву частини шківа, спрямовані до центру опуклості і повертають в центральне положення зійшовший убік ремінь плоскоременої передачі [66, 71].

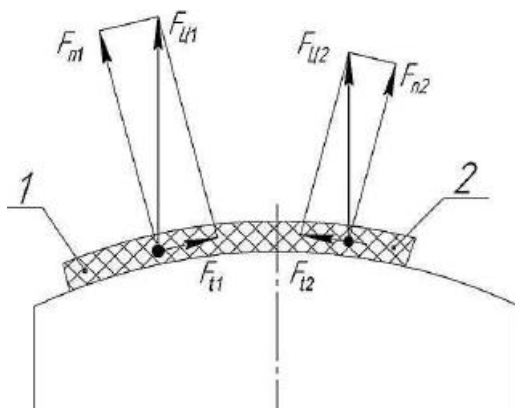


Рисунок 1.21 - Взаємодія шківа і ремня плоскоременої передачі: 1 - положення ремня на лівій частині шківа щодо осі; 2 - положення ремня на правій частині шківа відносно осі

На жаль, таке не спостерігається у повільно обертових барабанів стрічкових конвеєрів. У стрічкових конвеєрах враховуються сили, викликані натягом в набігаючої на приводний барабан і збігає з нього гілках стрічки і не враховується відцентрована сила [78].

Розрахунки показують, що у повільно обертових барабанів стрічкових конвеєрів відцентрова сила F_{ω} мала в порівнянні з досить великим натягом гілок конвеєрної стрічки, і знетхування нею цілком виправдано (рис. 1.22). Тому, для частин стрічки, що проходить по торцевих конічних ділянках барабана, в розрахунок приймаються тільки поздовжні сили F_{B1} і F_{B2} [44].

Поздовжні сили F_{B1} і F_{B2} розкладаються на нормальні F_{n1} і F_{n2} , осьові F_{a1} і F_{a2} і зрушуючі F_{c1} і F_{c2} складові. Кожна з тангенціальних складових прагне відвести свою частину стрічки в сторону від поздовжньої осі конвеєра [44].

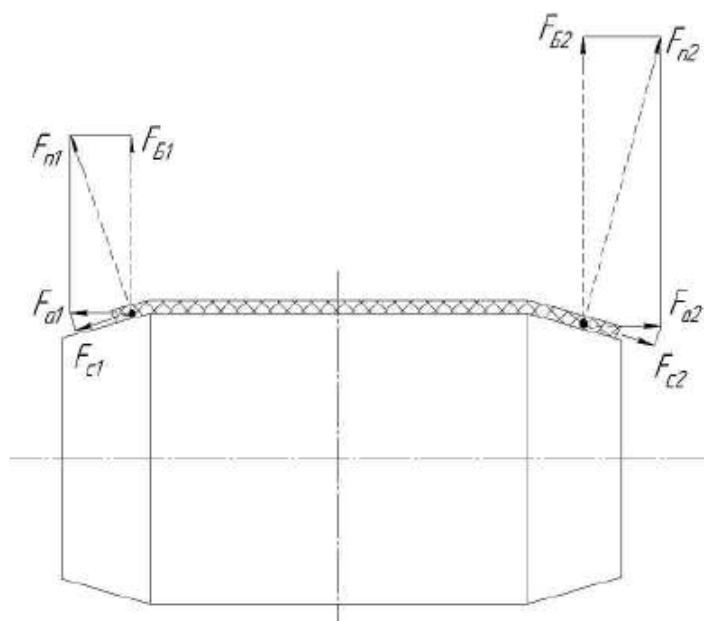


Рисунок 1.22 – Схема сил, діючих на стрічку конвеєра при відведенні її в сторону (вправо) від поздовжньої осі

В результаті коливань, навантажень або іншої причини (див. вище), стрічка може зрушуватися щодо поздовжньої осі конвеєра, наприклад, вправо (рис. 1.22). Тоді по цю сторону приводного барабана частина перетину і маса стрічки, розташована на конічній торцевої ділянці виявиться більше, ніж по іншу сторону. Поздовжні сили F_{B1} і F_{B2} , що сприймаються відповідними частинами стрічки, пропорційні довжині цих частин: $F_{B2} > F_{B1}$. Відповідно, одна з осьових складових буде більше іншої (згідно рис. 1.22, $F_{a2} > F_{a1}$). Тому, і для сил зсуву буде мати місце співвідношення: $F_{c2} > F_{c1}$. Отже, стрічка буде зсуватися в бік більшої частини її маси, в даному випадку - вправо, тобто прагнути піти в сторону від поздовжньої осі конвеєра і взагалі зійти з барабана [44].

Висловлено, вкрай неприємно, особливо для гумотросових стрічок, поперечна міцність яка значно поступається поздовжньої. Це загрожує поздовжніми розривами стрічки. Тому конструктори намагаються не використовувати опуклі барабани, а схід стрічки блокувати центруючими роликоопорами [68].

1.6 Висновки за розділом 1

1. Однією з особливостей гуми є її природне старіння. Зменшується міцність, витривалість навіть під час зберігання. Експериментальним шляхом підтверджене лінійне зростання модуля пружності гуми, що зазнала старіння, від часу з урахуванням коефіцієнту старіння відносно початкового модуля пружності. Показано зменшення міцності. Урахування впливу зміни з часом властивостей гумових складових гумотросових канатів та стрічок є такою самою важливою проблемою, як і дослідження початкових характеристик цих виробів.

2. Врахування реології гумової оболонки надає можливість прогнозування напруженого стану з урахуванням нелінійного закону зміни властивостей гуми в процесі її використання та підвищення безпеки та надійності використання гумотросових тягових органів.

3. Незважаючи на великий обсяг виконаних теоретичних і експериментальних досліджень експлуатації підйомних установок, невирішеними залишилися питання визначення напружено-деформованого стану гумотросового канату (стрічки) з локальними змінами їх конструкцій та з урахуванням залишкових деформацій матеріала оболонки каната (гуми), її старіння за час їх експлуатації, що зумовлює область застосовування головних гумотросових канатів на підйомно-транспортних установках.

РОЗДІЛ 2 КОМПЛЕКСНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЯГОВОГО ОРГАНУ ПІДЙМАЧА СИПКИХ ВАНТАЖІВ

Підняття видобутих корисних копалин складова технології їх видобутку. Обрання раціонального технічного забезпечення цієї складової технології видобутку корисних копалин з надр земної кори актуальна – науково-технічна задача. Розв’язання цієї задачі можливо лише на основі єдиного підходу до різних схем систем підйому. Дослідження систем підйому з гумотросовим тяговим органом показало перевагу плоских гумотросових канатів над круглими. Плоскі тягові органи можуть бути використані в різних конвеєрних та скіпових системах підйому. Конвеєрні системи підйому вантажу можна поділити на системи підйому з малими кутами нахилу та системи на основі крутопохилих конвеєрів. Скіпові підйомні машини можуть забезпечувати вертикальне переміщення та переміщення по похилим.

Гумотросові канати підйомних машин, стрічки конвеєрів входять до складу робочих органів ряду підйомно-транспортних машин. Вони мають значні дожини. Конвеєрні стрічки значної довжини створюють шляхом з’єднання стрічок, що постачаються виробниками, довжиною до 300 м. Стрічка конвеєра не має кінця – замкнена. Замикання стрічки забезпечується стикуванням її кінців.

Гумотросові канати та стрічки складаються з розташованих в одній площині в еластичній оболонці, як правило – гумовій, паралельних тросів. Стрічки, канати експлуатуються протягом значного часу. Механічні властивості їх складових дещо змінюються. Накопичуються ушкодження. Для часткового відновлення тягової спроможності каната, стрічки з ушкодженням тросом вживають дії з реновації. Такі дії базуються на заміні частини ушкодженого троса на новий.

В стикових з’єднаннях троси стрічок, канатів не з’єднані поміж собою механічно. Передача сил від тросів передаються прошарками гуми, що розташована поміж тросами. Не з’єднані механічно і частини тросів на ділянці відновлення тягової спроможності канату (стрічки). Загальною особливістю і стикових з’єднань, і ділянок з частково відновленою тяговою спроможністю

стрічки (канату), і на ділянках з розривами тросів є локальне порушення структури стрічки (каната), наявність розривів суцільності тросів та, як наслідок, значні деформації зсуву прошарків гуми, що розташована поміж тросами, нерівномірне розподілення сил поміж останніми.

Канати та стрічки навантажені силами розтягу. Ці сили для кожного перерізу канату (стрічки) циклічно змінюються. Кожен цикл навантажень призводить до зростання залишкових деформацій. Змінюється взаємне розташування тросів. Змінюється кількісний та якісний характер їх взаємодії.

Залежність напружено-деформованого стану канату (стрічки) від механічних властивостей складових канату (стрічки), викликає зміну їх напружено-деформованого стану в процесі експлуатації. Врахування останнього є актуальною науково-технічною задачею, розв'язання якої сприяє підвищенню безпеки та ефективності використання підйомно-транспортних машин з плоским, гнучким гумотросовим тяговим органом.

В роботі [107] запропоновано метод аналізу ушкоджень текстильних конвеєрних стрічок. В публікації [108] надані результати досліджень впливу зовнішніх чинників, зокрема проколів її знос. Пошкодження стрічки досліджуються і в [109]. Пошкодження стрічки з використанням гіпотези, що рух об'єкта, на стрічці коливальний, гармонійний, згасає з часом досліджується в роботах [110, 111]. В останній з використанням методу сил.

В роботі [112] напружений стан матеріалів, армованих паралельними елементами запропоновано визначати методом електричного моделювання. Методика визначення окремих характеристик композитних матеріалів з системою паралельних елементів армування запропонована в статті [113]. В роботі [114] обґрунтована потреба відновлення ушкодженої стрічки. Вплив розривів елементів армування стрічки на її експлуатаційні показники проаналізовано в публікаціях [88-96]. Результати дослідження напруженого стану гнучкого тягового органу армованого продовжними суцільними елементами та з кінематичним зв'язком із приводними шківами наведені в роботі [115]. В [116] дано перелік та аналіз окремих типів з'єднань гумотросових стрічок. В роботах [117, 118] досліджено

напружений стан та надійність з'єднань. Вплив на міцність викривлень тросів під час виготовлення стрічок досліджено в роботах [97, 98]. Напружений стан стрічки конвеєра, канату виконавчого органу підйомно-транспортної машини, з урахуванням її технічного стану та особливостей конструкції машини наведено в роботах [99-105]. Напружений стан канату зі змінною по його довжині кількістю тросів в перерізах досліджено в статтях [119-121]. Часткове відновлення тягової здатності гумотросового тягового елемента з пошкодженою тросовою основою досліджено в роботі [122]. Напружений стан канату в бобінному виконавчому органі підйомної машини досліджено в роботах [123, 124]. Динаміка привідних систем стрічкових конвеєрів мобільних машин досліджено в дисертації [125].

Відомі роботи не дозволяють розробити єдину методику розрахунку напружено-деформованого стану тягово-транспортувального органу підйомно-транспортної машини. Розробка єдиної методики вибору типу плоского тягового органу для різних підйомних систем – актуальна проблема, розв'язання якої дозволить порівнювати ефективність експлуатації тягових органів різних систем підйому сипких вантажів.

Для розв'язання вказаної проблеми треба сформулювати комплексну модель напружено-деформованого стану плоского гумотросового тягового органу, як основи урахування умов його експлуатації в складі різних систем.

2.1 Основні чинники, що впливають на напружено-деформований стан плоского гумотросового тягового органу

Основні чинники що впливають на напружено-деформований стан (НДС) плоского гумотросового тягового органа (каната) (ГТК) поділимо на дві групи: конструктивні, передбачені проектом та експлуатаційні. Останні виникають в процесі експлуатації внаслідок зносу окремих складових систем підйому та вносяться в процесі ремонтних робіт, включно пов'язані з відновленням та модернізацією.

В процесі проектування машини підйому обирають конструктивні

параметри (розміри, форму твірної, футерівку,...) приводних барабанів, барабанів відхилення, барабанів що використовуються в блоках поліспастів. В конвеєрних системах визначають яку форму перерізу стрічки надати на робочій та неробочій гілках конвеєра. В системах періодичної дії визначають трасу, допустимі її відхилення від проектних безпосередньо після введення системи в експлуатацію та в процесі експлуатації.

В процесі експлуатації машини підйому контролюють зміни конструктивних параметрів (розміри, форму твірної, футерівку,...) приводних барабанів, барабанів відхилення, барабанів в блоках поліспастів. В системах періодичної дії контролюють відхилення траси від проектних. В системи можуть вносити конструктивні зміни.

Наведене показує, що ГТК в різних системах підйому безпосередньо після монтажу та в процесі експлуатації взаємодіє з системою барабанів – тіл обертання з різними формами твірних, деформується за їх межами в процесі надання заданої форми стрічці та під впливом форми траси, включно тими що відбулися в процесі експлуатації або ремонту.

Взаємодія ГТК з конструктивними складовими призводить до їх локального деформування та зміни напруженого стану. За принципом Сен-Венана, деформації та напруження викликані локальними деформуваннями, впливають на деякій частині твердого тіла більшій ніж ділянка деформування. Відповідно, поля НДС можуть накладатися. Взаємне розташування конструктивних чинників також є чинником що впливає а напружено-деформований стан плоского гумотросового тягового органу.

Комплексна узагальнена математична модель тягового органу підіймача сипких вантажів має враховувати конструктивні параметри складових системи, їх взаємне розташування та їх зміни в процесі експлуатації. Вона має відтворювати особливості підіймачів періодичної дії (рис. 1.4, рис. 1.8) та підіймачів неперервної дії (рис. 1.5).

2.2 Розрахункова модель деформування тягового органу

Отримані вище результати вказують, що модель має враховувати конструктивні параметри складових системи, їх взаємне розташування та їх зміни в процесі експлуатації.

В машинах циклічної дії відстань поміж окремими конструктивними елементами змінюється. В одній частині вона зменшується в іншій зростає. Найбільш небезпечним НДС ГТК має місце за мінімальної відстані поміж конструктивними елементами. Фізичну модель доцільно побудувати для випадку мінімальної довжини складових ділянок стрічки (канату), на яких троси не мають взаємних відхилень в напрямку, нормальному до поверхні стрічки (канату). Вплив відхилення траси в машинах періодичної дії має бути врахований шляхом прийняття максимально можливого відхилення від проектного характеру навантаження ГТК в перерізі приєднання до посудини. Інший кінець стрічки може бути прийнятим безмежно довгим.

В машинах неперервної дії максимальні сили діють в районі приводу. Суміжними з приводною ділянкою є робоча та неробоча гілка. На цих гілках НДС стрічки залежить від форми набутої на них плоскою стрічкою. Довжини конструктивної зміни форми стрічки малі відносно довжини конвеєра. Відповідно можна прийняти, що до ділянок зміни форми стрічки приєднані безмежно довгі ГТК.

Комплексну модель подамо, як НДС ГТК, що деформується системою приводних барабанів, барабанів відхилення з урахуванням форми їх твірних та з урахуванням приєднаних частин тягового органу.

2.3 Математична модель

Опустимо відоме визначення взаємодії троса елементарної довжини з суміжними тросами, як основу побудови моделі гумотросового тягового органу. Скористаємося результатами визначення його напружено-деформованого стану.

Сили навантаження тросів та їх переміщення відповідно з [89] визначаються залежностями

$$p_i = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) + P, \quad (2.1)$$

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \alpha + \frac{P x}{E F}, \quad (2.2)$$

де M – кількість тросів в канаті; i – почерговий номер троса ($1 \leq i \leq M$); A_m, B_m – сталі коефіцієнти; E, F – відповідно, приведений модуль пружності на розтяг та площа поперечного перерізу троса каната (стрічки); x – вісь координат спрямована вздовж канату; P – середнє навантаження тросів канату в перерізі набігання на приводний барабан; $\beta_m = \sqrt{2 \frac{G b k_G}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_m)]}$; $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$; h – відстань поміж тросами; b – товщина каната; d – діаметр троса; G – модуль зсуву еластичного (гумового) прошарку, що з'єднує троси; k_G – коефіцієнт впливу форми гуми, розташованої поміж тросами на жорсткість зсуву; α – переміщення канату як жорсткого тіла.

Відповідно до розрахункової моделі канат (стрічка) під дією конструктивних складових підйомної машини деформується. З урахуванням різних впливів конструктивних складових підйомної машини, поділимо стрічку на частини. В межах кожної частини мають виконуватися відмінні умови взаємодії тросів.

Розглянемо залежності (2.1) та (2.2). Вони отримані для випадку відсутності різниці переміщень суміжних тросів в напрямку, нормальному до поверхні утвореної осями тросів. В них не враховано вплив розподіленого дотичного навантаження та вплив власної маси. Це не дозволяє їх використовувати в наведених формах для ділянок на яких троси мають взаємне відхилення в напрямку нормалі до поверхні стрічки (канату).

Розглянемо вплив різниці зміщення суміжних тросів. Нехай стрічка (канат) огинає барабан на циліндричній поверхні якого виконано циліндричний кільцевий виступ. Висота виступу значно менша за діаметр тросів стрічки. Ширина виступу дорівнює кроку укладення тросів в ній. Вісь одного з тросів розташована в площині симетрії кільцевого виступу. Будемо вважати, що під дією зовнішнього навантаження, стрічка притиснута на заданому куті до барабана. Радіус згину тросів дорівнює діаметру барабана, збільшеного на відстань поміж барабаном та тросами. Трос, вісь симетрії якого лежить в площині симетрії виступу, загнута за радіусом більшим за радіуси згину інших тросів на товщину виступу. Приймемо що і за межами ділянки взаємодії троса з барабаном останній трос розташований вище за інших на товщину виступу.

Будемо вважати що плоскі до згину перерізи стрічки на початку та кінці ділянки згину залишаються плоскими і після деформування. Застосування вказаної умови не призводить до різниці переміщень тросів зігнутої та прямолінійної частини стрічки. В той же час сили, якими навантажені троси відрізняються. Це дозволяє стверджувати: подовження тросів, викликане наявністю кільцевого виступу, не впливає на переміщення тросів на границях ділянки згину стрічки. Воно впливає на значення сили навантаження тросів. Сила навантаження троса на ділянці згину зменшиться. За її межами зросте до досягнення рівноваги. Кінці троса прямолінійних частин отримають переміщення. Величини переміщень зумовлені лише зміненою сили навантаження троса за ділянкою згину стрічки. Переміщення тросів за межами ділянки відбувається лише за рахунок досягнення рівноваги тросів на цій ділянці – не залежно від переміщень тросів на ділянці згину стрічки.

Ми розглянули згин стрічки на барабані з умовним циліндричним виступом. В загальному випадку, розподіл сил поміж тросами на ділянці згину стрічки на барабані з криволінійною твірною відрізняється від згину на циліндричному барабані дією розподілених на ділянці згину додаткових сил пропорційних радіусам згину тросів.

В загальному випадку у разі наявності у стрічки ділянки відмінного

переміщення суміжних тросів в напрямку, нормальному до стрічки, до сил навантаження тросів рівнянь їх рівноваги мають бути додані сили пропорційні відносним змінам їх довжин на ділянці. З урахуванням наведеного вираз (2.1) для ділянки деформування стрічки з різним вигином тросів в напрямку нормальному до стрічки має наступний вигляд

$$p_i = E F \left(\sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) + f(x, i) \right) + P, \quad (2.3)$$

$$1 \leq i \leq M, \quad x_1 \leq x \leq x_2,$$

де $f(x, i)$ - функція відносних подовжень тросів залежних від координати x та номерів тросів.

Відзначимо, що у виразі (2.3) координата x спрямована вздовж стрічки. В загальному випадку, вона криволінійна. В розглянутому випадку вона має дві прямолінійних ділянки та криволінійну (дугу кола), розташовану поміж ними. Вісь номерів тросів розташована нормально до осі x . Напружено-деформований стан стрічки відповідає плоскому, в якому переміщення тросів визначаються проекціями на вісь троса. Закономірність розподілу переміщень (2.2) залишається незмінною. Значення переміщень перерізів тросів, зумовлених зміщеннями нормальними до тросів в межах ділянки прояву таких зміщень, визначаються залежністю

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \int_{x_1}^{x_2} f(x, i) dx + \alpha + \frac{D x}{E F}, \quad (2.4)$$

$$1 \leq i \leq M, \quad x_1 \leq x \leq x_2.$$

Вплив переміщень тросів в напрямку, нормальному для стрічки, досліджено в ряді робіт, де побудовані відповідні функції відносних деформацій тросів. В роботі [103] досліджено вплив надання стрічці трубчатої форми канату. В роботі

[126] досліджено вплив перевертання стрічки конвеєра. Роботи [127, 128] присвячені дослідженню впливу відхилення твірної барабана від прямої лінії, як передбачені проектом, так такі, що виникають в процесі експлуатації обладнання. Досліджено нами і вплив відхилення посудини від проектного [129-132]. Будемо вважати, що функцію відносних подовжень тросів можна задати сумою косинусів ряду Фур'є

$$f(x, i) = \left(q(x, 0) + \sum_{j=1}^M q(x, j) \cos(\mu_m(i - 0,5)) \right), \quad (2.5)$$

де $q(x, j)$ ($0 \leq j \leq M$) - коефіцієнти ряду Фур'є.

Завдання лише сум косинусів спрощує подальші рішення. При цьому воно відповідає симетричній формі барабанів, лотковій (трубчатій) формі стрічки конвеєра та може бути застосоване для визначення форми на ділянках перевертання стрічки та згину траси конвеєра у вертикальній площині. Зазначимо, що відносні подовження самоврівноважені. Вони відбуваються без зміни сумарного навантаження тросів в перерізі стрічки (канату), тому $q(x, 0) = 0$.

На підставі наведеного будемо вважати, що для усіх ділянок комплексної узагальненої розрахункової моделі тягового органу підіймача сипких вантажів відомі, розподіли сил навантаження (відносні подовження) тросів, які зумовлені конструктивними параметрами відповідної ділянки та можливими їх змінами в процесі експлуатації, взаємне розташування ділянок. З урахуванням вище наведеного сформулюємо математичну модель канату (стрічки), як системи послідовно з'єднаних ланок стрічки (канату) довжиною l для яких напружено-деформований стан описується виразами (2.2) та (2.3). З метою позначення факту належності параметрів напружено-деформованого стану стрічки (канату) додамо до відповідних показників індекси, що відповідають номерам ланок стрічки підіймача. Номери надамо в напрямку руху сировини від одиниці до загальної кількості ланок N . В цьому напрямку спрямуємо вісь координат x . Початок осі

сумістимо з початком першої ділянки.

Розглянемо довільну n -ту ланку. Її напружено-деформований стан визначимо виразами (2.2) та (2.3).

$$u_{n,i} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{n,m} e^{\beta_m x} + B_{n,m} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \alpha_n + \frac{D x}{E F}, \quad (2.6)$$

$$p_{n,i} = E F \left(\sum_{m=1}^{M-1} \left(\left(A_{n,m} e^{\beta_m x} - B_{n,m} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m + q(x,n) \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) \right) + P. \quad (2.7)$$

Ділянка за номером n взаємодіє з двома ділянками. На межах ділянок мають виконуватися умови сумісності їх деформування

$$\text{Коли } x = L_n \quad \begin{cases} u_{n-1,i} = u_{n,i} \\ p_{n-1,i} = p_{n,i} \end{cases}, \quad (2.8)$$

$$\text{де } L_n = \sum_{j=1}^n l_j.$$

$$\text{Коли } x = L_{n+1} \quad \begin{cases} u_{n,i} = u_{n+1,i} \\ p_{n,i} = p_{n+1,i} \end{cases}. \quad (2.9)$$

$$A_{n,m} - A_{n+1,m} = B_{n+1,m} e^{-2\beta_m L_n} - B_{n,m} e^{-2\beta_m L_n}, \quad (2.10)$$

$$\alpha_n = \alpha_{n+1}. \quad (2.11)$$

Підставимо в умову (2.8) значення переміщень з (2.2) сил навантаження тросів з виразу (2.3). Врахуємо номери ділянок, вираз (2.5). Отримаємо

$$(A_{n-1,m} - A_{n,m}) e^{\beta_m L_n} = (B_{n,m} - B_{n-1,m}) e^{-\beta_m L_n}, \quad (2.12)$$

$$\alpha_{n-1} = \alpha_n, \quad (2.13)$$

$$(A_{n-1,m} - A_{n,m}) e^{\beta_m L_n} = (B_{n-1,m} - B_{n,m}) e^{-\beta_m L_n} + \frac{q(L_n, n) - q(L_n, n-1)}{\beta_m}. \quad (2.14)$$

З (2.14) та (2.12) маємо

$$B_{n,m} = B_{n-1,m} + \frac{q(L_n, n) - q(L_n, n-1)}{2e^{-\beta_m L_n} \beta_m}, \quad (2.15)$$

$$A_{n,m} = A_{n-1,m} - \frac{q(L_n, n) - q(L_n, n-1)}{2e^{\beta_m L_n} \beta_m}. \quad (2.16)$$

Отримані співвідношення задовольняють і умовам (2.9), якщо в них індекси n замінити на $n+1$. Вказане не виконується для ділянок взаємодії канату (стрічки) з приводним барабаном. Напружено-деформований стан канату (стрічки) визначається дещо відмінними від (2.2) та (2.3) виразами. Для приводного барабана що взаємодіє зі стрічкою на ділянці за номером w переміщення та сили визначаються залежностями.

$$u_{w,i} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{w,m} e^{\beta_m x} + B_{w,m} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \alpha_w - \frac{Pe^{-f \frac{x}{R}}}{EF f},$$

$$p_{w,i} = EF \left(\sum_{m=1}^{M-1} \left(\left(A_{w,m} e^{\beta_m x} - B_{w,m} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m + q(x, w) \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) \right) + Pe^{-f \frac{x}{R}},$$

де f – коефіцієнт тертя стрічки (канату) по барабану; R – середній радіус робочої поверхні барабана.

Умова мінімальної відстані поміж конструктивними елементами підйомної машини дозволяє не враховувати вплив власної маси стрічки (канату) на її напружено-деформований стан. Вони відповідають і ділянкам на яких троти стрічки (канату) не мають взаємного зсуву нормального до поверхні стрічки (канату). Ці співвідношення дозволяють знайти значення $2(M-1)$ з невідомих M сталих коефіцієнтів. Два невідомих коефіцієнта можуть бути знайдені з умов деформування (навантаження) кінців двох крайніх ділянок розрахункової моделі стрічки.

Напружено-деформований стан крайніх ділянок також визначається виразами (2.2) та (2.3). Найбільший прояв взаємного впливу умов деформування

має місце за мінімальної відстані поміж ланками та повинен враховувати вплив маси канату (стрічки). Разом з тим характери розподілу переміщень та сил навантаження тросів відрізняються для підйомників періодичної та неперервної дії.

Розглянемо особливості деформування крайніх ділянок підйомних машин. В машині неперервної дії перша ділянка каната має мінімальну довжину. Друга (за номером M) – максимальну.

Канат на цій ділянці може бути безпосередньо приєднано до посудини або до нерухомої конструкції – в системі з поліспадною системою приєднання посудини. Врахуємо, що початок осі x збігається з кінцем канату, в якому він приєднаний. Приєднання канату може супроводжуватися відхиленням перерізу приєднання канату від проектного. Поворот посудини, внаслідок відхилення траси її руху від проектного, також супроводжується поворотом кінця приєднання канату. Найбільш небезпечний поворот має місце коли він відбувається в площині канату. Його і розглянемо.

Нехай переріз канату $x = 0$ повернено на кут γ

$$u_{1,i} = tq(\delta)t(M/2 - i). \quad (2.17)$$

де t - крок укладення тросів в канаті.

Задамо умову (2.17) рядом Фур'є на осі номерів тросів канату

$$u_{1,i} = tq(\delta)t \left(\frac{4}{M(M-1)} \sum_{j=1}^M \sum_{m=1}^{M-1} j \cos(\mu_m(j-0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{2}{M(M-1)} \sum_{j=1}^M j - \frac{M+1}{M-1} \right). \quad (2.18)$$

З виразів (2.2) та умови (2.17) маємо

$$A_{1,m} + B_{1,m} = \frac{4tq(\delta)t}{M(M-1)} \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m(j-0,5)), \quad (2.19)$$

$$\alpha_1 = tq(\delta)t \left(\frac{2}{M(M-1)} \sum_{j=1}^M j - \frac{M+1}{M-1} \right). \quad (2.20)$$

Навантаження першої ділянки канату залежить від схеми переміщення судини. У випадку, коли застосована поліспадна система, максимальне навантаження канату реалізується в перерізі його приєднання до нерухомої конструкції. В такому випадку сили навантаження тросів канату, їх переміщення як залежні від маси канату визначаються з урахуванням кута χ нахилу канату до вертикалі виразами

$$p_{1,i} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{1,m} e^{\beta_m x} - B_{1,m} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) + \rho (l_1 - x) \cos(\chi), \quad (2.21)$$

$$u_{1,i} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{1,m} e^{\beta_m x} + B_{1,m} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \alpha_1 + \frac{\rho \left(l_1 - \frac{x}{2} \right) x}{EF} \cos(\chi), \quad (2.22)$$

Випадку мінімального значення довжини першої ділянки відповідає максимальне значення довжини останньої. Значне зростання довжини не може призводити до безмежного зростання навантажень тросів та їх подовжень. Вказане може бути виконане за наступного значення невідомих коефіцієнтів

$$A_{M,m} = 0. \quad (2.23)$$

Відповідно, для останньої ділянки

$$p_{N,i} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{N,m} e^{\beta_m x} - B_{N,m} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) - \rho x \cos(\chi), \quad (2.24)$$

$$u_{N,i} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{N,m} e^{\beta_m x} + B_{N,m} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \alpha_N - \rho \frac{x^2}{2EF} \cos(\chi). \quad (2.25)$$

Для похилих конвеєрів крайніми ділянками можна розглядати прямолінійні ділянки розташовані поміж головними та натяжними барабанами. Для них прийнятні вирази (2.21), (2.22), (2.24), (2.25). В такому випадку ми не враховуємо напружений стан стрічки в районі натяжної станції конвеєра, на якій сили розтягу стрічки найменші.

На конвеєрі в загальному випадку після першої ділянки та перед останньою можуть бути перехідні ділянки. На другій ділянці поперечному перерізу плоскої стрічки надають просторову форму для забезпечення заданих умов транспортування сипкого матеріалу. Такими формами можуть бути лоткоподібна, трубчата та інші. На передостанній ділянці стрічки можуть надавати гвинтову форму з поворотом на 180° (стрічку перевертають) для упередження зсипання зі стрічки залишків матеріалу з неї. На цих ділянках напружено-деформований стан стрічки можна описати виразами (2.6), (2.7), врахувавши загальне зусилля що сприймає стрічка.

Таким чином, вирази (2.6) та (2.7), з урахуванням значення зусилля що сприймає стрічка, (2.15) та (2.16) і (2.21) та (2.22) (2.24) та (2.25) становлять N систем рівнянь, що дозволяють знайти $N(M-1)$ невідомих сталих та визначити деформації та навантаження тросів стрічки (канату).

Відомі переміщення тросів дозволяють визначати розподіл максимальних дотичних напружень в гумі розташованій поміж тросами

$$\tau_{n,i}(x) = G \frac{u_{n,i}(x) - u_{n+1,i}(x)}{h}, \quad (1 \leq n \leq N), (1 \leq i < M). \quad (2.26)$$

Вирази (2.6) та (2.7), з урахуванням значення зусилля що сприймає стрічка, (2.15) та (2.16) і (2.21) та (2.22) (2.24) та (2.25) становлять N систем рівнянь,

вираз (2.26) становлять шукану комплексну математичну модель тягового органу узагальненого підіймача сипких вантажів. Вона дозволяє визначати напружено-деформований стан плоскої гумотросової стрічки (канату) узагальненого підіймача сипких вантажів, що дає змогу порівнювати ефективність експлуатації тягових органів різних систем підйому сипких вантажів.

2.4 Висновки за розділом 2

1. Обґрунтовано та розроблено комплексну математичну модель тягового органу узагальненого підіймача сипких вантажів, яка дозволяє визначати напружено-деформований стан плоскої гумотросової стрічки (канату) узагальненого підіймача сипких вантажів, що дає змогу порівнювати ефективність експлуатації тягових органів різних систем підйому сипких вантажів.

2. Розроблена комплексна узагальнена математична модель гнучкого композитного тягового органу враховує конструктивні параметри складових підйомно-транспортної системи, їх взаємне розташування, зміни в процесі експлуатації та особливості підіймачів періодичної та неперервної дії.

РОЗДІЛ 3 ВПЛИВ ЗМІН МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛУ ЕЛАСТОМІРНОЇ ОБОЛОНКИ НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН КОМПОЗИТНОГО ТЯГОВО-ТРАНСПОРТУВАЛЬНОГО ОРГАНУ З ЛОКАЛЬНИМИ ЗМІНАМИ КОНСТРУКЦІЇ

Однією з особливостей гуми є її природне старіння [79–82]. Зменшується міцність, витривалість навіть під час зберігання [83, 84]. Експериментальним шляхом [85] підтверджена лінійне зростання модуля пружності гуми, що зазнала старіння, від часу з урахуванням коефіцієнту старіння відносно початкового модуля пружності. Показано зменшення міцності. Урахування впливу зміни з часом властивостей гумових складових гумотросових канатів та стрічок є такою самою важливою проблемою, як і дослідження початкових характеристик цих виробів.

Результати наведених робіт не можуть бути використані для визначення напружено-деформованого стану гумотросового канату (стрічки) з локальними змінами їх конструкцій та з урахуванням залишкових деформацій гуми, її старіння за час їх експлуатації.

Для визначення впливу змін механічних характеристик гуми та розробки алгоритму розрахунку наслідків такого впливу треба розв'язати наступні задачі.

1. Розробити алгоритм визначення впливу зміни властивостей гуми в часі на напружено-деформований стан гумотросового канату з ушкодженням довільного троса.
2. Дослідити вплив на напружено-деформований стан канату локальної зміни значення модуля зсуву еластичного матеріалу в зонах підвищених напружень.
3. Дослідити вплив часу експлуатації на напружено-деформований стан канату з частково заміненим тросом.
4. Дослідити вплив напружень течії гуми в локальній зоні збурення напружено-деформованого стану канату.

3.1 Вплив зміни властивостей гуми в часі

Природна зміна механічних властивостей в процесі старіння еластичної оболонки пов'язана зі зміною модуля пружності та модуля зсуву. Останній впливає на напружено-деформований стан канату [86]. Врахуємо лінійний закон зміни модулю зсуву еластичного (гумового) прошарку в часі [85]. Його значення задамо наступним виразом

$$G = G_0 f(t), \quad (3.1)$$

де G_0 - модуль зсуву після виготовлення канату (стрічки) ($t=0$).

Визначимо напружено-деформований стан канату (стрічки) значної довжини з розривом суцільності одного довільного троса за номером J . Розрив будемо вважати розташованим на значніших відстанях від країв канату, наприклад по середині канату значної довжини. Врахуємо симетричність канату. Розглянемо його половину ($0 \leq x \leq \infty$). Переріз розриву крайнього троса сумістимо з перерізом початку осі координат ($x=0$). З умови обмеженості переміщень тросів, сил їх навантажень при безмежному зростанні координати x приймемо $A_m = 0$. Переміщення канату, як жорсткого тіла будемо вважати рівним нулю. Сили навантаження тросів та їх переміщення відповідно з [87], що визначаються залежностями

$$p_i = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) + P, \quad (3.2)$$

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \alpha + \frac{P x}{E F} \quad (3.3)$$

набувають наступних форм

$$p_i = -E F \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m^* x} \beta_m^* \cos(\mu_m(i-0,5)) + P, \quad (3.4)$$

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m^* x} \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P x}{E F} \quad (1 \leq i \leq M), \quad (3.5)$$

$$\text{де } \beta_m^* = \sqrt{\frac{2 G_0 f(t) b k_G}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_m)]}.$$

Переміщення усіх тросів, за винятком ушкодженого, в перерізі $x=0$ відсутні. Переміщення ушкодженого троса позначимо як U_0 . Переміщення тросів в перерізі $x=0$ задамо яку добуток U_0 та δ -функції на обмеженій довжини осі дискретних номерів тросів. Вказане дозволяє з виразу (3.5) визначити вектор невідомих сталих інтегрування через одну невідому величину

$$B_m = \frac{2}{M} U_0 \cos(\mu_m(J-0,5)). \quad (3.6)$$

Невідому U_0 знайдемо з умови, що сила навантаження (3.4) ушкодженого троса дорівнює нулю

$$U_0 = \frac{P M}{2 E F \sum_{m=1}^{M-1} \cos^2(\mu_m(J-0,5)) \beta_m^*}. \quad (3.7)$$

Вирази (3.4) - (3.7) дозволяють визначати напружено-деформований стан канату значної довжини підйомної машини, стрічки конвеєра значної довжини у разі ушкодження довільного троса з урахуванням терміну старіння їх еластичної оболонки на момент розриву троса.

Відомі переміщення тросів (3.5) дозволяють визначати взаємний зсув тросів. Різниця зсувів суміжних тросів супроводжується виникненням дотичних напружень в еластичній оболонці. Максимальних значень останні набувають в

площині розташування осей тросів канату. В цій площині відстані поміж найближчими точками на поверхнях суміжних тросів мінімальні. Тангенси кутів зсуву визначаються наступним виразом

$$\operatorname{tg}(\gamma_j) = \frac{u_j - u_{j+1}}{h} \quad (1 \leq j < M), \quad (3.8)$$

де j - номер прошарку.

Для канату типу ГТК-3150 складеного з п'яти тросів визначимо розподіли внутрішніх сил, та тангенсів кутів зсуву еластичної оболонки канату в площині розташування центрів перерізів тросів. Прийнемо що в наслідок природних змін властивостей гуми модуль зсуву зріс удвічі. Зовнішнє навантаження прикладемо таким щоби середнє навантаження тросів дорівнювало одиниці. Відзначені внутрішні сили навантаження тросів в такому випадку дорівнюють коефіцієнту нерівномірності навантаження тросів. Результати для випадків $f(T) = 2$ (крива 1) та $f(0) = 1$ (крива 2) наведені на рисунках 3.1 та 3.2.

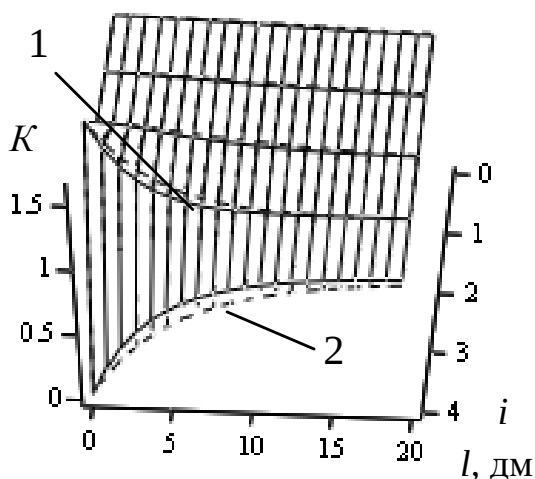


Рисунок 3.1 – Розподіл коефіцієнтів нерівномірності навантаження тросів з номерами i на довжині канату l

Відповідно до графіків наведених на рисунку навантаження тросів, зумовлені розривом суцільності одного з них, призводять до локального

перерозподілу сил практично лише поміж двома тросами – ушкодженим та суміжним з ним. Відповідно, у випадку ушкодження не крайнього троса сили практично зміняться лише в трьох тросах – ушкодженому та двох суміжних з ним. Суттєво сили змінюються на довжині до 2 м. Екстремальні значення внутрішніх сил навантаження тросів не залежать від зміни модуля зсуву матеріалу гуми в часі.

Про незначний вплив на кути зсуву гуми поміж тросами канату свідчить і розподіл тангенсів кутів зсуву гуми (рис. 3.2).

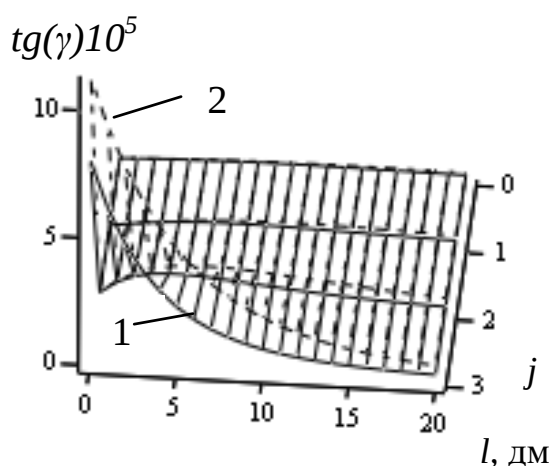


Рисунок 3.2 – Розподіл тангенсів максимальних кутів зсуву матеріалу розташованого в прошарках з номерами j поміж тросами на довжині канату l

Значні зсуви гуми спостерігаються лише поміж ушкодженим тросом та суміжним з ним на довжині канату. Кути зсуву гуми поміж іншими тросами значно менші відносно зсувів в зоні локального перерозподілу сил та напружень. Мало вони змінюються в наслідок старіння гуми в часі. Довжини конвеєрів, висоти підняття вантажів з використання гумотросових канатів та стрічок перевищують 100 м. Вказане дозволяє вважати обґрунтованим прийняте вище припущення стосовно безмежної довжини канату та безмежної відстані від пориву троса до кінця стрічки (канату).

3.2 Вплив на напружено-деформований стан канату локальної зміни значення модуля зсуву еластичного матеріалу в зонах підвищених напружень

Другою особливістю впливу часу експлуатації на напружено-деформований стан канату є локальне зменшення значення модуля зсуву еластичного матеріалу в зонах підвищених напружень. Канати, стрічки сприймають циклічні навантаження. Кожне циклічне навантаження супроводжується накопиченням залишкових деформацій. До моменту руйнування троса гума між тросовою оболонкою, внаслідок значно меншої жорсткості на розтяг ніж троси, практично не сприймала навантаження. Залишкові деформації зсуву в ній не виникали.

Зміна напружено-деформованого стану стрічки (каната), внаслідок розриву троса, призводить до появи зсуву матеріалу еластичної оболонки розташованої поміж окремими тросами та накопичування залишкових деформацій. Більші за абсолютними значеннями загальні деформації, що виникають в гумі після розриву троса, призводять до більших за абсолютними значеннями залишкових деформацій. Відповідно до графічних залежностей наведених на рисунку 2, локальні зміни конструкції композитного плоского гумотросового канату (стрічки) викликають локальні зміни їх напружено-деформованого стану. Дослідимо локальний вплив змін властивостей еластичного матеріалу що взаємодіє з ушкодженим тросом.

Як і вище врахуємо симетричність канату. Розглянемо частину канату для якої $x > 0$. Виокремимо частину стрічки довжиною l_0 ($0 \leq x \leq l_0$) будемо вважати цю частину першою. Довжину цієї частини (l_0) приймемо меншою за довжину ділянки локального збурення напружено-деформованого стану канату в районі ушкодження троса. Врахуємо те що руйнування троса в стрічці супроводжується локальним деформуванням гуми і накопиченням залишкових деформацій практично в еластичних прошарках суміжних з ушкодженим тросом. З метою отримання розв'язку в загальному вигляді, приймемо що ушкоджено трос за номером j не крайній та не суміжний з крайнім (рис. 3.3).

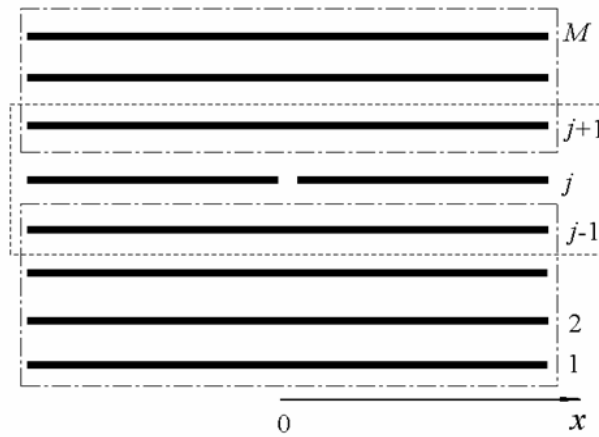


Рисунок 3.3 – Канат з ушкодженим тросом

На рисунку 3.3 в канаті виділені три групи тросів. До складу крайніх груп не входить ушкоджений трос. Середня група складається з трьох тросів – ушкодженого та суміжних з ним. Розглянемо вказані групи як окремі стрічки - смуги. Характерною властивістю таких смуг канату є те що поміж тросами смуг властивості еластичного матеріалу не змінні. Вказане дозволяє використовувати для смуг умови їх рівноваги та форми рішень (3.2) та (3.3) з урахуванням кількості тросів в смугах та властивостей еластичної оболонки.

Сформулюємо рішення для переміщень та внутрішніх навантажень тросів для різних смуг канату. Для смуг першої частини канату вирази навантажень та переміщень тросів запишемо в подібних формах. У виразах використаємо додаткові індекси для позначення належності параметрів до однієї зі смуг канату. Врахуємо викривлення перерізу $x=0$.

Для смуги канату з номерами тросів $(1 \leq i \leq j-1)$

$$p_{1,i} = E F \sum_{m=1}^{j-2} A_m \left(e^{\beta_{1,m} x} + e^{-\beta_{1,m} x} \right) \beta_{1,m} \cos(\mu_{1,m}(i-0,5)) + P, \quad (3.9)$$

$$u_{1,i} = \sum_{m=1}^{j-2} A_m \left(e^{\beta_{1,m} x} - e^{-\beta_{1,m} x} \right) \cos(\mu_{1,m}(i-0,5)) + \frac{P x}{E F}, \quad (3.10)$$

$$\text{де } \mu_{1,m} = \frac{\pi m}{j-1}, \quad m = 1, 2, \dots, j-2; \quad \beta_{1,m} = \sqrt{\frac{2 G_0 f(t) b k_G}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_{1,m})]}.$$

Для смуги канату з номерами тросів ($j-1 \leq i \leq j+1$)

$$p_{2,i} = E F \sum_{m=1}^2 \left(A_{m+j-2} e^{\beta_{2,m} x} - B_{m+j-2} e^{-\beta_{2,m} x} \right) \beta_{2,m} \cos(\mu_{2,m}(i-j-1,5)) + P, \quad (3.11)$$

$$u_{2,i} = \sum_{m=1}^2 \left(A_{m+j-2} e^{\beta_{2,m} x} + B_{m+j-2} e^{-\beta_{2,m} x} \right) \cos(\mu_{2,m}(i-j-1,5)) + \frac{P x}{E F}, \quad (3.12)$$

$$\text{де } \mu_{2,m} = \frac{\pi m}{3}, \quad m=1, 2; \quad \beta_{2,m} = \sqrt{\frac{2G_0 f(t) b k_G}{(h-d) E F} k[1 - \cos(\mu_{2,m})]}.$$

Для смуги канату з номерами тросів ($j+1 \leq i < M$)

$$p_{3,i} = E F \sum_{m=1}^{M-j-1} A_{m+2} \left(e^{\beta_{3,m} x} + e^{-\beta_{3,m} x} \right) \beta_{3,m} \cos(\mu_{3,m}(i-0,5)) + P, \quad (3.13)$$

$$u_{3,i} = \sum_{m=1}^{M-j-1} A_{m+2} \left(e^{\beta_{3,m} x} - e^{-\beta_{3,m} x} \right) \cos(\mu_{3,m}(i-0,5)) + \frac{P x}{E F}, \quad (3.14)$$

$$\text{де } \mu_{3,m} = \frac{\pi m}{M-j}, \quad m=1, M-j-1; \quad \beta_{3,m} = \sqrt{\frac{2G_0 f(t) b k_G}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_{3,m})]}.$$

Троси суміжні з ушкодженням входять до складу двох смуг – крайньої та не крайньої. В крайніх смугах, на суміжні з ушкодженням тросом, відповідно з рішеннями (3.2) та (3.3), не діють зовнішні сили. Відповідно цих рішень не діють зовнішні сили на ці троси і в середній смузі. Це дозволяє розглядати канат (стрічку) на інтервалі ($0 \leq x \leq l_0$) як складену з трьох смуг. При цьому середню смугу вважати такою що на ширині кроку укладення тросів накладена на крайні смуги. Вказане відповідає прийняттю фізичної моделі канату у вигляді трьох не з'єднаних поміж собою смуг – двох крайніх, таких що в своєму складі не мають ушкодженого тросу, та смуги з трьох тросів – ушкодженого та суміжного. Сили навантажень тросів суміжних з ушкодженням в смугах складаються без зростання сили їх зовнішнього розтягу.

Врахуємо прийняту умову про розрив суцільності троса за номером j .

Прийmemo що внаслідок дії зовнішнього навантаження, ушкоджений трос в перерізі $x=0$ зміститься на невідому величину U_0 . З виразу (3.12) маємо

$$\begin{aligned} \sum_{m=1}^2 (A_{m+j-2} + B_{m+j-2}) \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)) = \\ = \frac{2}{3} U_0 \sum_{m=1}^2 \cos(1,5\mu_{2,m}) \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)), \end{aligned} \quad (3.15)$$

Звідки

$$B_{m+j-2} = \frac{2}{3} U_0 \cos(1,5\mu_{2,m}) - A_{m+j-2}, \quad (m=1, 2). \quad (3.16)$$

З умови, що навантаження ушкодженого троса в перерізі ушкодження дорівнює нулю з виразу (3.11) маємо

$$\begin{aligned} U_0 &= \frac{3P}{2\beta_{2,m} E F \cos^2(1,5\mu_{2,m})} + 3 \frac{A_{m+j-2}}{\cos(1,5\mu_{2,m})}, \\ B_{m+j-2} &= \frac{P}{\beta_{2,m} E F \cos(1,5\mu_{2,m})} + 2A_{m+j-2}. \end{aligned}$$

Остаточно вирази (3.11) та (3.12) набувають наступних форм

$$\begin{aligned} p_{2,i} = \sum_{m=1}^2 \left(E F A_{m+j-2} (e^{\beta_{2,m}x} - 2e^{-\beta_{2,m}x}) \beta_{2,m} - \frac{P e^{-\beta_{2,m}x}}{\cos(1,5\mu_{2,m})} \right) \times \\ \times \cos(\mu_{2,m}(i-j-1,5)) + P, \end{aligned} \quad (3.17)$$

$$u_{2,i} = \sum_{m=1}^2 \left(A_{m+j-2} \left(e^{\beta_{2,m}x} + e^{-\beta_{2,m}x} \right) + \frac{P e^{-\beta_{2,m}x}}{\beta_{2,m} E F \cos(1,5\mu_{2,m})} \right) \times \frac{P x}{E F} \times \cos(\mu_{2,m}(i-j-1,5)) \quad (3.18)$$

З використанням (3.9), (3.10), (3.13), (3.14), (3.17), (3.18) запишемо значення сил та переміщень як єдині функції на кінченій осі номерів тросів

$$p_i = \frac{2 E F}{M} \sum_{n=1}^{M-1} \rho_n(x) \cos(\mu_n(i-0,5)) + P, \quad (3.19)$$

де

$$\begin{aligned} \rho_n(x) = & \sum_{\chi=1}^{j-1} \sum_{m=1}^{j-2} A_m \left(e^{\beta_{1,m}x} + e^{-\beta_{1,m}x} \right) \beta_{1,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{1,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi-0,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(A_{m+j-2} \left(e^{\beta_{2,m}x} - 2e^{-\beta_{2,m}x} \right) \beta_{2,m} - \frac{P e^{-\beta_{2,m}x}}{E F \cos(1,5\mu_{2,m})} \right) \times \\ & \times \cos(\mu_{2,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi+j-2,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-j-1} \sum_{m=1}^{M-j-1} A_{m+2} \left(e^{\beta_{3,m}x} + e^{-\beta_{3,m}x} \right) \beta_{3,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{3,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi+j-0,5)). \end{aligned}$$

$$u_i = \frac{2}{M} \sum_{n=1}^M v_n(x) \cos(\mu_n(i-0,5)) + \frac{P x}{E F}, \quad (3.20)$$

де

$$\begin{aligned}
v_n(x) = & \sum_{\chi=1}^{j-1} \sum_{m=1}^{j-2} \left(A_m \left(e^{\beta_{1,m}x} - e^{-\beta_{1,m}x} \right) \times \right. \\
& \left. \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5)) \right) + \\
& + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(\left(A_{m+j-2} \left(e^{\beta_{2,m}x} + e^{-\beta_{2,m}x} \right) + \frac{P e^{-\beta_{2,m}x}}{\beta_{2,m} E F \cos(1,5\mu_{2,m})} \right) \times \right. \\
& \left. \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 2,5)) \right) + . \\
& + \sum_{\chi=1}^{M-j-1} \sum_{m=1}^{M-j-1} A_{m+2} \left(e^{\beta_{3,m}x} - e^{-\beta_{3,m}x} \right) \times \\
& \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 0,5)) .
\end{aligned}$$

Вирази (3.19), (3.20) отримані для першої частини канату для $(0 \leq x \leq l_0)$. В перерізі $x = l_0$ розглянута частина канату взаємодіє з другою його частиною. Вирази сил $(p_{0,i})$ та переміщень $(u_{0,i})$ для основної частини запишемо у формах (3.4), (3.5), що унеможливають безмежне зростання сил навантажень тросів та їх переміщень за безмежного зростання координати x

$$p_{0,i} = -E F \sum_{m=1}^{M-1} B_{0,m} e^{-\beta_m^* x} \beta_m^* \cos(\mu_m(i - 0,5)) + P, \quad (3.21)$$

$$u_{0,i} = \sum_{m=1}^{M-1} B_{0,m} e^{-\beta_m^* x} \cos(\mu_m(i - 0,5)) + \frac{P x}{E F} \quad (1 \leq i \leq M), \quad (3.22)$$

При цьому в перерізі $x = l_0$ мають виконуватися умови сумісності деформування частин канату

$$p_{0,i} = p_i, \quad (3.23)$$

$$u_{0,i} = u_i, \quad (3.24)$$

З виразів (3.19), (3.21) та умов (3.23), (3.24) маємо рівності

$$B_{0,n}e^{-\beta_n^*l_0} = -\frac{2}{M\beta_n^*}\rho_n(x=l_0), \quad (3.25)$$

$$B_{0,n}e^{-\beta_n^*l_0} = \frac{2}{M}\nu_n(x=l_0), \quad (3.26)$$

З (3.26) маємо залежність

$$B_{0,m} = \frac{2}{M}e^{\beta_m^*l_0}\nu_m(x=l_0) \quad (3.27)$$

Відніmemo від (3.26) (3.25). Отримаємо систему $N-1$ рівнянь

$$\begin{aligned} & \sum_{\chi=1}^{j-1} \sum_{m=1}^{j-2} \left(A_m \left(e^{\beta_{1,m}l_0} \left(1 + \frac{\beta_{1,m}}{\beta_n^*} \right) - e^{-\beta_{1,m}l_0} \left(1 - \frac{\beta_{1,m}}{\beta_n^*} \right) \right) \times \right. \\ & \quad \left. \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5)) \right) + \\ & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(\left(A_{m+j-2} \left(e^{\beta_{2,m}l_0} \left(1 + \frac{\beta_{2,m}}{\beta_n^*} \right) + e^{-\beta_{2,m}l_0} \left(1 - 2 \frac{\beta_{2,m}}{\beta_n^*} \right) \right) + \right. \right. \\ & \quad \left. \left. + \frac{Pe^{-\beta_{2,m}l_0}}{E F \cos(1,5\mu_{2,m})} \left(\frac{1}{\beta_{2,m}} - \frac{1}{\beta_n^*} \right) \right) \times \right. \\ & \quad \left. \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 2,5)) \right) = 0 \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-j-1} \sum_{m=1}^{M-j-1} A_{m+2} \left(e^{\beta_{3,m}l_0} \left(1 + \frac{\beta_{3,m}}{\beta_n^*} \right) - e^{-\beta_{3,m}l_0} \left(1 - \frac{\beta_{3,m}}{\beta_n^*} \right) \right) \times \\ & \quad \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 0,5)) \end{aligned} \quad (3.28)$$

Розв'язання системи рівнянь (3.28) дозволяє визначити невідомі сталі та визначати внутрішні сили навантаження тросів та їх переміщення за виразами (3.19), (3.20) для частині канату ($0 \leq x \leq l_0$) та (3.21), (3.22) з використанням (3.27) для решти канату. Відомі переміщення дозволяють визначати дотичні

напруження матеріалу еластичної оболонки що розташований поміж тросами які прямо пропорційні тангенсу кута її зсуву

$$\gamma_i = \frac{u_i - u_{i+1}}{h}. \quad (3.29)$$

З використанням отриманих залежностей визначали показники напружено-деформованого стану для канату типу ГТК-3150 складеного з шести тросів. Із них шостий ушкоджений. Довжину ділянки l_0 прийняли рівною 0,1 м. Результати розрахунків наведено далі. На рисунку 3.4 показана залежність внутрішніх навантажень тросів віднесених до середніх (коефіцієнтів нерівномірності розподілу сил поміж тросами) вздовж осі x .

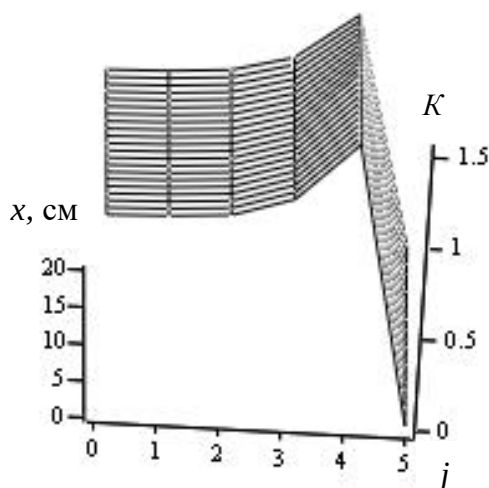


Рисунок 3.4 – Залежність коефіцієнтів нерівномірності розподілу сил поміж тросами з номерами i вздовж осі x

Звернемо увагу на те, що $x = 10$ см відповідає границі частин канату. Наявність границі що розділяє канат на частини з різними значеннями модулю зсуву практично не впливає на розподіл сил поміж тросами. Навантаження ушкодженого троса зростають зі зростанням від нуля координати x . Більше за інших навантажений трос суміжний з ушкодженням. Максимальне внутрішнє його навантаження - коефіцієнт нерівномірності розподілу сил має місце в перерізі

ушкодження троса. Його значення сягає 1,529. Значення коефіцієнтів нерівномірності зменшується з віддаленням троса від суміжного з ушкодженням та з віддаленням від перерізу ушкодження.

Відношення переміщень тросів з номерами i до переміщення ушкодженого троса в перерізі його розриву наведені на рисунку 3.5.

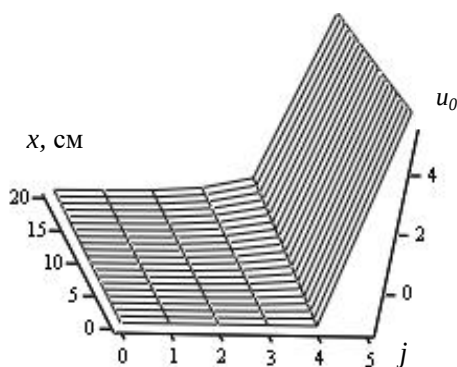


Рисунок 3.5 – Залежність добутку жорсткості та переміщень тросів з номерами i вздовж осі x .

Переміщення тросів показані на рисунку 5 в перерізі $x = 0$ відповідають прийнятій формі переміщень. Зі зростанням відстані від перерізу ушкодження троса характер викривлення перерізів канату змінюється – зменшується величина викривлення. Встановлений розподіл переміщень дозволив знайти розподіли тангенсів кутів еластичного матеріалу поміж тросами. На рисунку 3.6 показані тангенси кутів зсуву еластичної оболонки поміж тросами з номерами i вздовж осі x віднесені до середнього його значення.

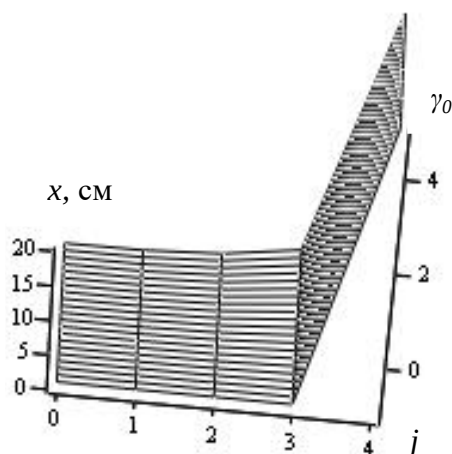


Рисунок 3.6 – Залежність тангенсів кутів зсуву еластичної оболонки поміж тросами з номерами j вздовж осі x віднесені до середнього його значення

Зсув тросів відбувся практично лише поміж ушкодженням тросом та суміжним з ним. При цьому жорсткість гуми поміж вказаними тросами менша за жорсткість поміж іншими тросами. Максимальний взаємний зсув не суттєво змінюється на ділянці $(0 \leq x \leq l_0)$ (рис. 3.7).

Рисунок 3.7 свідчить про незначне відхилення тангенсів кутів зсуву еластичної оболонки від середнього значення.

В практиці використовуються канати різних конструкцій, включно з різною кількістю тросів. На рисунку 3.8 показана залежність розподілу коефіцієнтів розподілу сил поміж тросами в канатах з різною кількістю тросів.

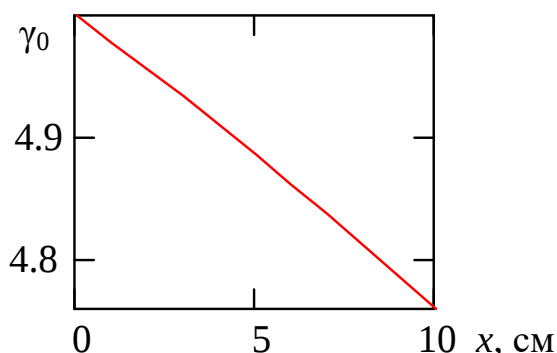


Рисунок 3.7 – Залежність більших тангенсів кутів зсуву еластичної оболонки поміж тросами вздовж осі x віднесені до середнього його значення в канаті.

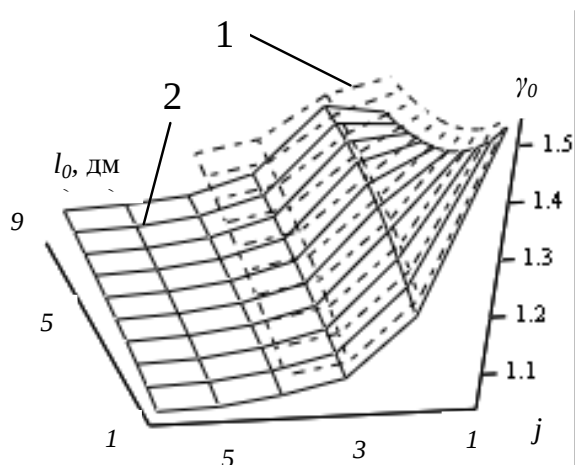


Рисунок 3.8 – Коефіцієнти розподілу сил поміж тросами в канатах з різною кількістю тросів: 1- 5 тросів; 2- 7 тросів

Наведений рисунок свідчить, що зростання кількості тросів в канаті не суттєво впливає на максимальні навантаження тросів. Аналіз виразів (3.19), (3.20) показує, що зростання кількості тросів в канаті понад десять практично не впливає на значення максимальних напружень у разі ушкодження троса.

3.3 Вплив часу експлуатації на напружено-деформований стан каната з частково заміненим тросом

Локальний розрив троса в процесі експлуатації, окрім локального зростання навантажень суміжних тросів, супроводжується втратою структури побудови ушкодженого троса на деякій його частині. Зменшити негативний вплив локального пошкодження канату можна шляхом видалення частини ушкодженого троса та заміною її на новий відтинок тросу. Знайдемо аналітичне рішення задачі визначення напружено-деформованого стану канату такої побудови з урахуванням локальної зміни модуля зсуву матеріалу еластичної оболонки що взаємодіє з ушкодженим тросом.

Розглянемо канат безмежної довжини, в якому частково замінено ушкоджений трос на довжині $2L$. Канат навантажено силою P (рис. 3.9).

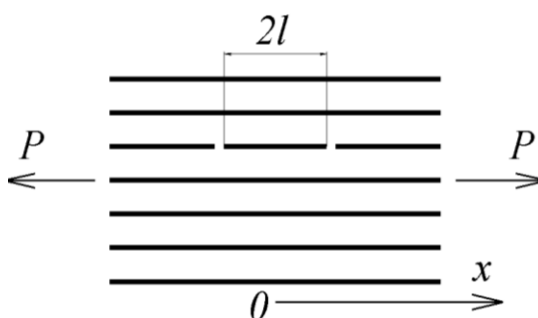


Рисунок 3.9 – Схема часткової заміни ушкодженого троса

Будемо вважати, що замінена частина j -того троса. Скористаємося симетрією каната, розглянемо канат на інтервалі $(0 \leq x \leq \infty)$. Відомо розриви суцільності тросів локально змінюють деформований стан каната. Локально зростають напруження зсуву. Локально змінюються механічні характеристики об'ємів еластичного матеріалу, розташованого поміж двома тросами, коли один з них має розрив неперервності.

Прийmemo, що зміна властивостей матеріалу відбувається у вказаних об'ємах еластичного матеріалу на довжині l_0 . Як і вище, виокремимо трос з розривом неперервності та суміжні з ним троси в межах ділянок зміни властивостей еластичного матеріалу (рис. 3.10).

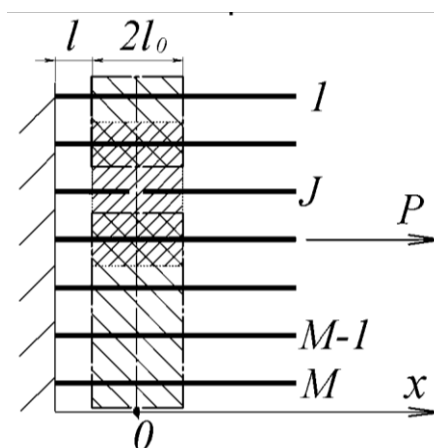


Рисунок 3.10 – Схема частин каната з частково заміненим тросом

Частина каната з відмінними властивостями та розривом троса розташована поміж частинами, в яких відсутні розриви тросів та відмінні властивості. Умовно

поділимо канат на чотири частини. Позначимо їх як першу $(-l \leq x \leq -l_0)$, другу $(l_0 < x \leq 0)$, третю $(0 < x \leq l_0)$ та основну $(x < l_0)$. Для кожної з частин врахуємо (3.2) та (3.3). Прийнемо відмінні форми рішень.

Для першої частини врахуємо нерухомість тросів в перерізі $x = -l_0 - l$. Врахуємо зміни властивостей гуми в часі. Прийнемо рішення у внутрішніх силах та переміщеннях тросів в наступних формах

$$p_{1,i} = E F \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m} \left(e^{\beta_m^* x} + e^{-\beta_m^* x} \right) \beta_m^* \cos(\mu_m(i-0,5)) + P, \quad (3.30)$$

$$u_{1,i} = \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m} \left(e^{\beta_m^* x} - e^{-\beta_m^* x} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P x}{E F}. \quad (3.31)$$

Рішення для смуг другої та третьої частин прийнемо у формах відповідних до виразів (3.19) та (3.20). При цьому в позначеннях величин введемо додатковий індекс r . Він може приймати значення 2 та 3, відповідно для другої та третьої частин

$$p_{r,i} = \frac{2 E F}{M} \sum_{n=1}^{M-1} \rho_{r,n}(x) \cos(\mu_n(i-0,5)) + P, \quad (3.32)$$

де

$$\begin{aligned} \rho_{r,n}(x) = & \sum_{\chi=1}^{j-1} \sum_{m=1}^{j-2} \left(A_{r,m} e^{\beta_{1,m} x} - B_{r,m} e^{-\beta_{1,m} x} \right) \beta_{1,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{1,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi-0,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(A_{r,m+j-2} e^{\beta_{2,m} x} - B_{r,m+j-2} e^{-\beta_{2,m} x} \right) \beta_{2,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{2,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi+j-2,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-j-1} \sum_{m=1}^{M-j-1} \left(A_{r,m+2} e^{\beta_{3,m} x} - B_{r,m+2} e^{-\beta_{3,m} x} \right) \beta_{3,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{3,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi+j-0,5)). \end{aligned}$$

$$u_{r,i} = \frac{2}{M} \sum_{n=1}^M v_{r,n}(x) \cos(\mu_n(i-0,5)) + \frac{P}{E} \frac{x}{F}, \quad (3.33)$$

де

$$\begin{aligned} v_{r,n}(x) = & \sum_{\chi=1}^{j-1} \sum_{m=1}^{j-2} \left(\left(A_{r,m} e^{\beta_{1,m} x} + B_{r,m} e^{-\beta_{1,m} x} \right) \times \right. \\ & \left. \times \cos(\mu_{1,m}(\chi-0,5)) + a \right) \cos(\mu_n(\chi-0,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(\left(A_{r,m+j-2} e^{\beta_{2,m} x} + B_{r,m+j-2} e^{-\beta_{2,m} x} \right) \times \right. \\ & \left. \times \cos(\mu_{2,m}(\chi-0,5)) + a \right) \cos(\mu_n(\chi+j-2,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-j-1} \left(\sum_{m=1}^{M-j-1} \left(A_{r,m+2} e^{\beta_{3,m} x} + B_{r,m+2} e^{-\beta_{3,m} x} \right) \times \right. \\ & \left. \times \cos(\mu_{3,m}(\chi-0,5)) + a \right) \cos(\mu_n(\chi+j-0,5)). \end{aligned}$$

Рішення для основної частини залишимо у формах (3.21) та (3.22). На границі першої та другої частин (в перерізі $x=l$) мають виконуватися умови рівності сил та переміщень.

$$p_{1,i} = p_{2,i}, \quad (3.34)$$

$$u_{1,i} = u_{2,i}. \quad (3.35)$$

Відповідно до цих умов маємо

$$\begin{aligned}
& \sum_{n=1}^{M-1} A_{1,n} \left(e^{\beta_n^* l} + e^{-\beta_n^* l} \right) \beta_n^* \cos(\mu_n(i-0,5)) = \frac{2}{M} \times \\
& \times \sum_{n=1}^{M-1} \left[\begin{aligned} & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \left(A_{2,m} e^{\beta_{1,m} l} - B_{2,m} e^{-\beta_{1,m} l} \right) \beta_{1,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{1,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi-0,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(A_{2,m+J-2} e^{\beta_{2,m} l} - B_{2,m+J-2} e^{-\beta_{2,m} l} \right) \beta_{2,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{2,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi+J-2,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \left(A_{2,m+2} e^{\beta_{3,m} l} - B_{2,m+2} e^{-\beta_{3,m} l} \right) \beta_{3,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{3,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi+J-0,5)) \end{aligned} \right] \times \\
& \times \cos(\mu_n(i-0,5)) \tag{3.36}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \sum_{n=1}^{M-1} A_{1,n} \left(e^{\beta_n^* l} - e^{-\beta_n^* l} \right) \cos(\mu_n(i-0,5)) = \frac{2}{M} \times \\
& \times \sum_{n=1}^{M-1} \left[\begin{aligned} & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \left(\left(A_{2,m} e^{\beta_{1,m} l} + B_{2,m} e^{-\beta_{1,m} l} \right) \times \right) \cos(\mu_n(\chi-0,5)) + \\ & \times \cos(\mu_{1,m}(\chi-0,5)) \Bigg) \cos(\mu_n(\chi-0,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(\left(A_{2,m+J-2} e^{\beta_{2,m} l} + B_{2,m+J-2} e^{-\beta_{2,m} l} \right) \times \right) \cos(\mu_n(\chi+J-2,5)) + \\ & \times \cos(\mu_{2,m}(\chi-0,5)) \Bigg) \cos(\mu_n(\chi+J-2,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \left(\left(A_{2,m+2} e^{\beta_{3,m} l} + B_{2,m+2} e^{-\beta_{3,m} l} \right) \times \right) \cos(\mu_n(\chi+J-0,5)) \\ & \times \cos(\mu_{3,m}(\chi-0,5)) \Bigg) \cos(\mu_n(\chi+J-0,5)) \end{aligned} \right] \times \\
& \times \cos(\mu_n(i-0,5)) \tag{3.37}
\end{aligned}$$

З виразів (3.36) та (3.37) отримаємо дві рівності

$$A_{1,n} = \frac{2}{M \left(e^{\beta_n^{*l}} - e^{-\beta_n^{*l}} \right)} \times \left[\begin{aligned} & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \left(\left(A_{2,m} e^{\beta_{1,m}^l} + B_{2,m} e^{-\beta_{1,m}^l} \right) \times \right) \cos(\mu_n(\chi - 0, 5)) + \\ & \times \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(\left(A_{2,m+J-2} e^{\beta_{2,m}^l} + B_{2,m+J-2} e^{-\beta_{2,m}^l} \right) \times \right) \cos(\mu_n(\chi + J - 2, 5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \left(\left(A_{2,m+2} e^{\beta_{3,m}^l} + B_{2,m+2} e^{-\beta_{3,m}^l} \right) \times \right) \cos(\mu_n(\chi + J - 0, 5)) \end{aligned} \right] \quad (3.38)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\left(e^{\beta_n^{*l}} + e^{-\beta_n^{*l}} \right) \beta_n^*}{\left(e^{\beta_n^{*l}} - e^{-\beta_n^{*l}} \right)} \times \left[\begin{aligned} & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \left(\left(A_{2,m} e^{\beta_{1,m}^l} + B_{2,m} e^{-\beta_{1,m}^l} \right) \times \right) \cos(\mu_n(\chi - 0, 5)) + \\ & \times \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(\left(A_{2,m+J-2} e^{\beta_{2,m}^l} + B_{2,m+J-2} e^{-\beta_{2,m}^l} \right) \times \right) \cos(\mu_n(\chi + J - 2, 5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \left(\left(A_{2,m+2} e^{\beta_{3,m}^l} + B_{2,m+2} e^{-\beta_{3,m}^l} \right) \times \right) \cos(\mu_n(\chi + J - 0, 5)) \end{aligned} \right] = \\ & = \left[\begin{aligned} & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \left(A_{2,m} e^{\beta_{1,m}^l} - B_{2,m} e^{-\beta_{1,m}^l} \right) \beta_{1,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi - 0, 5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(A_{2,m+J-2} e^{\beta_{2,m}^l} - B_{2,m+J-2} e^{-\beta_{2,m}^l} \right) \beta_{2,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2, 5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \left(A_{2,m+2} e^{\beta_{3,m}^l} - B_{2,m+2} e^{-\beta_{3,m}^l} \right) \beta_{3,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0, 5)) \end{aligned} \right] \quad (3.39) \end{aligned}$$

Рівність (3.39) дозволяє отримати наступні три співвідношення

$$\begin{aligned}
 & \frac{\left(e^{\beta_n^* l} + e^{-\beta_n^* l}\right) \beta_n^*}{e^{\beta_n^* l} - e^{-\beta_n^* l}} \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \left(A_{2,m} e^{\beta_{1,m} l} + B_{2,m} e^{-\beta_{1,m} l}\right) \times \\
 & \quad \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5)) = \\
 & = \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \left(A_{2,m} e^{\beta_{1,m} l} - B_{2,m} e^{-\beta_{1,m} l}\right) \beta_{1,m} \times \\
 & \quad \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5)) \\
 \\
 & \frac{\left(e^{\beta_n^* l} + e^{-\beta_n^* l}\right) \beta_n^*}{\left(e^{\beta_n^* l} - e^{-\beta_n^* l}\right)} \left[\sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(A_{2,m+J-2} e^{\beta_{2,m} l} + B_{2,m+J-2} e^{-\beta_{2,m} l}\right) \times \right. \\
 & \quad \left. \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2,5)) \right] + \\
 & = \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(A_{2,m+J-2} e^{\beta_{2,m} l} - B_{2,m+J-2} e^{-\beta_{2,m} l}\right) \beta_{2,m} \times + \\
 & \quad \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2,5)) \\
 \\
 & \frac{1}{\left(e^{\beta_n^* l} - e^{-\beta_n^* l}\right)} \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \left(\left(A_{2,m+2} e^{\beta_{3,m} l} + B_{2,m+2} e^{-\beta_{3,m} l}\right) \times \right. \\
 & \quad \left. \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0,5)) \right) = \\
 & = \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \left(A_{2,m+2} e^{\beta_{3,m} l} - B_{2,m+2} e^{-\beta_{3,m} l} \right) \frac{\beta_{3,m}}{\left(e^{\beta_n^* l} + e^{-\beta_n^* l}\right) \beta_n^*} \times \\
 & \quad \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0,5))
 \end{aligned}$$

З отриманих співвідношень визначимо співвідношення поміж невідомим сталими для трьох умовних смуг. Кількість тросів в кожній зі смуг позначимо, відповідно, як N_1 , N_2 , N_3 .

$$\begin{aligned}
& A_{2,m} \sum_{n=1}^{M-1} \sum_{\chi=1}^{J-1} \left(\frac{1}{e^{\beta_n^{*l}} - e^{-\beta_n^{*l}}} - \frac{\beta_{1,m}}{\left(e^{\beta_n^{*l}} + e^{-\beta_n^{*l}} \right) \beta_n^*} \right) e^{\beta_{1,m}l} \times \\
& \quad \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi - 0, 5)) \\
& = -B_{2,m} \sum_{n=1}^{M-1} \sum_{\chi=1}^{J-1} \left(\frac{1}{\left(e^{\beta_n^{*l}} - e^{-\beta_n^{*l}} \right)} + \frac{\beta_{1,m}}{\left(e^{\beta_n^{*l}} + e^{-\beta_n^{*l}} \right) \beta_n^*} \right) e^{-\beta_{1,m}l} \times \\
& \quad \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi - 0, 5)) \\
& \quad (1 \leq N_1 \leq J - 1) \\
& A_{2,m+j-2} \sum_{\chi=1}^3 \left(\frac{1}{e^{\beta_n^{*l}} - e^{-\beta_n^{*l}}} - \frac{\beta_{2,m}}{\left(e^{\beta_n^{*l}} + e^{-\beta_n^{*l}} \right) \beta_n^*} \right) e^{\beta_{2,m}l} \times \\
& \quad \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 2, 5)) \\
& = -B_{2,m+j-2} \sum_{\chi=1}^3 \left(\left| \frac{1}{e^{\beta_n^{*l}} - e^{-\beta_n^{*l}}} + \frac{\beta_{2,m}}{\left(e^{\beta_n^{*l}} + e^{-\beta_n^{*l}} \right) \beta_n^*} \right| e^{-\beta_{2,m}l} \right) \times \\
& \quad \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 2, 5)) \\
& \quad (J - 1 \leq N_2 \leq J + 1) \\
& A_{2,m+2} \sum_{\chi=1}^{M-j-1} \left(\frac{1}{e^{\beta_n^{*l}} - e^{-\beta_n^{*l}}} - \frac{\beta_{3,m}}{\left(e^{\beta_n^{*l}} + e^{-\beta_n^{*l}} \right) \beta_n^*} \right) e^{\beta_{3,m}l} \times \\
& \quad \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 0, 5)) \\
& = -B_{2,m+2} \sum_{\chi=1}^{M-j-1} \left(\frac{1}{e^{\beta_n^{*l}} - e^{-\beta_n^{*l}}} + \frac{\beta_{3,m}}{\left(e^{\beta_n^{*l}} + e^{-\beta_n^{*l}} \right) \beta_n^*} \right) e^{-\beta_{3,m}l} \times \\
& \quad \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 0, 5)) \\
& \quad (J + 1 \leq N_3 \leq M)
\end{aligned}$$

Звідки

$$A_{2,m} = -B_{2,m}\zeta_{1,m,n}, \quad (1 \leq N_1 \leq J-1), \quad (3.40)$$

$$\begin{aligned} \text{де } \zeta_{1,m,n} = & \frac{\sum_{\chi=1}^{J-1} \left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l} - e^{-\beta_n^* l}} + \frac{\beta_{1,m}}{\left(e^{\beta_n^* l} + e^{-\beta_n^* l} \right) \beta_n^*} \right) e^{-\beta_{1,m} l} \times \\ & \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5))}{\sum_{\chi=1}^{J-1} \left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l} - e^{-\beta_n^* l}} - \frac{\beta_{1,m}}{\left(e^{\beta_n^* l} + e^{-\beta_n^* l} \right) \beta_n^*} \right) e^{\beta_{1,m} l} \times \\ & \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5))}. \end{aligned}$$

$$A_{2,m+j-2} = -B_{2,m+j-2}\zeta_{2,m,n}, \quad (J-1 \leq N_2 \leq J+1), \quad (3.41)$$

$$\begin{aligned} \text{де } \zeta_{2,m,n} = & \frac{\sum_{\chi=1}^3 \left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l} - e^{-\beta_n^* l}} + \frac{\beta_{2,m}}{\left(e^{\beta_n^* l} + e^{-\beta_n^* l} \right) \beta_n^*} \right) e^{-\beta_{2,m} l} \times \\ & \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 2,5))}{\sum_{\chi=1}^3 \left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l} - e^{-\beta_n^* l}} - \frac{\beta_{2,m}}{\left(e^{\beta_n^* l} + e^{-\beta_n^* l} \right) \beta_n^*} \right) e^{\beta_{2,m} l} \times \\ & \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 2,5))}. \end{aligned}$$

$$A_{2,m+2} = -B_{2,m+2}\zeta_{3,m,n}, \quad (J+1 \leq N_3 \leq M), \quad (3.42)$$

де

$$\zeta_{3,m,n} = \frac{\sum_{\chi=1}^{M-J-1} \left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l} - e^{-\beta_n^* l}} + \frac{\beta_{3,m}}{\left(e^{\beta_n^* l} + e^{-\beta_n^* l} \right) \beta_n^*} \right) e^{-\beta_{3,m} l} \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 0,5))}{\sum_{\chi=1}^{M-j-1} \left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l} - e^{-\beta_n^* l}} - \frac{\beta_{3,m}}{\left(e^{\beta_n^* l} + e^{-\beta_n^* l} \right) \beta_n^*} \right) e^{\beta_{3,m} l} \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 0,5))}.$$

Отримані залежності дозволяють вдвічі зменшити кількість невідомих у виразах для внутрішніх сил та переміщень тросів другої частини канату. На межі третьої та основної частин (в перерізі $\chi = l_0$) мають виконуватися умови рівності сил та переміщень.

$$p_{3,i} = p_{0,i}, \quad (3.43)$$

$$u_{3,i} = u_{0,i}. \quad (3.44)$$

Як і вище, підставимо значення (3.21), (3.22) та (3.32), (3.33) у вирази (3.43) та (3.44)

$$\begin{aligned}
& \sum_{n=1}^{M-1} -B_{0,n} e^{-\beta_n^* l_0} \beta_n^* \cos(\mu_n(i-0,5)) = \frac{2}{M} \times \\
& \times \sum_{n=1}^{M-1} \left[\begin{aligned} & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \left(A_{3,m} e^{\beta_{1,m} l_0} - B_{3,m} e^{-\beta_{1,m} l_0} \right) \beta_{1,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{1,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi-0,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(A_{3,m+J-2} e^{\beta_{2,m} l_0} - B_{3,m+J-2} e^{-\beta_{2,m} l_0} \right) \beta_{2,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{2,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi+J-2,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \left(A_{3,m+2} e^{\beta_{3,m} l_0} - B_{3,m+2} e^{-\beta_{3,m} l_0} \right) \beta_{3,m} \times \\ & \times \cos(\mu_{3,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi+J-0,5)) \end{aligned} \right] \times \\
& \times \cos(\mu_n(i-0,5))
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \sum_{n=1}^{M-1} B_{0,n} e^{-\beta_n^* l_0} \cos(\mu_n(i-0,5)) = \frac{2}{M} \times \\
& \times \sum_{n=1}^{M-1} \left[\begin{aligned} & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \left(A_{3,m} e^{\beta_{1,m} l_0} + B_{3,m} e^{-\beta_{1,m} l_0} \right) \times \\ & \times \cos(\mu_{1,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi-0,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(A_{3,m+j-2} e^{\beta_{2,m} l_0} + B_{3,m+j-2} e^{-\beta_{2,m} l_0} \right) \times \\ & \times \cos(\mu_{2,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi+J-2,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-j-1} \sum_{m=1}^{M-j-1} \left(A_{3,m+2} e^{\beta_{3,m} l_0} + B_{3,m+2} e^{-\beta_{3,m} l_0} \right) \times \\ & \times \cos(\mu_{3,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi+J-0,5)) \end{aligned} \right] \times \\
& \times \cos(\mu_n(i-0,5))
\end{aligned}$$

Звідки знайдемо дві рівності

$$\begin{aligned}
B_{0,n} = & \frac{2e^{\beta_n^* l_0}}{M} \left[\sum_{\chi=1}^{j-1} \sum_{m=1}^{j-2} \left(\left(A_{3,m} e^{\beta_{1,m} l_0} + B_{3,m} e^{-\beta_{1,m} l_0} \right) \times \right. \right. \\
& \left. \left. \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi - 0, 5)) \right) \right] + \\
& + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(\left(A_{3,m+j-2} e^{\beta_{2,m} l_0} + B_{3,m+j-2} e^{-\beta_{2,m} l_0} \right) \times \right. \\
& \left. \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 2, 5)) \right) + \\
& + \sum_{\chi=1}^{M-j-1} \sum_{m=1}^{M-j-1} \left(\left(A_{3,m+2} e^{\beta_{3,m} l_0} + B_{3,m+2} e^{-\beta_{3,m} l_0} \right) \times \right. \\
& \left. \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi + j - 0, 5)) \right) \Big] \quad (3.45) \\
& + A_{3,m} \sum_{\chi=1}^{J-1} \left(\frac{1}{e^{-\beta_n^*(l+2 \ l_0)}} + \frac{\beta_{1,m}}{e^{-\beta_n^*(l+2 \ l_0)} \beta_n^*} \right) e^{\beta_{1,m} l_0} \times \\
& \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi - 0, 5)) \\
& + A_{3,m+J-2} \sum_{\chi=1}^3 \left(\frac{1}{e^{-\beta_n^*(l+2 \ l_0)}} + \frac{\beta_{2,m}}{e^{-\beta_n^*(l+2 \ l_0)} \beta_n^*} \right) e^{\beta_{2,m} l_0} \times \\
& \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2, 5)) + \\
& + A_{3,m+2} \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \left(\frac{1}{e^{-\beta_n^*(l+2 \ l_0)}} + \frac{\beta_{3,m}}{e^{-\beta_n^*(l+2 \ l_0)} \beta_n^*} \right) e^{\beta_{3,m} l_0} \times \\
& \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0, 5)) = \\
& = -B_{3,m} \sum_{\chi=1}^{J-1} \left(\frac{1}{e^{-\beta_n^*(l+2 \ l_0)}} - \frac{\beta_{1,m}}{e^{-\beta_n^*(l+2 \ l_0)} \beta_n^*} \right) e^{-\beta_{1,m} l_0} \times \\
& \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi - 0, 5)) \\
& - B_{3,m+J-2} \sum_{\chi=1}^3 \left(\frac{1}{e^{-\beta_n^*(l+2 \ l_0)}} - \frac{\beta_{2,m}}{e^{-\beta_n^*(l+2 \ l_0)} \beta_n^*} \right) e^{-\beta_{2,m} l_0} \times \\
& \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2, 5)) -
\end{aligned}$$

$$-B_{3,m+2} \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \left(\frac{1}{e^{-\beta_n^*(l+2 \ l_0)}} - \frac{\beta_{3,m}}{e^{-\beta_n^*(l+2 \ l_0)} \beta_n^*} \right) e^{-\beta_{3,m} l_0} \times \quad (3.46)$$

$$\times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0,5))$$

З рівності (3.46) маємо вирази для визначення груп одних невідомих сталих через групи інших для третьої частини

$$A_{3,m} = -B_{3,m} \psi_{1,m,n}, (1 \leq N_1 \leq J-1),$$

$$\text{де } \psi_{1,m,n} = \frac{\sum_{\chi=1}^{J-1} \left(1 - \frac{\beta_{1,m}}{\beta_n^*} \right) \frac{e^{-\beta_{1,m} l_0}}{e^{-\beta_n^* l_0}} \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5))}{\sum_{\chi=1}^{J-1} \left(1 + \frac{\beta_{1,m}}{\beta_n^*} \right) \frac{e^{\beta_{1,m} l_0}}{e^{-\beta_n^* l_0}} \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5))}$$

$$A_{3,m+J-2} = -B_{3,m+J-2} \psi_{2,m,n}, (J-1 \leq N_2 \leq J+1),$$

$$\text{де } \psi_{2,m,n} = \frac{\sum_{\chi=1}^3 \left(1 - \frac{\beta_{2,m}}{\beta_n^*} \right) \frac{e^{-\beta_{2,m} l_0}}{e^{-\beta_n^* l_0}} \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2,5)) +}{\sum_{\chi=1}^3 \left(1 + \frac{\beta_{2,m}}{\beta_n^*} \right) \frac{e^{\beta_{2,m} l_0}}{e^{-\beta_n^* l_0}} \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2,5))},$$

$$A_{3,m+2} = -B_{3,m+2} \psi_{3,m,n}, (J+1 \leq N_3 \leq M),$$

де

$$\psi_{3,m,n} = \frac{\sum_{\chi=1}^{M-J-1} \left(1 - \frac{\beta_{3,m}}{\beta_n^*} \right) \frac{e^{-\beta_{3,m} l_0}}{e^{-\beta_n^* l_0}} \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0,5))}{\sum_{\chi=1}^{M-J-1} \left(1 + \frac{\beta_{3,m}}{\beta_n^*} \right) \frac{e^{\beta_{3,m} l_0}}{e^{-\beta_n^* l_0}} \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0,5))}.$$

Отримані залежності зменшують вдвічі кількість невідомих сталих у виразах для визначення внутрішніх сил та переміщень тросів.

Переріз ушкодження троса $x=0$ є межею частин. На цій межі має

виконуватися умови рівності внутрішніх сил навантаження тросів $p_{2,i} = p_{3,i}$.

Підставимо значення виразів внутрішніх сил на вказаній границі

$$\begin{aligned}
 & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \left(A_{2,m} e^{\beta_{1,m} l} - B_{2,m} e^{-\beta_{1,m} l} \right) \beta_{1,m} \times \\
 & \quad \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5)) + \\
 & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(A_{2,m+J-2} e^{\beta_{2,m} l} - B_{2,m+J-2} e^{-\beta_{2,m} l} \right) \beta_{2,m} \times \\
 & \quad \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2,5)) + \\
 & + \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \left(A_{2,m+2} e^{\beta_{3,m} l} - B_{2,m+2} e^{-\beta_{3,m} l} \right) \beta_{3,m} \times \\
 & \quad \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0,5)) = \\
 & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \left(A_{3,m} e^{\beta_{1,m} l} - B_{3,m} e^{-\beta_{1,m} l} \right) \beta_{1,m} \times \\
 & \quad \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5)) + \\
 & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(A_{3,m+J-2} e^{\beta_{2,m} l} - B_{3,m+J-2} e^{-\beta_{2,m} l} \right) \beta_{2,m} \times \\
 & \quad \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2,5)) + \\
 & = + \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \left(A_{3,m+2} e^{\beta_{3,m} l} - B_{3,m+2} e^{-\beta_{3,m} l} \right) \beta_{3,m} \times \\
 & \quad \times \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0,5)) ,
 \end{aligned}$$

Врахуємо значення співвідношень невідомих сталих. Спростимо вираз

$$\left(\begin{aligned}
 & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} B_{2,m} (\zeta_{1,m,n} - 1) \beta_{1,m} \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5)) + \\
 & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 B_{2,m+J-2} (\zeta_{2,m,n} - 1) \beta_{2,m} \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2,5)) + \\
 & + \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} B_{2,m+2} (\zeta_{3,m,n} - 1) \beta_{3,m} \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0,5))
 \end{aligned} \right) =$$

$$= \left(\begin{aligned} & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} B_{3,m} (\psi_{1,m,n} - 1) \beta_{1,m} \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 B_{3,m+J-2} (\psi_{2,m,n} - 1) \beta_{2,m} \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2,5)) + \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} B_{3,m+2} (\psi_{3,m,n} - 1) \beta_{3,m} \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0,5)) \end{aligned} \right) \quad (3.47)$$

З виразу (3.47) отримаємо ряд співвідношень

$$\begin{aligned} & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} B_{2,m} (\zeta_{1,m,n} - 1) \beta_{1,m} \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5)) = \\ & = \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} B_{3,m} (\psi_{1,m,n} - 1) \beta_{1,m} \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi - 0,5)), \\ & (1 \leq N_1 \leq J - 1), \\ & \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 B_{2,m+J-2} (\zeta_{2,m,n} - 1) \beta_{2,m} \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2,5)) = \\ & = \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 B_{3,m+J-2} (\psi_{2,m,n} - 1) \beta_{2,m} \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2,5)), \\ & (J - 1 \leq N_2 \leq J + 1), \\ & \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} B_{2,m+2} (\zeta_{3,m,n} - 1) \beta_{3,m} \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0,5)) = \\ & = \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} B_{3,m+2} (\psi_{3,m,n} - 1) \beta_{3,m} \cos(\mu_{3,m}(\chi - 0,5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 0,5)), \\ & (J+1 \leq N_3 \leq M). \end{aligned}$$

За ними визначимо невідомі сталі другої частини канату через відповідні невідомі третьої частини

$$B_{2,m} = B_{3,m} \frac{\psi_{1,m,n} - 1}{\zeta_{1,m,n} - 1}, (1 \leq N_1 \leq J - 1), \quad (3.48)$$

$$B_{2,m} = B_{3,m} \frac{\psi_{2,m,n} - 1}{\zeta_{2,m,n} - 1}, (J - 1 \leq N_2 \leq J + 1), \quad (3.49)$$

$$B_{2,m} = B_{3,m} \frac{\psi_{3,m,n} - 1}{\zeta_{3,m,n} - 1}, (J + 1 \leq N_3 \leq M). \quad (3.50)$$

В перерізі $x=0$ має місце розрив неперервності троса за номером J . Внутрішнє зусилля в ньому, як в другій так і третій частинах, відсутнє. З урахуванням (3.34) маємо наступне рівняння.

$$\sum_{n=1}^{M-1} \left(\begin{aligned} & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} B_{3,m} (\psi_{1,m,n} - 1) \beta_{1,m} \times \\ & \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} B_{3,m+J-2} (\psi_{2,m,n} - 1) \beta_{2,m} \times \\ & + \sum_{\chi=1}^{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} B_{3,m+2} (\psi_{3,m,n} - 1) \beta_{3,m} \times \end{aligned} \right) \times \quad (3.51)$$

$$\times \frac{2}{M} \frac{E}{F} \cos(\mu_n(J - 0,5)) + P = 0.$$

Звернемо увагу на те, що внутрішні сили в ушкодженному тросі, у виразі (3.51) визначаються лише другою складовою. Відповідно, вказану рівність можна подати в наступному вигляді

$$\sum_{n=1}^{M-1} \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(B_{3,m+J-2} (\psi_{2,m,n} - 1) \beta_{2,m} \times \right) \cos(\mu_n(J - 0,5)) = -\frac{M}{2} \frac{P}{E F}. \quad (3.52)$$

В свою чергу, рівність (3.53) є складовою частиною, заданої рядом Фур'є, функції розподілу сил. Ця складова відповідає умовно виділеній смузі з трьох тросів. Трос з ушкодженням її середній трос. З урахуванням, вказаного для виконання рівності (3.20) праву частину виразу задамо рядом Фур'є

$$-\frac{M}{3} \frac{P}{E F} \sum_{j=1}^2 \cos(\mu_{2,m}(2-0,5)) \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)) - \frac{M}{6} \frac{P}{E F}. \quad (3.53)$$

Ліву частину рівності задамо функцією розподілу сил поміж тросами з номерами 1 – 3 вказаної смуги

$$T_i = \sum_{m=1}^2 \sum_{n=1}^{M-1} B_{3,m+J-2} (\psi_{2,m,n} - 1) \beta_{2,m} \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)). \quad (3.54)$$

З виразів (3.53) та (3.54) маємо значення двох невідомих сталих

$$B_{3,m+J-2} = -\frac{M}{3} \frac{P \cos(1,5\mu_{2,m})}{E F \sum_{n=1}^{M-1} (\psi_{2,m,n} - 1) \beta_{2,m}} \quad (m=1,2). \quad (3.55)$$

Зменшення сили навантаження ушкодженого троса в перерізі $x=0$ до нуля супроводжується зростанням зазору поміж кінцями ушкодженого тросу. Відповідно, різниця переміщень тросів суміжних частин канату в перерізі $x=0$ має дорівнювати нулю за винятком ушкодженого троса. Скористаємося виразом (3.35). Прирівняємо нулю різницю переміщень усіх тросів за винятком тросу за номером J другої та третьої частин нулю

$$\sum_{n=1}^{M-1} v_{2,n}(x=0) \cos(\mu_n(i-0,5)) - v_{3,n}(x=0) \cos(\mu_n(i-0,5)) = 0 \quad (i \neq J), \quad (3.56)$$

де

$$v_{2,n}(x=0) = \sum_{\chi=1}^{j-1} \sum_{m=1}^{j-2} \left(B_{2,m} (-\zeta_{1,m,n} + 1) \times \right. \\ \left. \times \cos(\mu_{1,m}(\chi-0,5)) \right) \cos(\mu_n(\chi-0,5)) +$$

$$\begin{aligned}
& + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(B_{2,m+j-2} (-\zeta_{3,m,n} + 1)^\times \right) \cos(\mu_n(\chi + j - 2, 5)) + \\
& + \sum_{\chi=1}^{M-j-1} \left(\sum_{m=1}^{M-j-1} B_{2,m+2} (-\zeta_{3,m,n} + 1)^\times \right) \cos(\mu_n(\chi + j - 0, 5)); \\
v_{3,n}(x=0) = & \sum_{\chi=1}^{j-1} \sum_{m=1}^{j-2} \left(B_{3,m} (-\psi_{1,m,n} + 1)^\times \right) \cos(\mu_n(\chi - 0, 5)) + \\
& + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(B_{3,m+j-2} (-\psi_{2,m,n} + 1)^\times \right) \cos(\mu_n(\chi + j - 2, 5)) + \\
& + \sum_{\chi=1}^{M-j-1} \left(\sum_{m=1}^{M-j-1} B_{3,m+2} (-\psi_{3,m,n} + 1)^\times \right) \cos(\mu_n(\chi + j - 0, 5)).
\end{aligned}$$

Відповідно до обраної розрахункової схеми (рис. 3.10), кожен трос, суміжний з ушкодженим, входить до двох розрахункових (крайніх) смуг – першої та третьої. Рівність нулю різниці переміщень вказаних тросів сформулюємо наступним чином

$$\begin{aligned}
& \sum_{\chi=1}^{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \left(B_{2,m} (-\zeta_{1,m,n} + 1) - \right. \\
& \left. - B_{3,m} (-\psi_{1,m,n} + 1) \right) \times \cos(\mu_{1,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi - 0, 5)) + \\
& \sum_{n=1}^{M-1} + \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(B_{2,m+J-2} (-\zeta_{3,m,n} + 1) - \right. \\
& \left. - B_{3,m+J-2} (-\psi_{2,m,n} + 1) \right) \times \\
& \times \cos(\mu_{2,m}(\chi - 0, 5)) \cos(\mu_n(\chi + J - 2, 5)) \\
& \times \cos(\mu_n(i - 0, 5)) = 0, (i < J).
\end{aligned} \tag{3.57}$$

$$\begin{aligned}
& \sum_{\chi=1}^3 \sum_{m=1}^2 \left(\begin{matrix} B_{2,m+J-2}(-\zeta_{3,m,n}+1) \\ -B_{3,m+J-2}(-\psi_{2,m,n}+1) \end{matrix} \right) \times \\
& \sum_{n=1}^{M-1} \times \cos(\mu_{2,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi+J-2,5)) \\
& + \sum_{\chi=1}^{M-j-1} \sum_{m=1}^{M-j-1} \left(\begin{matrix} B_{2,m+2}(-\zeta_{3,m,n}+1) \\ -B_{3,m+2}(-\psi_{3,m,n}+1) \end{matrix} \right) \times \\
& \times \cos(\mu_{3,m}(\chi-0,5)) \cos(\mu_n(\chi+J-0,5)) \times \\
& \times \cos(\mu_n(i-0,5)) = 0, (i > J).
\end{aligned} \tag{3.58}$$

Врахуємо вище визначені залежності поміж невідомими (3.49), (3.50). Вирази (3.57) та (3.58) запишемо у вигляді функцій для першої та третьої смуг

$$\begin{aligned}
& \sum_{m=1}^{J-2} B_{3,m} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{1,m,n}-1}{\zeta_{1,m,n}-1} (1-\zeta_{1,m,n}) + \psi_{1,m,n} - 1 \right) \times \cos(\mu_{1,m}(i-0,5)) = 0, (i < J-1) \\
& \sum_{m=1}^{J-2} B_{3,m} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{1,m,n}-1}{\zeta_{1,m,n}-1} (1-\zeta_{1,m,n}) + \psi_{1,m,n} - 1 \right) \times \cos(\mu_{1,m}(i-0,5)) + \\
& + \sum_{m=1}^2 B_{3,m+J-2} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{2,m,n}-1}{\zeta_{2,m,n}-1} (1-\zeta_{2,m,n}) + \psi_{2,m,n} - 1 \right) \times \\
& \times \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)) = 0, (i = J-1)
\end{aligned} \tag{3.59}$$

$$\begin{aligned}
& \sum_{m=1}^2 B_{3,m+J-2} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{2,m,n}-1}{\zeta_{2,m,n}-1} (1-\zeta_{2,m,n}) + \psi_{2,m,n} - 1 \right) \times \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)) + \\
& + \sum_{m=1}^{M-j-1} B_{3,m+2} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{3,m,n}-1}{\zeta_{3,m,n}-1} (1-\zeta_{3,m,n}) + \psi_{3,m,n} - 1 \right) \times \cos(\mu_{3,m}(\chi-0,5)) = 0, (i = J+1), \\
& \sum_{m=1}^{M-j-1} B_{3,m+2} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{3,m,n}-1}{\zeta_{3,m,n}-1} (1-\zeta_{3,m,n}) + \psi_{3,m,n} - 1 \right) \times \\
& \times \cos(\mu_{3,m}(\chi-0,5)) = 0, (i > J+1).
\end{aligned} \tag{3.60}$$

Отримані рівняння (3.59) та (3.60) мають вирази прийнятні для усіх тросів.

Для одного троса суміжного з ушкодженим рівняння має відмінну складову. Скористаємося вказаним, прирівняємо функції, що описують різницю переміщень тросів функції, що приймає значення рівне нулю для усіх тросів за винятком троса суміжного з ушкодженим. Для нього врахуємо відмінність різниці переміщень тросів в перерізі $x = 0$

$$\begin{aligned} & \sum_{m=1}^{J-2} B_{3,m} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{1,m,n}-1}{\zeta_{1,m,n}-1} (1-\zeta_{1,m,n}) + \psi_{1,m,n}-1 \right) \times \cos(\mu_{1,m}(i-0,5)) = \\ & = \sum_{m=1}^2 B_{3,m+J-2} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{2,m,n}-1}{\zeta_{2,m,n}-1} (1-\zeta_{2,m,n}) + \psi_{2,m,n}-1 \right) \cos(\mu_{2,m}(J-1,5)) \times (3.61) \\ & \times \frac{2}{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \cos(\mu_{1,m}(J-1,5)) \cos(\mu_{1,m}(i-0,5)) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \sum_{m=1}^{M-J-1} B_{3,m+2} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{3,m,n}-1}{\zeta_{3,m,n}-1} (1-\zeta_{3,m,n}) + \psi_{3,m,n}-1 \right) \times \cos(\mu_{3,m}(i-0,5)). \\ & = \sum_{m=1}^2 B_{3,m+J-2} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{2,m,n}-1}{\zeta_{2,m,n}-1} (1-\zeta_{2,m,n}) + \psi_{2,m,n}-1 \right) \cos(\mu_{2,m}(J+0,5)) \times (3.62) \\ & \times \frac{2}{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \cos(\mu_{1,m}(J+0,5)) \cos(\mu_{1,m}(i-0,5)) \end{aligned}$$

Підставимо в (3.61) та (3.62) значення визначених вище сталих. Отримаємо

$$\begin{aligned} & \sum_{m=1}^{J-2} B_{3,m} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{1,m,n}-1}{\zeta_{1,m,n}-1} (1-\zeta_{1,m,n}) + \psi_{1,m,n}-1 \right) \times \cos(\mu_{1,m}(i-0,5)) = \\ & \frac{\cos(1,5\mu_{2,m}) \cos(\mu_{2,m}(J-1,5))}{\sum_{n=1}^{M-1} (\psi_{2,m,n}-1) \beta_{2,m}} \times \\ & = -\frac{M}{3} \frac{P}{E} \frac{2}{F} \sum_{m=1}^2 \left(\frac{\psi_{2,m,n}-1}{\zeta_{2,m,n}-1} (1-\zeta_{2,m,n}) + \psi_{2,m,n}-1 \right) \times (3.63) \\ & \times \frac{2}{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \cos(\mu_{1,m}(J-1,5)) \cos(\mu_{1,m}(i-0,5)). \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \sum_{m=1}^{M-J-1} B_{3,m+2} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{3,m,n}-1}{\zeta_{3,m,n}-1} (1-\zeta_{3,m,n}) + \psi_{3,m,n}-1 \right) \times \cos(\mu_{3,m}(i-0,5)) = \\
& \frac{\cos(1,5\mu_{2,m})\cos(\mu_{2,m}(J+0,5))}{\sum_{n=1}^{M-1} (\psi_{2,m,n}-1)\beta_{2,m}} \times \\
& = -\frac{M}{3} \frac{P}{E} \frac{2}{F} \sum_{m=1}^2 \times \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{2,m,n}-1}{\zeta_{2,m,n}-1} (1-\zeta_{2,m,n}) + \psi_{2,m,n}-1 \right) \times \\
& \times \frac{2}{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \cos(\mu_{3,m}(J+0,5)) \cos(\mu_{3,m}(i-0,5)). \tag{3.64}
\end{aligned}$$

З останніх виразів знайдемо решту невідомих сталих, відповідно до першої та другої смуг

$$\begin{aligned}
& \frac{\cos(1,5\mu_{2,\omega})\cos(\mu_{2,\omega}(J-1,5))}{\sum_{n=1}^{M-1} (\psi_{2,\omega,n}-1)\beta_{2,\omega}} \times \\
& B_{3,m} = - \sum_{\omega=1}^2 \times \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{2,\omega,n}-1}{\zeta_{2,\omega,n}-1} (1-\zeta_{2,\omega,n}) + \psi_{2,\omega,n}-1 \right) \times \\
& \times \frac{2}{3} \frac{M}{E} \frac{P}{F} \cos(\mu_{1,m}(J-1,5)) \\
& \times \frac{1}{(J-1) \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{1,m,n}-1}{\zeta_{1,m,n}-1} (1-\zeta_{1,m,n}) + \psi_{1,m,n}-1 \right)}. \tag{3.65}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\cos(1,5\mu_{2,\omega})\cos(\mu_{2,\omega}(J+0,5))}{\sum_{n=1}^{M-1} (\psi_{2,\omega,n}-1)\beta_{2,\omega}} \times \\
& B_{3,m} = - \sum_{\omega=1}^2 \frac{3}{E} \frac{P}{F} (M-J-1) \sum_{n=1}^{M-1} (\psi_{2,\omega,n}-1)\beta_{2,\omega} \times \\
& \times \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{2,\omega,n}-1}{\zeta_{2,\omega,n}-1} (1-\zeta_{2,\omega,n}) + \psi_{2,\omega,n}-1 \right) \times \\
& \times \frac{2}{\sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{3,m,n}-1}{\zeta_{3,m,n}-1} (1-\zeta_{3,m,n}) + \psi_{3,m,n}-1 \right)} \cos(\mu_{1,m}(J+0,5)). \tag{3.66}
\end{aligned}$$

Визначені сталі надають можливість визначати напружено-деформований стан гумотросового канату з частково заміненим тросом та з урахуванням відомих змін механічних властивостей гумової оболонки канату на відомих його частинах.

З використанням отриманих залежностей виконали розрахунок напружено-деформованого стану канату типу ГТК-3150 безмежної довжини, складеного з шести тросів, в якому крайній (шостий) трос на ділянці довжиною в один метр замінений. Довжина ділянок з відмінним (меншим удвічі) модулем зсуву гуми біля троса з розривом суцільності 0,1 м. Канат навантажений зусиллям, що забезпечує середнє одиничне навантаження кожного троса. На рисунку 3.11 показані розподіл переміщень тросів.

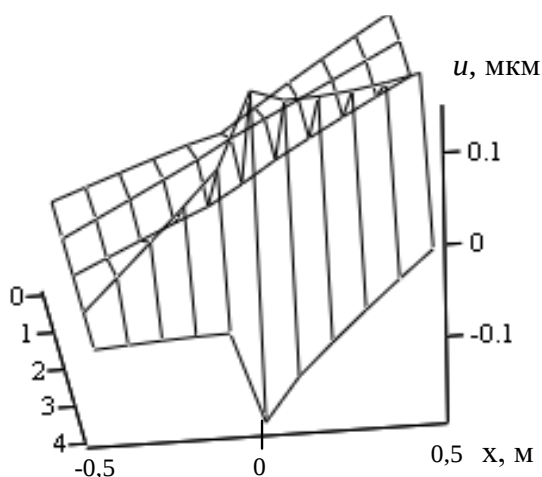


Рисунок 3.11 – Розподіл переміщень u тросів номерами i вздовж осі x

Наведений розподіл свідчить про відсутність переміщень тросів в перерізі симетрії вставленої частини троса, різниці переміщень тросів в перерізі розриву суцільності вставленої частини троса, неперервність переміщень – виконання умов сумісності деформування. Екстремалі переміщення мають перерізи троса суміжного з тросом, що має розрив неперервності. Наведені особливості деформування пов'язані з розподілом сил поміж тросами. Середнє навантаження тросів рівне одиниці дозволяє розподіл сил поміж тросами обожнити з розподілом коефіцієнтів концентрації сил подібно традиційному коефіцієнту концентрації

напружень. Вказані коефіцієнти наведені на рисунку 3.12.

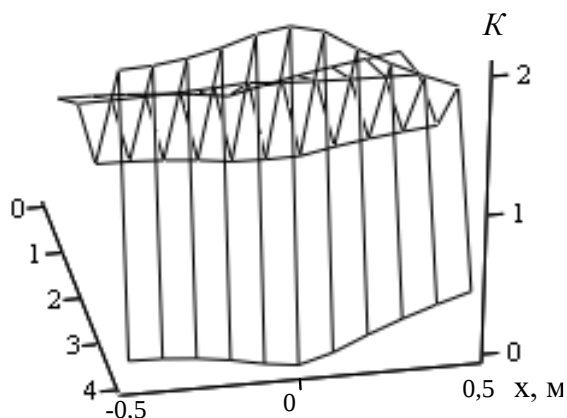


Рисунок 3.12 – Розподіл коефіцієнтів концентрації сил навантаження K тросів з номерами i вздовж осі x

Відповідно графіку максимально навантажено трос суміжний з ушкодженим. Максимальні зсуви перерізів тросів реалізуються в шарі гуми, що розташований поряд з тросом, що має розрив неперервності (рисунок 3.13).

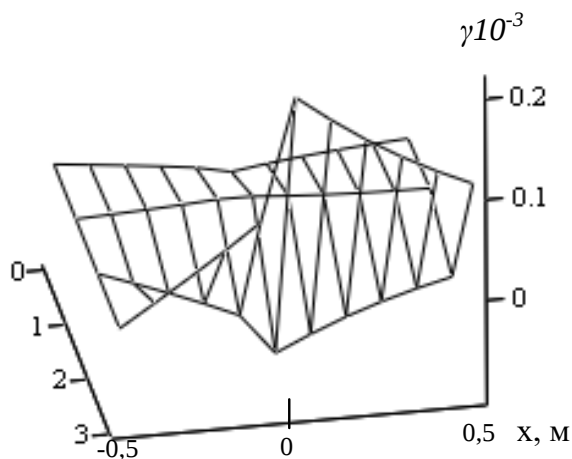


Рисунок 3.13 – Розподіл тангенсів кутів зсуву гуми γ розташованої поміж тросами з номерами i вздовж осі x

Наведені графічні залежності підтверджують можливість використання розробленої математичної моделі, її аналітичного розв'язання в замкненій формі для аналізу напружено-деформованого стану з локальною (в зоні розриву суцільності) зміною модуля зсуву еластичної оболонки гумотросового канату.

3.4 Вплив відмінного модуля зсуву гуми в канаті з ушкодженим тросом

Вище ми розглянули випадок зміни модуля зсуву еластичної оболонки канату. При цьому допустили зміну кута нахилу залежності кута зсуву від прикладеного зусилля. При значних навантаженнях можливий майданчик текучості. За такого характеру залежності модуля зсуву гуми від деформацій дотичні напруження в зоні максимальних зсувів можуть залишатися незмінними, а сила розтягу троса, що взаємодіє з гумою в такому випадку буде змінюватися за лінійним законом.

Сформулюємо фізичну модель деформування канату з M тросів. Трос за номером J має розрив неперервності. Розташований він в перерізі, що безмежно віддалений від обох країв канату. Канат навантажено силою розтягу. Сила навантаження забезпечує середнє навантаження його тросів рівне. Вздовж канату спрямуємо вісь x . Початок осі координат розташуємо в перерізі розриву троса. Врахуємо симетричність безмежних частин канату. Розглянемо його частину для якої $x \geq 0$.

Відомо, що максимальні зсуви еластичної оболонки канату виникають в шарах гуми розташованих біля ушкодженого троса та в районі розриву його суцільності. Будемо вважати, що на частині канату довжиною l_0 в частинах гумових прошарках, які взаємодіють з ушкодженим тросом матеріал прошарків має відмінний від інших прошарків модуль зсуву. Виокремимо цю частину канату. Вона включає три троси. Її довжина l_0 . Механічні властивості та діаметри тросів, крок їх розташування відповідають параметрам тросів канату. Відмінність полягає у відмінному модулі зсуву матеріалу еластичної оболонки канату. Вказана відмінність відповідає відмінності значення модуля зсуву за значних зсувів – нелінійного закону деформування. Таке уявлення відповідає завданню закону деформування у вигляді ламаної лінії, що складається з двох частин.

За межами виокремленої частини канату довжиною l_0 канат має реальну побудову. Його для $0 \leq x \leq l_0$ уявимо як дві суміжні смуги. До складу цих смуг не входить трос з ушкодженням..

Утвореним смугам надамо номери 1 - 3. Першій смузі належить перший трос канату. Тросам в кожній смузі також надамо номери від одиниці. Зростають номери смуг від першого тросу канату. Внутрішні сили навантаження та переміщення тросів утворених смуг задамо виразами, що відповідають (3.2) та (3.3).

$$p_{\rho,i,x} = EF \sum_{m=1}^{N_{\rho}-1} \left(A_{\rho,m} e^{\beta_{\rho,m}x} - B_{\rho,m} e^{-\beta_{\rho,m}x} \right) \beta_{\rho,m} \cos(\mu_{\rho,m}(i_{\rho} - 0,5)) + P, \quad (3.67)$$

$$u_{\rho,i,x} = \sum_{m=1}^{N_{\rho}-1} \left(A_{\rho,m} e^{\beta_{\rho,m}x} + B_{\rho,m} e^{-\beta_{\rho,m}x} \right) \cos(\mu_{\rho,m}(i_{\rho} - 0,5)) + \alpha_{\rho} + \frac{Px}{EF}, \quad (3.68)$$

$$\text{де } \mu_{\rho,m} = \frac{\pi m}{N_{\rho}}, \quad m = 1, 2, \dots, \rho - 1; \quad \beta_{\rho,m} = \sqrt{\frac{2G_{\rho}b}{(h-d)EF} [1 - \cos(\mu_{\rho,m})]};$$

$$N_{\rho} = \begin{cases} J-1 \\ 3 \\ M-J \end{cases}; \quad G_1 = G_3 = G; \quad G_2 = Gk; \quad k - \text{коефіцієнт зміни значення модуля зсуву}$$

за значних напружень; i – номери тросів кожної з трьох смуг.

На належність номерів тросів до утворених смуг, вказаних у вигляді нижніх індексів, для зручності, далі вказувати не будемо оскільки вони збігаються з номерами смуг. З умови симетричності канату відносно перерізу $x=0$, переміщення перерізів тросів першої та третьої смуг приймаємо рівними нулю в цьому перерізі

$$u_{1,i,x=0} = u_{3,i,x=0} = 0. \quad (3.69)$$

Підставимо (3.67) в (3.68). Отримаємо

$$B_{\rho,m} = -A_{\rho,m}, \quad (\rho = 1, 3).$$

Вирази (3.67) і (3.68) набудуть наступних форм

$$p_{\rho,i,x} = EF \sum_{m=1}^{N_{\rho}-1} A_{\rho,m} S(\rho, i, x, m) + P, \quad (\rho=1,3), \quad (3.70)$$

$$\text{де } S(\rho, i, x, m) = \left(e^{\beta_{\rho,m}x} + e^{-\beta_{\rho,m}x} \right) \beta_{\rho,m} \cos(\mu_{\rho,m}(i-0,5))$$

$$u_{\rho,i,x} = \sum_{m=1}^{N_{\rho}-1} A_{\rho,m} W(\rho, i, x, m) + \alpha_{\rho} + \frac{Px}{EF}, \quad (\rho=1,3), \quad (3.71)$$

$$\text{де } W(\rho, i, x, m) = \left(e^{\beta_{\rho,m}x} + e^{-\beta_{\rho,m}x} \right) \cos(\mu_{\rho,m}(i-0,5)).$$

Розглянемо характер деформування середньої смуги. Врахуємо розрив троса за номером J в перерізі $x=0$ та переміщення суміжних тросів канату. Складемо вираз для граничної умови його деформування

$$u_{2,i,x=0} = \begin{cases} 0 & (i=1) \\ U_0 & (i=2), \\ 0 & (i=3) \end{cases} \quad (3.72)$$

де U_0 - невідоме переміщення перерізу ушкодження троса за номером J .

Умова (3.72) становить собою розривну функцію. Задамо її рядом Фур'є на осі номерів тросів кінченої довжини

$$u_{2,i,x=0} = \frac{2}{3} \sum_{m=1}^2 U_0 \cos(\mu_{2,m}(2-0,5)) \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)) + \frac{2}{3} U_0. \quad (3.73)$$

Підставимо (3.68) в (3.73). Отримаємо

$$A_{2,m} + B_{2,m} = \frac{2}{3} U_0 \cos(\mu_{2,m}(2-0,5)),$$

$$\alpha_2 = \frac{1}{3} U_0.$$

Підставимо отримані співвідношення у вирази (3.67) та (3.68). Отримаємо вирази сил та переміщень тросів

$$p_{2,i,x} = EF \sum_{m=1}^2 \left(A_{2,m} \left(e^{\beta_{2,m}x} + e^{-\beta_{2,m}x} \right) - \right. \\ \left. - \frac{2}{3} U_0 \cos(\mu_{2,m}(2-0,5)) e^{-\beta_{2,m}x} \right) \beta_{2,m} \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)) + P, \quad (3.74)$$

$$(1 \leq i \leq 3).$$

$$u_{2,i,x} = \sum_{m=1}^2 \left(A_{2,m} \left(e^{\beta_{2,m}x} - e^{-\beta_{2,m}x} \right) + \right. \\ \left. + \frac{2}{3} U_0 \cos(\mu_{2,m}(2-0,5)) e^{-\beta_{2,m}x} \right) \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)) + \frac{1}{3} U_0 + \frac{Px}{EF}, \quad (3.75)$$

$$(1 \leq i \leq 3).$$

Навантаження ушкодженого тросу в перерізі розриву його неперервності дорівнює нулю. Скористаємося цим. З виразу (3.74) знайдемо невідоме переміщення перерізу ушкодження тросу

$$U_0 = \frac{3}{\varepsilon} \left(\frac{P}{2EF} + \sum_{m=1}^2 A_{2,m} e^{-\beta_{2,m}l_0} \beta_{2,m} \cos(1,5\mu_{2,m}) \right),$$

$$\text{де } \varepsilon = \sum_{m=1}^2 \cos^2(1,5\mu_{2,m}) e^{-\beta_{2,m}l_0} \beta_{2,m}.$$

Підставимо значення знайденого переміщення у вирази сил (3.74) та переміщень тросів (3.75)

$$p_{2,i,x} = \sum_{m=1}^2 A_{2,m} S(2,i,x,m) - s(i,x) + P, \quad (1 \leq i \leq 3), \quad (3.76)$$

де

$$S(2, i, x, m) = \left[\left(e^{\beta_{2,m}x} + e^{-\beta_{2,m}x} \right) \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)) - \frac{2}{\varepsilon} \cos(1,5\mu_{2,m}) \times \right. \\ \left. \times \sum_{n=1}^2 \cos(\mu_{2,n}(2-0,5)) e^{-\beta_{2,n}x} \beta_{2,n} \cos(\mu_{2,n}(i-0,5)) \right] E F \beta_{2,m};$$

$$s(i, x) = \frac{P}{\varepsilon E F} \sum_{m=1}^2 \cos(1,5\mu_{2,m}) e^{-\beta_{2,m}x} \beta_{2,m} \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)),$$

$$u_{2,i,x} = \sum_{m=1}^2 A_{2,m} W(2, i, x, m) - w(i, x) + \frac{U_0}{3} + \frac{P x}{E F}, \quad (1 \leq i \leq 3), \quad (3.77)$$

де

$$W(2, i, x, m) = \left(e^{\beta_{2,m}x} - e^{-\beta_{2,m}x} \right) \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)) + \frac{\beta_{2,m}}{\varepsilon} \cos(1,5\mu_{2,m}) \times \\ \times \left(2 \sum_{n=1}^2 \left(\cos(1,5 \mu_{2,n}) e^{-\beta_{2,n}x} \right) \cos(\mu_{2,n}(i-0,5)) + 1 \right) ; \\ w(i, x) = \frac{P}{\varepsilon E F} \left(\sum_{m=1}^2 \cos(1,5\mu_{2,m}) e^{-\beta_{2,m}x} \cos(\mu_{2,m}(i-0,5)) + \frac{1}{2} \right).$$

Отримані останні залежності (3.76), (3.77) та залежності (3.70), (3.71) описують напружено деформований стан канату як окремих смуг на частині канату в межах $0 \leq x \leq l_0$. Звернемо увагу, що крайні (умовні) троси середньої смуги входять і до крайніх смуг. Скористаємося рядами Фур'є. Номери тросів будемо розглядати як дискретну вісь номерів тросів кінченої довжини. Запишемо залежності навантажень тросів та їх переміщень як пару нерозривних по ширині канату залежностей

$$N_{i,x} = \frac{2}{M} \sum_{n=1}^{M-1} \left[\begin{aligned} & \sum_{j=1}^{J-2} p_{1,j,x} \cos(\mu_{0,n}(j-0,5)) + \\ & + (p_{1,J-1,x} + p_{2,1,x}) \cos(\mu_{0,n}(J-1,5)) + \\ & + p_{2,2,x} \cos(\mu_{0,n}(J-0,5)) + \\ & + (p_{3,1,x} + p_{2,3,x}) \cos(\mu_{0,n}(J-+0,5)) + \\ & + \sum_{j=1}^{M-J-2} p_{3,j,x} \cos(\mu_{0,n}(j-0,5)) \end{aligned} \right] \cos(\mu_{0,n}(i-0,5)) + P;$$

$$Q_{i,x} = \frac{2}{M} \sum_{n=1}^{M-1} \left[\begin{aligned} & \sum_{j=1}^{J-2} u_{1,j,x} \cos(\mu_{0,n}(j-0,5)) + \\ & + (u_{1,J-1,x} + p_{2,1,x}) \cos(\mu_{0,n}(J-1,5)) + \\ & + u_{2,2,x} \cos(\mu_{0,n}(J-0,5)) + \\ & + (u_{3,1,x} + u_{2,3,x}) \cos(\mu_{0,n}(J-+0,5)) + \\ & + \sum_{j=1}^{M-J-2} u_{3,j,x} \cos(\mu_{0,n}(j-0,5)) \end{aligned} \right] \cos(\mu_{0,n}(i-0,5)) + \frac{P x}{E F},$$

$$\text{де } \mu_{0,m} = \frac{\pi m}{M}, \quad m = 1, 2, \dots, M-1.$$

Канат умовно розділений на частини перерізом $x = l_0$. На частині канату $x > l_0$, відповідно до розрахункової моделі, матеріал гуми лінійно залежить від кута зсуву. Напружено-деформований стан канату визначається залежностями (3.2) та (3.3). Зі зростанням координати x сили розтягу та переміщення не зростають безмежно. Вказане дозволяє у вище згаданих виразах прийняти $A_m = 0$. Збережемо форму позначення величин додатковим індексом. Приймемо значення цього індексу для частини канату 0. Запишемо вирази сил та переміщень тросів в наступному вигляді

$$p_{0,i,x} = -E F \sum_{m=1}^{M-1} B_{0,m} e^{-\beta_{0,m} x} \beta_{0,m} \cos(\mu_{0,m}(i-0,5)) + P,$$

$$u_{0,i,x} = \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P x}{E F},$$

$$\text{де } \beta_{0,m} = \sqrt{\frac{2 G_1 b}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_{0,m})]}.$$

Канат в перерізі $x = l_0$ не має розриву суцільності. Відповідно в цьому перерізі мають виконуватися умови сумісності деформування частин канату

$$p_{0,i,l_0} = N_{i,l_0}, \quad (3.78)$$

$$u_{0,i,l_0} = Q_{i,l_0}. \quad (3.79)$$

Умови (3.78), (3.79) дозволяють скласти систему лінійних алгебраїчних рівнянь. Шляхом її розв'язання знайти усі невідомі сталі та визначити напружено-деформований стан канату безмежної довжини з довільною кількістю тросів, в якому в середньому перерізі довільний трос має розрив суцільності. На частині канату, суміжній з перерізом розриву троса, модуль зсуву гуми, розташованої поміж тросами суміжними з ушкодженням, відмінний та становить довільну але більшу за нуль величину. Визначені переміщення тросів дозволяють визначити кути зсуву шарів гуми, що розташована поміж тросами для частин канату. Тангенси кутів визначаються наступними залежностями

$$\operatorname{tg}(\gamma_{0,i,x}) = \begin{cases} \frac{Q_{i,x} - Q_{i-1,x}}{h} & (0 \leq x \leq l_0) \\ \frac{u_{0,i,x} - u_{0,i-1,x}}{h} & (x > l_0) \end{cases} \quad (1 \leq i \leq M-1).$$

З використанням знайдених залежностей, визначених значень невідомих сталих, виконали розрахунок напружено-деформованого стану канату типу ГТК-3150 складеного з семи тросів, в якому середній трос на значній відстані від країв має розрив неперервності Довжина ділянки з відмінним (меншим удвічі) модулем

зсуву гуми біля троса з розривом суцільності 0,1 м. Канат навантажений зусиллям, що забезпечує середнє одиничне навантаження кожного троса. На рисунках 3.14 – 3.16 показані розподіли переміщень, внутрішніх сил навантаження тросів, максимальні тангенси кутів зсуву гуми поміж тросами для випадку відмінного та незмінного модуля зсуву гуми.

Наведені рисунки свідчать про відсутність впливу локальної зміни модуля зсуву біля перерізу розриву неперервності троса та про незначне зниження максимальних кутів зсуву гуми в цій зоні. З урахуванням змінного модуля зсуву, дотичні напруження в наслідок локального збурення напруженого стану гуми в районі розриву суцільності троса менші. Відношення максимальних тангенсів кутів для випадку незмінності модуля зсуву та за локального його зменшення менші ніж відношення значень вказаного параметра.

Звернемо увагу на те, що зміна модуля зсуву гуми в математичній моделі канату відтворюється зміною характеристичного показника β . Він в якості співмножника, разом з координатою спрямованою вздовж осі канату, є аргументом експоненти. Відповідно, у разі незмінності відношень характеристичного показника та значення координати x значення експоненти будуть незмінними. Показники напружено-деформованого стану канату будуть збігатися лише в різних перерізах канату. Загалом, локальна зміна механічних показників не збільшує небезпеку використання канату з розривами неперервності тросів. Зростання довжин перерозподілу сил та переміщень вимагає збільшення довжини сходинок стикового з'єднання.

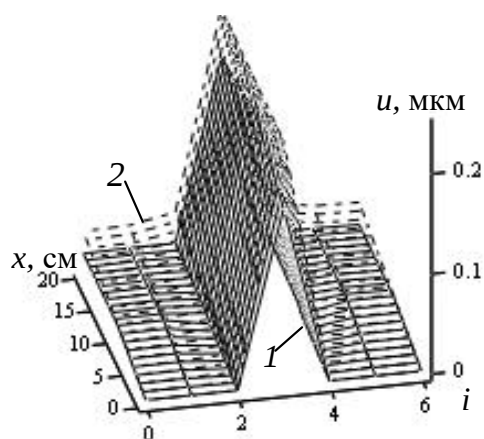


Рисунок 3.14 – Переміщення перерізів канату з ушкодженим середнім тросом: 1 - модуль зсуву гуми на ділянці $0 \leq x \leq l_0$ менший удвічі, 2 - модуль зсуву гуми незмінний по довжині канату

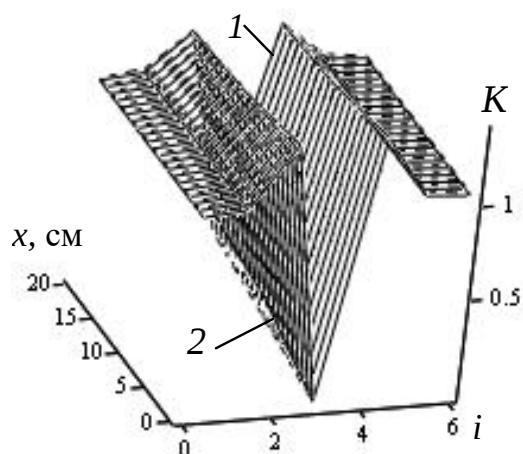


Рисунок 3.15 – Внутрішні сили якими навантажені троси канату з ушкодженим середнім

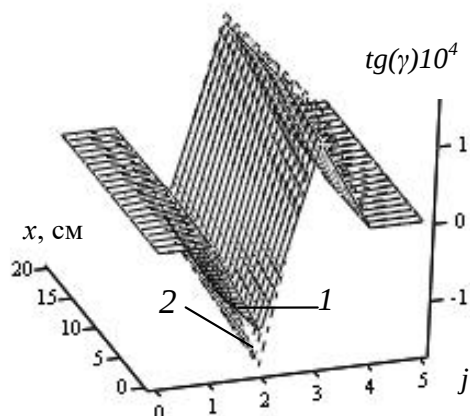


Рисунок 3.16 – Тангенси максимальних кутів зсуву гуми, що розташована поміж тросами в канаті з ушкодженим середнім тросом

Аналіз результатів дозволяє зробити висновок, що дотичні напруження виникають лише в прошарках гуми, що взаємодіють з ушкодженим тросом. Кути зсуву гуми на ділянці незначної довжини, у разі меншого опору гуми деформуванню, менші проти максимальних значень відповідних показників для матеріалу з незмінним модулем пружності гуми на зсув. Вказане призводить до зростання локальної зони збурення напружено-деформованого стану канату в районі розриву троса.

3.5 Частково відновлений канат з відмінними властивостями гуми та розривом троса

3.5.1 Рішення у разі припущення, що механічні властивості гуми незмінні на відрізку заданої довжини, який включає переріз ушкодження по ширині стрічки

Розглянемо канат з M тросів безмежної довжини на інтервалі $(0 \leq x \leq \infty)$. В ньому частково на довжині $2L$ замінено j -тий трос прийmemo, що зміна властивостей еластичного матеріалу відбувається на довжинах l_2 та l_3 . Умовно початок осі координат перемістимо в переріз розриву суцільності j – того троса (рис. 3.17).

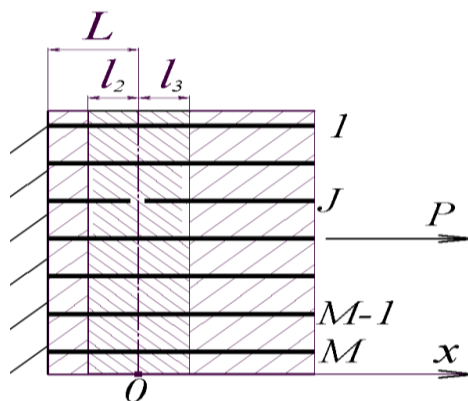


Рисунок 3.17 – Схема частин канату з частково заміненим тросом

Частина канату з відмінними властивостями та розривом троса розташована поміж частинами в яких відсутні розриви тросів та відмінні властивості. Умовно поділимо канат на чотири частини. Позначимо їх як першу ($0 \leq x \leq L - l_2$), другу ($L - l_2 < x \leq L$), третю ($L < x \leq l_3$) та четверту ($x > l_3$). Для кожної з частин прийнятні вирази (3.21), (3.3) для визначення показників напружено-деформованого стану плоского гумотросового канату. Характери деформування крайніх частин визначаються зовнішніми чинниками. Середніх умовами їх взаємодії з суміжними.

Переріз канату з координатою $x = -L$ розділяє вставлену частину троса навпіл. Навпіл переріз розділяє переріз і канат безмежної довжини. Симетрична конструкція канату та схема розривів неперервності вставленого троса призводить до симетричного переміщень тросів. Симетричні переміщення тросів відносно перерізу $x = -L$ – до відсутності їх переміщень в перерізі симетрії. Врахуємо вказану особовість переміщень. Скористаємося виразами (3.2) та (3.3). Складемо вирази внутрішніх сил та переміщень тросів

$$p_{1,i} = E F \sum_{m=1}^{M-1} B_{1,m} \left(e^{\beta_m x} + e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m(i - 0,5)) + P, \quad (3.80)$$

$$u_{1,i} = \sum_{m=1}^{M-1} B_{1,m} \left(e^{\beta_m x} - e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(i - 0,5)) + \alpha_1 + \frac{P}{E F}. \quad (3.81)$$

Четверта частина канату, відповідно до обраної розрахункової схеми, безмежно довга. Безмежне зростання координати x не може супроводжуватися безмежним зростанням внутрішніх сил навантаження тросів та їх переміщень. Відповідно

$$p_{4,i} = E F \sum_{m=1}^{M-1} B_{4,m} e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m(i - 0,5)) + P, \quad (3.82)$$

$$u_{4,i} = - \sum_{m=1}^{M-1} B_{4,m} e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m(i-0,5)) + \alpha_4 + \frac{Px}{E F}. \quad (3.83)$$

Виконані раніше дослідження [88–96, 97–105] показали, що локальні зміни конструкції, характеру навантаження канату призводять до локального збурення напружень. При цьому по ширині канату ці збурення практично відбуваються в гумових прошарках суміжних з тросом деформування або навантаження якого локально змінені. Відповідно приймемо що модуль зсуву гуми розташованої поміж усіма тросами канату на другій та третій частинах відмінний. Врази сил та переміщень тросів запишемо в наступних формах

$$p_{r,i,x} = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{r,m} e^{\beta_m^* x} + B_{r,m} e^{-\beta_m^* x} \right) \beta_m^* \cos(\mu_m(i-0,5)) + P, \quad (3.84)$$

$$u_{r,i,x} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{r,m} e^{\beta_m^* x} - B_{r,m} e^{-\beta_m^* x} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \alpha_r + \frac{P x}{E F}, \quad (3.85)$$

де r – номер частини канату відповідно розрахункової схеми, r приймає значення 2 або 3; $\beta_m^* = \sqrt{2 \frac{G b k_G k}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_m)]}$; k - коефіцієнт зменшення модуля зсуву гуми за умови значних зсувів.

Середні ділянки канату взаємодіють з крайніми. Умови взаємодії запишемо в наступних формах

Коли $x = -l_2$

$$P_{1,i,-l_2} = P_{2,i,-l_2}, \quad (3.86)$$

$$u_{1,i,-l_2} = u_{2,i,-l_2}. \quad (3.87)$$

Коли $x = l_3$

$$P_{3,i,x} = P_{4,i,x}, \quad (3.88)$$

$$u_{3,i,l_3} = u_{4,i,l_3}. \quad (3.89)$$

Підставимо в умови (3.86) - (3.89) вирази (3.80) - (3.85). Отримаємо наступні співвідношення

$$B_{1,m} = \frac{\left(A_{2,m} e^{\beta_m^* l_2} + B_{2,m} e^{-\beta_m^* l_2} \right) \beta_m^*}{\left(e^{\beta_m l_2} + e^{-\beta_m l_2} \right) \beta_m}, \quad (3.90)$$

$$B_{1,m} = \frac{A_{2,m} e^{\beta_m^* l_2} - B_{2,m} e^{-\beta_m^* l_2}}{e^{\beta_m l_2} - e^{-\beta_m l_2}}, \quad (3.91)$$

$$B_{4,m} = \frac{\left(A_{3,m} e^{\beta_m^* l_3} + B_{3,m} e^{-\beta_m^* l_3} \right) \beta_m^*}{e^{-\beta_m l_3} \beta_m}, \quad (3.92)$$

$$B_{4,m} = - \frac{\left(A_{3,m} e^{\beta_m^* l_3} - B_{3,m} e^{-\beta_m^* l_3} \right)}{e^{-\beta_m l_3}}. \quad (3.93)$$

Зі співвідношень маємо

$$\begin{aligned} A_{2,m} \left(e^{\beta_m^* l_2} \right) \left(\frac{\beta_m^*}{ch(\beta_m l_2) \beta_m} - \frac{1}{sh(\beta_m l_2)} \right) = \\ = -B_{2,m} e^{-\beta_m^* l_2} \left(\frac{\beta_m^*}{ch(\beta_m l_2) \beta_m} + \frac{1}{sh(\beta_m l_2)} \right), \end{aligned} \quad (3.94)$$

$$\left(A_{3,m} e^{\beta_m^* l_3} \right) \left(\frac{\beta_m^*}{\beta_m} + 1 \right) = - \left(B_{3,m} e^{-\beta_m^* l_3} \right) \left(\frac{\beta_m^*}{\beta_m} - 1 \right). \quad (3.95)$$

Друга та третя ділянки також взаємодіють поміж собою в перерізі розриву суцільності троса частина якого заміненна. В цьому перерізі сили навантаження тросів рівні

Коли $x=L$

$$P_{3,i,L} = P_{2,i,L}, \quad (3.96)$$

Підставимо в (3.96) значення сил з (3.84) отримаємо рівняння що пов'язують елемента векторів невідомих сталих

$$(A_{3,m} - A_{2,m})e^{\beta_m^* L} + (B_{3,m} - B_{2,m})e^{-\beta_m^* L} = 0. \quad (3.97)$$

Переміщення усіх тросів, окрім троса за номером J частина якого замінена, збігаються. Поміж кінцями тросів утворюється зазор. Величину зазору позначимо U_0 . Гранична умова набуває вигляд

$$u_{3,i,L} - u_{2,i,L} = \begin{cases} 0 & i \neq J \\ U_0 & i = J \end{cases} \quad (3.98)$$

При цьому внутрішня сила навантаження тросу за номером J дорівнює нулю

$$P_{3,J,L} = 0. \quad (3.99)$$

Умову (3.98) запишемо у вигляді неперервної функції на обмеженому інтервалі номерів тросів

$$u_{3,i,L} - u_{2,i,L} = \frac{U_0}{M} \left(2 \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(J-0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)) + 1 \right). \quad (3.100)$$

Використаємо (3.85) та (3.100). Маємо

$$(A_{3,m} - A_{2,m})e^{\beta_m^* L} + (B_{2,m} - B_{3,m})e^{-\beta_m^* L} = 2 \frac{U_0}{M} \cos(\mu_m(J-0,5)). \quad (2.64)$$

Сумісно розв'яжемо (3.97) та (3.101). Маємо

$$(A_{3,m} - A_{2,m})e^{\beta_m^* L} + (B_{2,m} - B_{3,m})e^{-\beta_m^* L} = 2\frac{U_0}{M}\cos(\mu_m(J-0,5))$$

$$A_{2,m} = -\frac{U_0}{Me^{\beta_m^* L}}\cos(\mu_m(J-0,5)) + A_{3,m} \quad (3.102)$$

$$B_{2,m} = \frac{U_0}{M}e^{\beta_m^* L}\cos(\mu_m(J-0,5)) + B_{3,m}, \quad (3.103)$$

$$\alpha_3 - \alpha_2 = \frac{U_0}{M}.$$

Підставимо в (3.94) значення елементів векторів (3.102) та (3.103).
Отримаємо m -1 рівняння

$$\begin{aligned} & \left(-\frac{U_0}{Me^{\beta_m^* L}}\cos(\mu_m(J-0,5)) + A_{3,m} \right) e^{\beta_m^* l_2} \left(sh(\beta_m l_2)\beta_m^* + ch(\beta_m l_2)\beta_m \right) + \\ & + \left(\frac{U_0}{M}e^{\beta_m^* L}\cos(\mu_m(J-0,5)) + B_{3,m} \right) e^{-\beta_m^* l_2} \left(sh(\beta_m l_2)\beta_m^* - ch(\beta_m l_2)\beta_m \right) = 0, \end{aligned} \quad (3.104)$$

Сумісне розв'язання рівнянь (3.104) та (3.95) дозволяє знайти наступні вектори сталих коефіцієнтів

$$A_{3,m} = -B_{3,m}e^{-2(\beta_m^* + \beta_m)l_3}f_{3,m}, \quad (3.105)$$

$$B_{3,m} = \frac{U_0}{M} \frac{\cos(\mu_m(J-0,5)) \left(e^{\beta_m^*(L-l_2)}f_{1,m} - e^{-\beta_m^*(L-l_2)}f_{2,m} \right)}{e^{-2(\beta_m^* + \beta_m)l_3 - \beta_m^* l_2}f_{3,m}f_{2,m} - e^{-\beta_m^* l_2}f_{1,m}}, \quad (3.106)$$

$$\text{де } f_{1,m} = \left(sh(\beta_m l_2)\beta_m^* - ch(\beta_m l_2)\beta_m \right); \quad f_{2,m} = \left(sh(\beta_m l_2)\beta_m^* + ch(\beta_m l_2)\beta_m \right);$$

$$f_{3,m} = \frac{(\beta_m^* + \beta_m)}{(\beta_m^* - \beta_m)}.$$

Підставимо знайдені значення векторів сталих коефіцієнтів у (3.84). Скористаємося граничною умовою (3.98). Визначимо величину зазору що утворюється поміж кінцями J - того троса в перерізі розриву його неперервності

$$U_0 = \frac{P}{E F} \left[\sum_{m=1}^{M-1} \frac{\exp(\beta_m^*(2l_2 - L)) \frac{\frac{1}{sh(\beta_m l_2)} - \frac{1}{ch(\beta_m l_2)} \frac{\beta_m^*}{\beta_m}}{\frac{1}{sh(\beta_m l_2)} + \frac{1}{ch(\beta_m l_2)} \frac{\beta_m^*}{\beta_m}} + \exp(-\beta_m^* L)}{f_{3,m} \left(\frac{\frac{1}{sh(\beta_m l_2)} - \frac{1}{ch(\beta_m l_2)} \frac{\beta_m^*}{\beta_m}}{\frac{1}{sh(\beta_m l_2)} + \frac{1}{ch(\beta_m l_2)} \frac{\beta_m^*}{\beta_m}} + 1 \right)} \times \right. \\ \left. \times \left(\exp(-\beta_m^* L) - \frac{\exp(\beta_m^*(2l_3 - L))}{f_{3,m}} \right) \beta_m^* \cos^2(\mu_m(J - 0,5)) \right]^{-1},$$

Визначені невідомі величини дозволяють розраховувати показники напружено-деформованого стану гумотросового канату у межах гіпотези стосовно кусково-лінійної зміни модуля зсуву по довжині троса з розривом неперервності.

Нами розглянуто безмежно довгий канат типу ГТК-3150 з семи тросів. Канат навантажений силою, що створює середнє одиничне навантаження на троси. Середній трос канату ($J=4$) має два розриви неперервності. Відстань поміж останніми становить 2 м ($L=1$ м). Для гумових прошарків, розташованих симетрично відносно перерізів розриву суцільності трос на довжинах 0,2 м ($l_2=l_3$), прийнято коефіцієнт зменшення модуля зсуву рівним 0,25 (k). Для канату визначено його напружено-деформований стан. Результати наведено у вигляді графіків (рис. 3.18 – рис. 3.20). Розподіли сил поміж тросами за середнього одиничного їх навантаження

відповідають розподілам коефіцієнтів нерівномірності їх навантаження. На рисунку 3.18 наведені розподіли коефіцієнтів нерівномірності навантаження тросів канату з частково заміненим тросом.

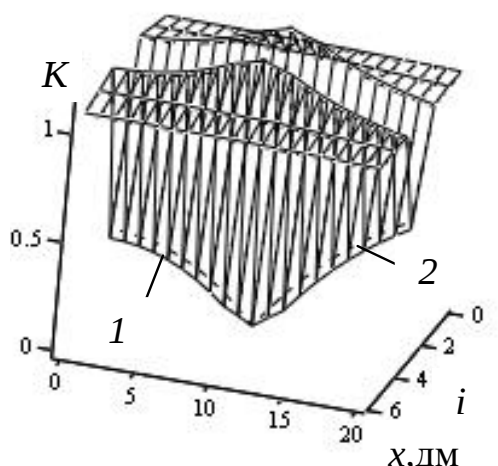


Рисунок 3.18 – Розподіли коефіцієнтів K нерівномірності навантаження тросів з номерами i канату вздовж осі x : 1- враховано змінність модуля зсуву, 2 – не враховано змінність модуля зсуву

Відповідно отриманого графіку троси в канаті нерівномірно навантажені. Навантаження частково заміненого J - того троса в перерізі розриву його суцільності дорівнює нулю та відповідає розрахунковій схемі. Сусідні троси в цьому перерізі перевантажені – частково компенсують відсутність опору тросу з розривом суцільності J -того троса.

Локальна зміна модуля зсуву гуми практично не впливає на максимальні сили що виникають в тросах. Вона впливає на характер зміни цих сил по довжині канату. Наявність розриву троса призводить до протилежних переміщень його перерізів в районі перерізу з розривом (рис. 3.19).

Збурення переміщень ушкодженого троса (викривлення перерізу канату) має локальний характер. Та суттєво зменшується зі зростанням відстані перерізу від перерізу з розривом суцільності.

В перерізі $x = 0$ переріз не викривлено, що зумовлено симетричним

деформуванням канату відносно перерізу розташування середини частини заміненого троса. В перерізах, координати яких перевищують значення L викривлення перерізу спостерігаються на більших довжинах. Локальна зміна модуля зсуву гуми супроводжується зростанням переміщень включно що розташовані за межами ділянки цього зростання. Різниця переміщень суміжних тросів в канаті супроводжується зсувом гуми між тросових прошарків. Тангенси кутів зсуву гуми поміж тросами наведені на рисунку 3.20.

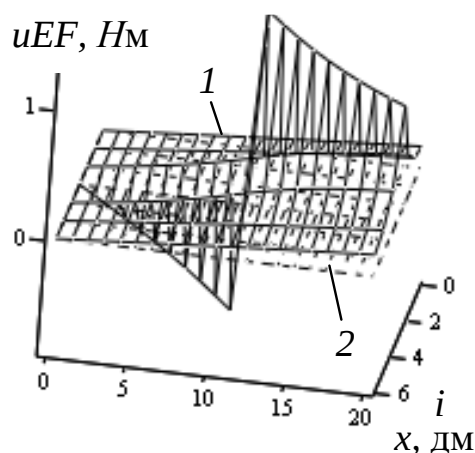


Рисунок 3.19 – Переміщення u тросів з номерами i по довжині канату (вздовж осі x): 1- враховано змінність модуля зсуву, 2 – не враховано змінність модуля зсуву

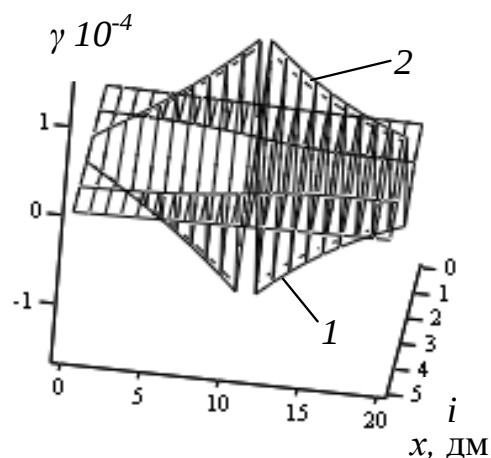


Рисунок 3.20 – Тангенси кутів зсуву γ поміж тросових прошарків гуми i вздовж канату (вздовж осі x): 1- враховано змінність модуля зсуву, 2 – не враховано змінність модуля зсуву

Суттєві деформації зсуву мають місце в шарах суміжних з тросом, що має розриви неперервності. Максимальних значень вони набувають в перерізах безмежно близьких до перерізів розриву вказаної суцільності. Зменшення модуля зсуву супроводжується зростанням кутів зсуву. В розглянутому випадку зростання близьке до 9%.

3.5.2 Рішення у разі припущення, що механічні властивості гуми незмінні на відрізку заданої довжини, який включає переріз лише навколо троса з розривом

Розглянемо частину канату навантаженого розподіленою поміж тросами силою P , з довільної кількості тросів M , з довільним тросом за номером J має розрив неперервності в перерізі $x = L$. В перерізі $x = 0$ переміщення усіх тросів відсутні. Вказана схема відповідає деформуванню J -того троса з розривами неперервності на відстані у $2L$. Матеріал еластичної оболонки що взаємодіє з вказаним тросом на ділянках відомої довжини має відмінний модуль зсуву (рис. 3.21).

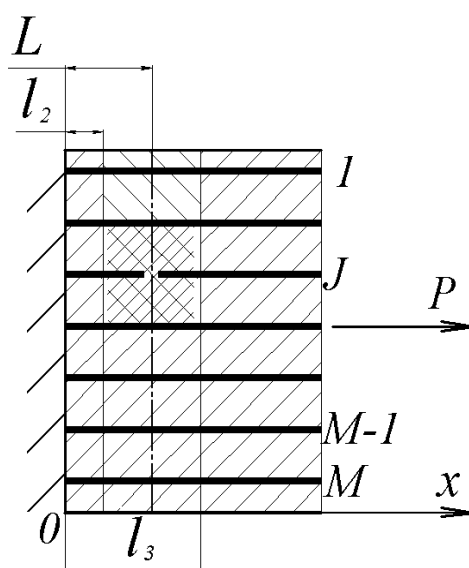


Рисунок 3.21 – Схема частин канату з частково заміненим тросом

Частина канату з відмінними властивостями та розривом троса розташована поміж частинами в яких відсутні розриви тросів та відмінні властивості. Умовно, переїзми нормальними до його подовжньої осі, поділимо канат на чотири частини. Позначимо їх як першу ($0 \leq x \leq l_2$), другу ($l_2 < x \leq L$), третю ($L < x \leq l_3$) та четверту ($x > l_3$). Для кожної з частин механізми деформування тросів та еластичної оболонки однакові. Відмінні механічні властивості складових канату. Вирази внутрішніх сил та переміщень перерізів тросів визначаються залежностями (3.2) та (3.3) з урахуванням механічних параметрів каната на кожній з його частин.

Під дією сили P частина канату (рис. 3.21) деформується. Розходяться кінці J -того троса в перерізі розриву його суцільності. Викривляються перерізи канату. Викривлення перерізів відбувається в наслідок деформацій (зсуву) гуми. Відзначимо. Перерізи тросів навантажених рівномірно розподіленими силами переміщуються в наслідок їх пружних деформацій як системи паралельних, рівної довжини стрижнів навантажених рівними силами. У виразі переміщень (3.3) такі складові переміщень визначається останньою складовою. Вони пропорційні координаті перерізу. Передостання складова враховує переміщення усіх тросів як належних канату як жорсткому тілу.

Для спрощення задачі розглянемо тільки переміщення та розподіли сил викликані лише взаємним зсувом тросів - без урахування сили P та її впливу на лінійні, рівні подовження усіх тросів. Замість сили врахуємо зазор що утворюється поміж кінцями троса за номером J що утворюється під дією сили в одиницю.

Діаграма напружень в залежності від деформацій нелінійна (крива 1 (рис. 3.22)).

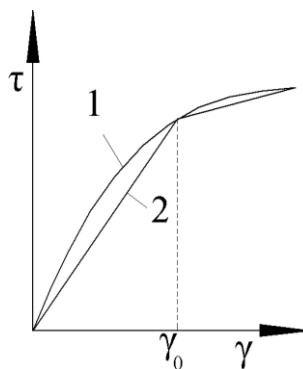


Рисунок 3.22 – Діаграма зсуву

Замінімо її кусочно лінійною (ламана 2). Складемо вирази внутрішніх сил та переміщень тросів. З метою збереження подібності запису виразів сил навантаження тросів та їх переміщень їх позначення, позначення невідомих сталих наділимо нижнім індексом. Його значення приймемо рівним номеру частини. Для першої частини врахуємо нерухомість тросів в перерізі $x=0$ - приймемо α_1 рівним нулю

$$P_1(i, x) = E F \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m} \left(e^{\beta_m x} + e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m(i - 0,5)), \quad (3.107)$$

$$U_1(i, x) = \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m} \left(e^{\beta_m x} - e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(i - 0,5)). \quad (3.108)$$

Розглянемо другу та третю частини. Умови її деформування, зокрема прошарків гуми коло троса з розривом (виділена на рисунку 3.21), відмінні. Для урахування такої особливості канат, в межах другої та третьої частин розділено на три смуги (рис. 3.21). Надамо їм номери від одиниці до трьох. Параметри величин, що стосуються смуг, наділимо верхніми індексами, що відповідають номерам смуг. Відповідно, вирази для другої та третьої частин будуть мати величини позначені верхнім та нижнім індексами.

В межах верхньої та нижньої смуг відсутні чинники що впливають на їх стан. Незмінні і механічні характеристики складових канату. Тому першу та третю смугу другої та третьої частин будемо розглядати як суцільні смуги які

належать і другій і третій частинам канату. Рішення для крайніх смуг приймемо у формах відповідних до виразів (3.2) та (3.3). Врахуємо відсутність переміщення першої частини як жорсткого тіла, відсутність навантажень прикладених до першої та третьої смуг. Відсутність їх переміщень як жорстких тіл.

В позначення величин введемо додатковий індекс. Він може приймати значення 1 та 3, відповідно за належністю до першої та або третьої смуги. Оскільки перша та третя смуги належать другій та третій частинам в індексах будемо використовувати позначення другої частини. Запишемо залежності для внутрішніх сил та переміщень тросів в наступному вигляді.

$$p_2^\rho(i, x) = EF \sum_{m=1}^{N_\rho-1} \left(A_{2,m}^\rho e^{\beta_{2,m}^\rho x} + B_{2,m}^\rho e^{-\beta_{2,m}^\rho x} \right) \beta_{2,m}^\rho \cos(\mu_{2,m}^\rho (i - 0,5)), \quad (3.109)$$

$$u_2^\rho(i, x) = \sum_{m=1}^{N_\rho-1} \left(A_{2,m}^\rho e^{\beta_{2,m}^\rho x} - B_{2,m}^\rho e^{-\beta_{2,m}^\rho x} \right) \cos(\mu_{2,m}^\rho (i - 0,5)), \quad (3.110)$$

де N_ρ - кількість елементів в смугі за номером ρ ;

$$\mu_{2,m}^\rho = \frac{\pi m}{N_\rho}, \quad m=1, 2, \dots, N_\rho-1; \quad \beta_{2,m}^\rho = \sqrt{\frac{2G_\rho b}{(h-d)EF} [1 - \cos(\mu_{\rho,m})]}; \quad N_1 = J-1;$$

$N_3 = M - J$; $G_1 = G_3 = G$; i - номери тросів кожної з трьох смуг.

Друга смуга розривом суцільності троса в перерізі $x = L$ розділена на дві частини. Для позначення величин що відносяться до цих частин введемо додаткові верхні індекси. Рішення для вказаної складових цієї смуги відповідно до (3.2) та (3.3) будемо шукати у наступних формах

$$p_\chi^2(i, x) = EF \sum_{m=1}^2 \left(A_{\chi,m}^2 e^{\beta_{\chi,m}^2 x} + B_{\chi,m}^2 e^{-\beta_{\chi,m}^2 x} \right) \beta_{\chi,m}^2 \cos(\mu_{\chi,m}^2 (i - 0,5)), \quad (3.111)$$

$\chi = 2, 3$

$$u_\chi^2(i, x) = \sum_{m=1}^2 \left(A_{\chi,m}^2 e^{\beta_{\chi,m}^2 x} - B_{\chi,m}^2 e^{-\beta_{\chi,m}^2 x} \right) \cos(\mu_{\chi,m}^2 (i - 0,5)) + \alpha_\chi^2, \quad (3.112)$$

$$\text{де } \beta_{\chi,m}^2 = \sqrt{\frac{2G k b}{(h-d)EF} [1 - \cos(\mu_{\chi,m}^2)]} \quad \mu_{\chi,m}^2 = \frac{\pi m}{3}, \quad m=1,2; \quad k - \text{ коефіцієнт}$$

зміни значення модуля зсуву відповідно до ламаної 2 (рис. 3.22).

Врахуємо що $\mu_{2,m}^2 = \mu_{3,m}^2$. Прийmemo що на границях $(x=l_2 \wedge x=l_3)$ тангенси кутів зсуву дорівнюють γ_0 . За цих умов $\beta_{2,m}^2 = \beta_{3,m}^2$.

Рішення для четвертої частини також будемо шукати у формах (3.2) та (3.3). Врахуємо безмежну довжину останньої частини канату, та відсутність її переміщення як твердого тіла

$$P_4(i, x) = EF \sum_{m=1}^{M-1} B_{4,m} e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)), \quad (3.113)$$

$$U_4(i, x) = - \sum_{m=1}^{M-1} B_{4,m} e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m(i-0,5)) + \alpha_4. \quad (3.114)$$

В перерізі $x=L$ внутрішні сили навантаження тросів другої та третьої смуг рівні

$$p_2^2(i, x) = p_3^2(i, x). \quad (3.115)$$

Поміж кінцями троса в перерізі розриву його суцільності, під дією зовнішнього навантаження, утворюється зазор. Позначимо його U_0 . Гранична умова взаємного деформування тросів канату набуває вигляду

$$u_3^2(i, L) - u_2^2(i, L) = \begin{cases} 0 & i \neq J \\ U_0 & i = J \end{cases}. \quad (3.116)$$

Умова (3.116) має форму функції з розривом неперервності. Задамо її рядом Фур'є на обмеженій осі номерів тросів. Підставимо (3.11), (3.112) в (3.115) та

(3.116) Отримаємо

$$\left(A_{2,m}^2 - A_{3,m}^2\right)e^{\beta_{2,m}^2 L} + \left(B_{2,m}^2 - B_{3,m}^2\right)e^{-\beta_{2,m}^2 L} = 0, \quad (3.117)$$

$$\left(A_{2,m}^2 - A_{3,m}^2\right)e^{\beta_{2,m}^2 L} - \left(B_{2,m}^2 - B_{3,m}^2\right)e^{-\beta_{2,m}^2 L} = \frac{2}{3}U_0 \cos\left(\mu_{2,m}^2(2 - 0,5)\right) \quad (3.118)$$

Після спрощень маємо

$$A_{2,m}^2 = \left(B_{3,m}^2 - B_{2,m}^2\right)e^{-2\beta_{2,m}^2 L} + A_{3,m}^2, \quad (3.119)$$

$$B_{3,m}^2 = B_{2,m}^2 + \frac{\beta_{2,m}^2 L}{3}U_0 \cos\left(\mu_{2,m}^2(2 - 0,5)\right). \quad (3.120)$$

В перерізі розриву суцільності троса, його навантаження дорівнює нулю. Підставимо (3.119), (3.120) у вирази сил (3.111) для одного із значень ρ (2 або 3).

Отримаємо

$$U_0 = -\frac{3}{C} \left(\frac{1}{EF} + \sum_{m=1}^2 \left(A_{3,m}^2 e^{\beta_{2,m}^2 L} + B_{2,m}^2 e^{-\beta_{2,m}^2 L} \right) \beta_{2,m}^2 \cos\left(\frac{3}{2}\mu_{2,m}^2\right) \right), \quad (3.121)$$

$$\text{де } C = \sum_{m=1}^3 \beta_{2,m}^2 \cos^2\left(\frac{3}{2}\mu_{2,m}^2\right).$$

$$\alpha_2^2 - \alpha_3^2 = \frac{1}{3}U_0. \quad (3.122)$$

Отримані залежності дозволяють остаточно сформулювати вирази сил та переміщень тросів. Відповідно до розрахункової схеми, троси суміжні з ушкодженням, входять до складу двох смуг. На них діють сили в обох смугах. Ці сили в дійсному тросі складаються. Врахуємо вказане. Запишемо вирази внутрішніх сил тросів другої та третьої частин як неперервні функції на осях номерів тросів за відомого інтервалу цих номерів

$$P_2(i, x) = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \left[\sum_{j=1}^{J-1} \left(p_2^1(j, x) \cos(\mu_m(j - 0,5)) \right) + \sum_{j=1}^3 p_2^2(j, x) \cos(\mu_m(J + j - 2,5)) + \sum_{j=1}^{M-J-1} p_2^3(j, x) \cos(\mu_m(j + J + 0,5)) \right] \times \cos(\mu_m(i - 0,5)) \quad (3.123)$$

$$P_3(i, x) = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \left[\sum_{j=1}^{J-1} \left(p_2^1(j, x) \cos(\mu_m(j - 0,5)) \right) + \sum_{j=1}^3 p_2^2(j, x) \cos(\mu_m(J + j - 2,5)) + \sum_{j=1}^{M-J-1} p_2^3(j, x) \cos(\mu_m(j + J + 0,5)) \right] \times \cos(\mu_m(i - 0,5)) \quad (3.124)$$

Суми сил навантаження тросів кожної зі смуг, як окремої системи взаємно пов'язаних тросів дорівнюють нулю якщо їх вирази не мають складових рівномірно розподілених поміж тросами сил. Таких складових не має жодна смуга. Відповідно, і отримані функції розподілу сил поміж тросами (3.123), (3.124) на мають складових що задають рівномірно розподілені сили поміж тросами.

Під дією внутрішніх сил навантаження троси деформуються. Їх перерізи отримують деякі переміщення. Вираз переміщення першої смуги не мають складових що відтворюють рівнинні переміщення їх тросів. Фізично це є наслідком нерухомого закріплення смуги в перерізі $x=0$. Відповідно до розрахункової моделі кінці J -того троса навантажені рівними, протилежно спрямованими силами. Під дією цих сил змінюється загальна довжина другої та третьої частини. Розподіл подовжень невідомий. Відома лише різниця переміщень. Зумовлена вона подовженням другої та третьої частин другої смуги. Відповідно до (3.122) різниця подовжень становить $\frac{1}{3}U_0$. Викликана вона рівними силами прикладеними до

рівної кількості тросів подовження частин пропорційні довжинам другої та третьої частин. Відповідно прийmemo що переміщення краю другої смуги $x = L$ становить $\frac{l_2 - L}{3(l_3 - l_2)}U_0$. Воно дорівнює α_2^2 . Переміщення краю третьої смуги в цьому ж перерізі відповідно $\alpha_3^2 = \left(\frac{l_2 - L}{l_3 - l_2} - 1\right)\frac{U_0}{3}$. Врахуємо наведене складемо вирази функцій переміщень тросів другої та третьої частин без поділу їх на смуги

$$U_2(i, x) = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \left[\begin{aligned} & \sum_{j=1}^{J-2} u_2^1(j, x) \cos(\mu_m(j - 0,5)) + \\ & + \frac{1}{2} u_2^1(J - 1, x) \cos(\mu_m(J - 1,5)) + \\ & + \frac{1}{2} [u_2^2(J - 1, x) + \alpha_2^2] \cos(\mu_m(J - 1,5)) + \\ & + [u_2^2(J, x) + \alpha_2^2] \cos(\mu_m(J - 0,5)) + \\ & + \frac{1}{2} [u_2^2(J + 1, x) + \alpha_2^2] \cos(\mu_m(J + 0,5)) + \\ & + \frac{1}{2} u_2^3(J + 1, x) \cos(\mu_m(J + 0,5)) + \\ & + \sum_{j=1}^{M-J-1} u_2^3(j, x) \cos(\mu_m(j + J + 0,5)) \end{aligned} \right] \times \frac{2\alpha_2^2}{M} \times \cos(\mu_m(i - 0,5)) , \quad (3.125)$$

$$\begin{aligned}
U_3(i, x) = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \left[\begin{aligned} & \sum_{j=1}^{J-2} u_2^1(j, x) \cos(\mu_m(j-0,5)) + \\ & + \frac{1}{2} u_2^1(J-1, x) \cos(\mu_m(J-1,5)) + \\ & + \frac{1}{2} [u_3^2(J-1, x) + \alpha_3^2] \cos(\mu_m(J-1,5)) + \\ & + [u_3^2(J, x) + \alpha_3^2] \cos(\mu_m(J-0,5)) + \\ & + \frac{1}{2} [u_3^2(J+1, x) + \alpha_3^2] \cos(\mu_m(J+0,5)) + \\ & + \frac{1}{2} u_2^3(J+1, x) \cos(\mu_m(J+0,5)) + \\ & + \sum_{j=1}^{M-J-1} u_2^3(j, x) \cos(\mu_m(j+J+0,5)) \end{aligned} \right] \times \frac{2\alpha_3^2}{M} \\
\times \cos(\mu_m(i-0,5)) \quad . \quad (3.126)
\end{aligned}$$

Остання складова виразів (3.125), (3.126) задає частини переміщень перерізу $x = L$ та $x = l_3$ які відповідають рівному переміщенню перерізів тросів. Відповідно друга частина канату має переміщення, як жорсткого тіла, величиною $\frac{2\alpha_2^2}{M}$.

Третя $\frac{2\alpha_3^2}{M}$. Таке саме переміщення має і четверта частина канату.

В перерізах $x = l_2$ та $x = l_3$ троси не мають розривів відповідно розраховані значення сил та переміщень тросів рівні поміж собою.

$$p_1(i, l_2) = p_2(i, l_2), \quad (3.127)$$

$$U_1(i, l_2) = U_2(i, l_2), \quad (3.128)$$

$$p_3(i, l_3) = p_4(i, l_3), \quad (3.129)$$

$$U_3(i, l_3) = U_4(i, l_3). \quad (3.130)$$

Підставимо в (3.127) - (3.130) значення (3.107), (3.108), (3.113), (3.114),

(3.123)- (3.126). Врахуємо те що переміщення частин як жорстких тіл не впливають на розподіли сил поміж тросами та на викривлення перерізів канатів.

$$A_{1,m} = \frac{\left[\sum_{j=1}^{J-1} \left(p_2^1(j, l_2) \cos(\mu_m(j-0,5)) \right) + \sum_{j=1}^3 p_2^2(j, l_2) \cos(\mu_m(J+j-2,5)) + \sum_{j=1}^{M-J-1} p_2^3(j, l_2) \cos(\mu_m(j+J+0,5)) \right]}{E F M \operatorname{ch}(e^{\beta_m l_2}) \beta_m}, \quad (3.131)$$

$$A_{1,m} = \frac{\left[\sum_{j=1}^{J-2} u_2^1(j, l_2) \cos(\mu_m(j-0,5)) + \frac{1}{2} u_2^1(J-1, l_2) \cos(\mu_m(J-1,5)) + \frac{1}{2} \left[u_2^2(J-1, l_2) + \alpha_2^2 \right] \cos(\mu_m(J-1,5)) + \left[u_2^2(J, l_2) + \alpha_2^2 \right] \cos(\mu_m(J-0,5)) + \frac{1}{2} \left[u_2^2(J+1, l_2) + \alpha_2^2 \right] \cos(\mu_m(J+0,5)) + \frac{1}{2} u_2^3(J+1, l_2) \cos(\mu_m(J+0,5)) + \sum_{j=1}^{M-J-1} u_2^3(j, l_2) \cos(\mu_m(j+J+0,5)) \right]}{M \operatorname{sh}(e^{\beta_m l_2})}, \quad (3.132)$$

$$B_{4,m} = \frac{2 e^{\beta_m l_3}}{E F M \beta_m} \left[\begin{aligned} & \sum_{j=1}^{J-1} \left(p_2^1(j, l_3) \cos(\mu_m(j-0,5)) \right) + \\ & + \sum_{j=1}^3 p_3^2(j, l_3) \cos(\mu_m(J+j-2,5)) + \\ & + \sum_{j=1}^{M-J-1} p_2^3(j, l_3) \cos(\mu_m(j+J+0,5)) \end{aligned} \right], \quad (3.133)$$

$$B_{4,m} = -\frac{2 e^{\beta_m l_3}}{M} \left[\begin{aligned} & \sum_{j=1}^{J-2} u_2^1(j, l_3) \cos(\mu_m(j-0,5)) + \\ & + \frac{1}{2} u_2^1(J-1, l_3) \cos(\mu_m(J-1,5)) + \\ & + \frac{1}{2} \left[u_3^2(J-1, l_3) + \alpha_3^2 \right] \cos(\mu_m(J-1,5)) + \\ & + \left[u_3^2(J, l_3) + \alpha_3^2 \right] \cos(\mu_m(J-0,5)) + \\ & + \frac{1}{2} \left[u_3^2(J+1, l_3) + \alpha_3^2 \right] \cos(\mu_m(J+0,5)) + \\ & + \frac{1}{2} u_2^3(J+1, l_3) \cos(\mu_m(J+0,5)) + \\ & + \sum_{j=1}^{M-J-1} u_2^3(j, l_3) \cos(\mu_m(j+J+0,5)) \end{aligned} \right]. \quad (3.134)$$

Відніmemo (3.132) від (3.131), складеmo (3.133) та (3.134). Отримаємо систему алгебраїчних рівнянь. Її розв'язання дозволяє отримати невідомі сталі, що входять до виразів внутрішніх сил та переміщень тросів другої та третьої смуг. Вирази (3.131) - (3.134) дозволяють знайти рішення для першої та останньої частин. Відомі переміщення тросів дозволяють знайти значення максимальних кутів зсуву гумових прошарків що розташовані поміж тросами як різницю переміщень тросів віднесену до мінімальної відстані проміж їхніми зовнішніми поверхнями.

Як і в попередньому випадку, розглянуто канат типу ГТК-3150 з семи тросів значної довжини. Четвертий трос канату ($J=4$) має два розриви неперервності.

Відстань між ними два метри. Для гумових прошарків, розташованих симетрично відносно перерізів розриву суцільності троса, на довжинах по два дециметри прийнято модуль зсуву гуми в чотири рази меншим. Визначено напружено деформований стан канату. Результати наведені далі. На рисунку 3.23 наведені розподіли внутрішніх сил навантаження тросів канату.

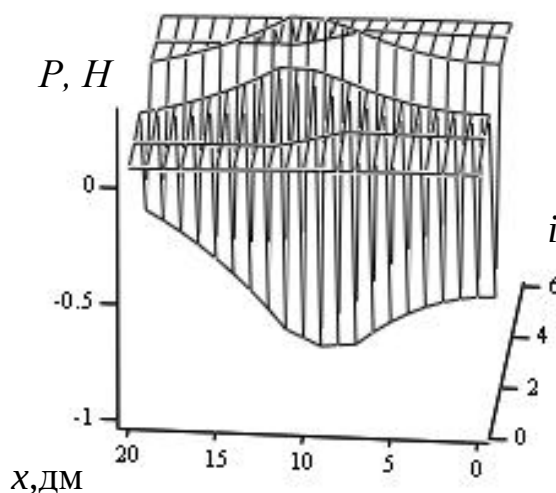


Рисунок 3.23 – Розподіли внутрішніх сил навантаження тросів P з номерами i канату вздовж осі x

Відповідно рисунку троси в канаті нерівномірно навантажені. Зі зростанням відстані від перерізу з розривом неперервності амплітуда зміни сил в перерізі канату зменшується. Максимальні більш небезпечні внутрішні сили навантаження тросів не суттєво відрізняються від значення таких сил у разі прийняття гіпотези про аналогічне зменшення модуля зсуву по усій ширині канату. Мало вони відрізняються і від таких сил визначених за прийняття гіпотези про лінійну залежність деформацій від напружень. Відмінний модуль гуми на зсув на обмеженій частині канату впливає на характер зміни цих сил по довжині канату.

Наявність розриву суцільності троса призводить до викривлення перерізів канату (рис. 3.24).

Відповідно до рисунка викривлення перерізів канату мають локальний характер - суттєво зменшується зі зростанням відстані від розриву суцільності.

Екстремальні переміщення тросів також практично не залежать від нелінійності модуля пружності гуми. Різниця переміщень суміжних тросів в канаті (викривлення його перерізів) супроводжується зсувом гуми міжтросових прошарків. Значення тангенсів кутів зсуву еластичної оболонки, розташованої поміж тросами, наведені на рисунку 3.25.

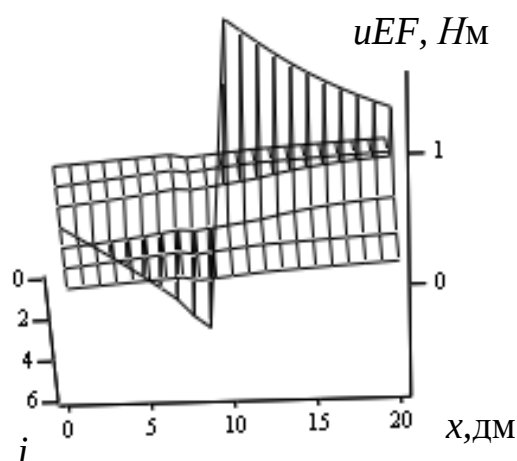


Рисунок 3.24 – Переміщення u помножені на їх жорсткість тросів з номерами i по довжині канату (вздовж осі x)

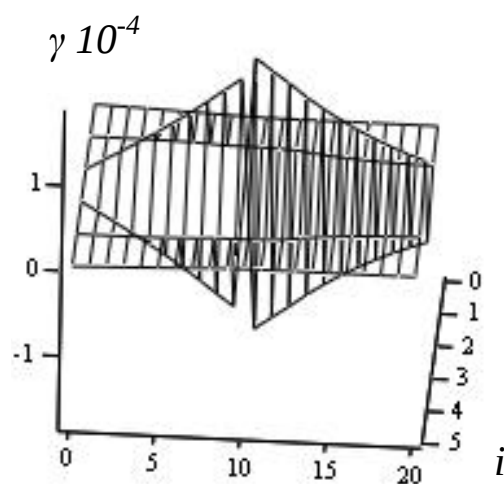


Рисунок 3.25 – Тангенси кутів зсуву γ поміж тросових прошарків гуми i вздовж канату (вздовж осі x)

Закони розподілу сил, переміщень, кутів зсуву гуми у випадках прийняття лінійного закону деформування гуми, у випадку прийняття припущення про

відмінне (менше у четверо) значення модуля зсуву на незначній частині канату розташованій симетрично перерізу розриву троса та в останньому випадку припущення про відмінне значення модуля зсуву лише в гумових прошарках суміжних з тросом що має розрив якісно збігаються. Кількісно відрізняються максимальні кути зсуву. В розглянутому випадку тангенси кутів зсуву визначені з урахуванням локального зменшення модуля зсуву гуми в четвер призводять до їх зростання практично на до 15% відносно таких параметрів визначених за умови лінійного деформування гуми

3.6 Висновки за розділом 3

1. Розроблена та аналітичним шляхом розв'язана математична модель гумотросового тягового органу з порушеною структурою та з урахуванням дискретно зміненої по довжині каната жорсткістю гуми на зсув в локальній зоні розриву суцільності елемента армування.

2. Встановлено вплив дискретної зміни модуля зсуву гуми на напружено-деформований стан каната з порушеним елементом армування.

3. Сформульовано алгоритм визначення напруженого стану гумотросового тягового органу з порушеною структурою за дискретної зміни модуля зсуву матеріалу, що з'єднує троси.

4. Уточнено механізм зміни напруженого стану гумотросового каната внаслідок нелінійного закону деформування між тросових еластичних прошарків

5. Врахування нелінійності деформування гумової оболонки надає можливість прогнозування напруженого стану з урахуванням відомого закону зміни властивостей гуми в процесі її використання та підвищення безпеки та надійності використання гумотросових тягових органів.

6. Закони розподілу сил, переміщень, кутів зсуву гуми у випадках прийняття лінійного закону деформування гуми, у випадку прийняття припущення про відмінне (менше у четверо) значення модуля зсуву на незначній частині каната, розташованій симетрично перерізу розриву троса та в останньому

випадку припущення про відмінне значення модулю зсуву лише в гумових прошарках, суміжних з тросом, що має розрив, якісно збігаються. Кількісно відрізняються максимальні кути зсуву. В розглянутому випадку тангенси кутів зсуву визначені з урахуванням локального зменшення модуля зсуву гуми вчетверо, призводять до їх зростання практично на до 15% відносно таких параметрів, визначених за умови лінійного деформування гуми.

РОЗДІЛ 4 МЕТОДИКА АНАЛІЗУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГНУЧКИХ КОМПОЗИТНИХ ТЯГОВИХ ОРГАНІВ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

В розділі обґрунтовано та розроблено методику аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, зумовленого технічними рішеннями, прийнятими в процесі проектування та набутими в процесі експлуатації підйомно-транспортних машин нового типу.

Вдосконалення, знос елементів системи «машина – тягово-транспортувальний орган» супроводжуються бажаними або небажаними змінами їх конструктивних параметрів. Разом з тим ці зміни призводять до змін силової взаємодії в системі «машина – тягово-транспортувальний орган». Зміна взаємодії - до зміни напружено-деформованого стану. Урахування змін в конструкції, прийняття технічних рішень стосовно умов експлуатації, відновлення окремих складових відповідно до CALS-технологій дозволяє забезпечити ефективне використання системи протягом її життєвого циклу. Вказане для гумотросових канатів, стрічок можливо на основі відомих методів розрахунку їх напруженого стану за відомих змін в системі «машина – тягово-транспортувальний орган». Розглянемо основні такі методи.

4.1 Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросового каната (стрічки) на барабані

4.1.1 Зсув каната (стрічки) відносно барабану

Методика побудована на основі методу лінійної теорії пружності з урахуванням форми гумового прошарку (рис. 4.1).

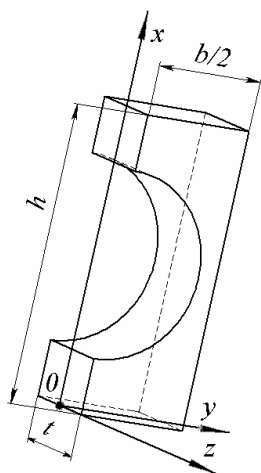


Рисунок 4.1 – Схема половини повторювальної частини гумової оболонки каната (стрічки)

В методиці використано метод функції напружень. Функція прийнята у формі, яка враховує показані на рис. 4.1 особливості форми половини повторювальної частини гумової оболонки каната (стрічки)

$$\varphi = \sum_{n=1}^K \sum_{m=1}^K A_{n,m} \left[ch(C_{n,m}z) + D_{n,m}z sh(C_{n,m}z) \right] \cos(N_n x) \cos(M_m y),$$

$$\text{де } N_n = \frac{(n+1/2)\pi}{h}; M_m = \frac{2(m+1/2)\pi}{b}; C_{n,m} = \pm \sqrt{N_n^2 + M_m^2};$$

$$D_{n,m} = -\frac{1}{\frac{2\mu}{C_{n,m}} + z th(C_{n,m}z)}; K - \text{довільне ціле};$$

$$A_{n,m} = \frac{f(n,m)}{\left[sh\left(C_{n,m} \frac{t}{2}\right) C_{n,m} + D_{n,m} \left(sh\left(C_{n,m} \frac{t}{2}\right) (2\mu - 1) + \frac{t}{2} ch\left(C_{n,m} \frac{t}{2}\right) \right) \right] C_{n,m}};$$

$$\mu - \text{коефіцієнт Пуассона гуми}; f(n,m) = \frac{8 \int_0^h \int_0^{b/2} Z_{z=t/2} \cos(x N_n) \cos(y M_m)}{b h} -$$

розкладена в ряд Фур'є наступна закономірність розподілу нормальних напружень

$$Z_{z=t/2} = \begin{cases} 1, & \text{коли } y^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2 \leq \left(\frac{d}{2}\right)^2 \\ 0, & \text{коли } y^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2 > \left(\frac{d}{2}\right)^2 \end{cases}.$$

Прийнятою функцією враховано і характер навантаження. З її використанням визначені наступні показники напруженодеформованого стану половини повторювальної частини гумової оболонки каната (стрічки), розташованої поміж суміжними їх тросами. Переміщення вздовж тросів – осі z

$$u_z = \frac{1}{2G} \sum_{n=0}^K \sum_{m=0}^K A_{n,m} \left[\frac{ch(C_{n,m}z)}{2} + D_{n,m} \left(\frac{ch(C_{n,m}z)}{C_{n,m}} (2\mu - 1) + \frac{z sh(C_{n,m}z)}{2} \right) \right] \times \\ \times C_{n,m}^2 \cos(N_n x) \cos(M_m y)$$

де G – модуль зсуву матеріалу оболонки каната (стрічки).

Напруження в оболонці, у випадку зсуву каната на одиницю, визначаються за виразами

нормальні

$$Z_z = \sum_{n=0}^K \sum_{m=0}^K A_{n,m} \left[sh(C_{n,m}z) + D_{n,m} \left(\frac{sh(C_{n,m}z)(2\mu - 1) + z ch(C_{n,m}z)}{C_{n,m}} \right) \right] C_{n,m}^3 \cos(N_n x) \cos(M_m y),$$

дотичні

$$Z_x = \sum_{n=0}^K \sum_{m=0}^K A_{n,m} \left[ch(C_{n,m}z) + D_{n,m} \left(2 \frac{ch(C_{n,m}z)}{C_{n,m}} \mu + z sh(C_{n,m}z) \right) \right] C_{n,m}^2 \sin(N_n x) \cos(M_m y) n.$$

Сила зсуву, передана одиницею довжини дуги контакту каната (стрічки) з барабаном

$$T = 2 \sum_{n=0}^K \sum_{m=0}^K \int_0^{b/2} A_{n,m} \left[ch(C_{n,m}z) + D_{n,m} \left(2 \frac{ch(C_{n,m}z)}{C_{n,m}} \mu + z sh(C_{n,m}z) \right) \right] \times \\ \times C_{n,m}^2 \sin(N_n h) \cos(M_m y) n dy.$$

Узагальненою характеристикою розподілу напружень є коефіцієнти концентрації напружень

$$k_\tau = \frac{Z_x}{T}, \quad k_z = \frac{Z_z}{T}.$$

З достатньою для використання точністю, можна вважати лінійним розподіл коефіцієнта концентрації напружень від геометричних параметрів гумотросового каната, коли товщина каната перевищує діаметр троса не менш, ніж на 20%. Він становить

$$k_\tau(h, b, d) = 0,324 \frac{h}{d} - 0,945 \frac{b}{d} - 0,003 \frac{b}{d} \cdot \frac{h}{d} + 1,467.$$

4.1.2 Тиск каната (стрічки) на барабан

Взаємодія каната (стрічки) з веденим барабаном супроводжується нормальним взаємним тиском. Визначимо вплив притискання тросів каната (стрічки) до поверхні барабана. Притискання відбувається внаслідок переміщення тросів нормально поверхні барабана безмежного діаметра. Переміщення еластичного матеріалу визначається залежністю

$$u_x = \frac{2}{G} \sum_{n=0}^K \sum_{m=0}^K A_{n,m} \left[ch(C_{n,m}z) + D_{n,m} \left(\frac{ch(C_{n,m}z)}{C_{n,m}} + z sh(C_{n,m}z) \right) \right] \times \\ \times \frac{C_{n,m}}{2} \cos(N_n x) \cos(M_m y)$$

$$\text{де } D_{n,m} = - \left[2 \frac{2\mu-1}{C_{n,m}} + \frac{t}{2} \operatorname{cth} \left(C_{n,m} \frac{t}{2} \right) \right]^{-1};$$

$$A_{1n,m} = \frac{f(n,m) \left[\operatorname{sh} \left(C_{n,m} \frac{t}{2} \right) C_{n,m} + D_{n,m} \left(2 \operatorname{sh} \left(C_{n,m} \frac{t}{2} \right) \frac{\mu}{C_{n,m}} + \frac{t}{2} \operatorname{ch} \left(C_{n,m} \frac{t}{2} \right) \right) \right]^{-0.5}}{\sqrt{2 \left[\operatorname{ch} \left(C_{n,m} \frac{t}{2} \right) C_{n,m} + D_{n,m} \left(\operatorname{ch} \left(C_{n,m} \frac{t}{2} \right) + \frac{t}{2} \operatorname{sh} \left(C_{n,m} \frac{t}{2} \right) \right) C_{n,m} \right]} C_{n,m}^2 n};$$

$$f(n,m) = \frac{8 \int_0^h \int_0^{b/2} Z_{x=t/2} \cos(x N_n) \cos(y M_m)}{b h} - \text{розкладена в ряд Фур'є функція, яка}$$

описує переріз симетричної половини еластичного матеріалу, що розташований поміж двома суміжними тросами (рис. 4.1)

$$\sqrt{u_x \cdot Z_x} = \begin{cases} 1, & \text{коли } y^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2 \leq \left(\frac{d}{2}\right)^2 \\ 0, & \text{коли } y^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2 > \left(\frac{d}{2}\right)^2 \end{cases}.$$

Внаслідок переміщень в матеріалі виникають напруження. Напруження зсуву визначаються залежністю

$$Z_x = \sum_{n=0}^K \sum_{m=0}^K A_{n,m} \left[\operatorname{sh}(C_{n,m} z) + D_{n,m} \left(2 \frac{\operatorname{sh}(C_{n,m} z)}{C_{n,m}} \mu + z \operatorname{ch}(C_{n,m} z) \right) \right] C_{n,m}^2 \times \\ \times \cos(N_n x) \cos(M_m y) n$$

Напруження стиску

$$X_x = \sum_{n=0}^K \sum_{m=0}^K A_{n,m} \left[\operatorname{sh}(C_{n,m} z) C_{n,m} n^2 + D_{n,m} \left(z \operatorname{sh}(C_{n,m} z) \mu C_{n,m} n^2 + \right. \right. \\ \left. \left. + \operatorname{ch}(C_{n,m} z) z (2\mu C_{n,m}^2 + n^2) \right) \right] \times \\ \times \sin(N_n x) \cos(M_m y)$$

Їх значення за вибраного перерізу каната (стрічки) мають забезпечити міцність та витривалість еластичного матеріалу в процесі експлуатації.

4.1.3 Вплив форми твірної робочої поверхні шківа (барабана)

Зсув стрічки, плоского каната з осі конвеєра, підйомної машини може призводити до непередбачуваних наслідків. Задля центрування стрічки на конвеєрі, гумотросового каната на шківі барабана підйомної машини застосовують опуклі барабани. Опуклість (відхилення від циліндричності) призводить до перерозподілу сил поміж тросами та виникнення напружень в матеріалі оболонки. Внаслідок незначного відхилення твірної барабана від прямої лінії напруження, зумовлені притисканням каната (стрічки) до барабану, зсувом відносно барабану, практично незмінні по їх ширині. Врахуємо лише розподіл напружень в канаті (стрічці), зумовлений змінними подовженнями тросів на опуклому барабані. Вихідні данні. Радіус барабана найбільший R_{max} . Радіус барабана найменший R_{min} . Довжина дуги контакту каната (стрічки) з барабаном l . Згин каната на барабані без урахування інших чинників симетричний відносно площини, що проходить через вісь барабана та ділить кут взаємодії барабана та каната навпіл. Відповідно, переміщення тросів, розподіли сил натягнення тросів визначимо для половини ділянки взаємодії каната (барабана) зі стрічкою. Початок осі координат $x=0$ розташуємо в площині деформування стрічки. З метою отримання виразів, що описують лише вплив форми робочої поверхні барабана на напружено-деформований стан другої частини, її будемо вважати безмежно довгою. Це виключає вплив характеру закріплення кінців каната (стрічки). Переміщення та навантаження тросів двох частин

$$u_i = \begin{cases} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{2E F R_{max} e^{-2\beta_m l}}{(R_{max} + R_{min}) M \beta_m} \sum_{k=1}^{M/2} \left(\left(\frac{R_{min}}{R_{max}} \left(\frac{2k}{M} \right)^2 - 1 \right) (e^{\beta_m x} - e^{-\beta_m x}) \times \right. \\ \left. \times \cos(\mu_m(i-0,5)) \cos(\mu_m(k-0,5)) \right) & (0 \leq x \leq l) \\ \sum_{m=1}^{\infty} \frac{2E F R_{max} (1 - e^{-2\beta_m l})}{(R_{max} + R_{min}) M \beta_m} \sum_{k=1}^{M/2} \left(\left(\frac{R_{min}}{R_{max}} \left(\frac{2k}{M} \right)^2 - 1 \right) e^{-\beta_m x} \times \right. \\ \left. \times \cos(\mu_m(i-0,5)) \cos(\mu_m(k-0,5)) \right) & (x > l) \end{cases} + \frac{P x}{E F M},$$

де P – сила навантаження канату (стрічки); E, F – зведений модуль пружності на розтяг та площа поперечного перерізу троса каната (стрічки); M – кількість тросів в канаті (стрічці); $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$; $\beta_m = \sqrt{\frac{2 G b k_G}{(t-d) E F} (1 - \cos \mu_m)}$; b – товщина стрічки (каната); t, d – крок розташування та діаметр тросів каната (стрічки).

$$p_i = \begin{cases} \sum_{m=1}^{\infty} \left(\frac{2E F R_{max}}{(R_{max} + R_{min}) M} \sum_{k=1}^{M/2} \left(\frac{R_{min}}{R_{max}} \left(\frac{2k}{M} \right)^2 - 1 \right) \cos(\mu_m(k-0,5)) \times \right. \\ \left. \times (e^{\beta_m(x-2l)} + e^{-\beta_m(x+2l)} - 2) \cos(\mu_m(i-0,5)) \right) & (0 \leq x \leq l) \\ - \sum_{m=1}^{\infty} \frac{2E F R_{max} (1 - e^{-2\beta_m l})}{(R_{max} + R_{min}) M} \sum_{k=1}^{M/2} \left(\left(\frac{R_{min}}{R_{max}} \left(\frac{2k}{M} \right)^2 - 1 \right) e^{-\beta_m x} \times \right. \\ \left. \times \cos(\mu_m(i-0,5)) \cos(\mu_m(k-0,5)) \right) & (x > l) \end{cases} + \frac{P}{M}..$$

Екстремальні дотичні напруження виникають в стрічці (канаті) в перерізі $x=l$. Їх значення

$$\tau_i = \begin{cases} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{4E F R_{max} e^{-2\beta_m l}}{(R_{max} + R_{min}) M \beta_m} \sum_{k=1}^{M/2} \left[\left(\frac{R_{min}}{R_{max}} \left(\frac{2k}{M} \right)^2 - 1 \right) \times \right. \\ \left. \times (e^{\beta_m l} - e^{-\beta_m l}) \cos(\mu_m(i-0,5)) \cos(\mu_m(k-0,5)) \right], (0 \leq x \leq l) \\ \\ \sum_{m=1}^{\infty} \frac{4E F R_{max} (1 - e^{-2\beta_m l})}{(R_{max} + R_{min}) M \beta_m} \sum_{k=1}^{M/2} \left[\left(\frac{R_{min}}{R_{max}} \left(\frac{2k}{M} \right)^2 - 1 \right) \cos(\mu_m(k-0,5)) e^{-\beta_m l} \times \right. \\ \left. \times \frac{G(\cos(\mu_m(i-0,5)) - \cos(\mu_m(i+0,5)))}{h} \right], (x > l), \end{cases} .$$

(1 ≤ i < M / 2).

4.2 Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросової стрічки на перехідних ділянках

4.2.1 Надання стрічці лоткової форми

Плоским конвеєрним стрічкам може надаватися лоткоподібна форма. Нехай в перерізі набігання стрічки на барабан (початок ділянки надання стрічці лоткової форми) $x = 0$ точки нормального перетину усіх тросів розташовані на прямій. На іншому краї ділянки лоткоутворення $x = L$ вказані точки перетину осей розташовані на ламаній лінії, симетричній відносно осі симетрії конвеєра (рис. 4.2).

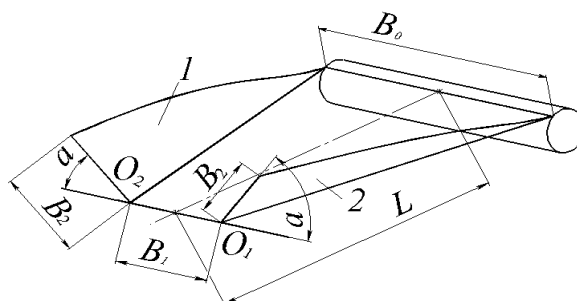


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема ділянки лоткоутворення: 1,2 – ділянки поворотів частин стрічки

Кількість тросів в стрічці позначимо $2M$. Ширину горизонтальної частини позначимо B_1 , похилих - B_2 . Ширину стрічки - B_0 . Процес надання стрічці лоткоподібної форми уявимо як поворот перерізів тросів, що належать похилим частинам. В стрічках відстань поміж тросами менша за їх діаметр. Як наслідок, жорсткість гуми на стиск значна. Деформаціями стиску гуми знехтуємо. В межах прийнятої умови про відсутність деформацій стискання гуми між тросами, вони набудуть форм гвинтових ліній, а бічні частини стрічки 1, 2 - форм гелікоїдів.

Деформування стрічки на ділянці лоткоутворення симетричні відносно осі конвеєра. Відповідно, переміщення тросів, розподіли сил натягнення тросів визначимо для половини ділянки. Початок осі координат $x=0$ розташуємо на лінії контакту стрічки з барабаном. З метою отримання виразів, що описують лише вплив зміни форми перерізу стрічки на її напружено-деформований стан частину стрічки, на якій форма її перерізу незмінна, будемо вважати безмежно довгою

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M \beta_m e^{\beta_m L}} \sum_{k=n^+}^{M/2} \left(\left(\sqrt{\left(\frac{Mt - B_1}{2L} \right)^2 + 1} - 1 \right) \times \right. \\ \left. \times \cos(\mu_m (k - 0,5)) \cos(\mu_m (i - 0,5)) \right) \times \begin{cases} (e^{-\beta_m x} - e^{\beta_m x}) & (0 \leq x \leq L) \\ (1 - e^{2\beta_m L}) e^{-\beta_m x} & (x > L) \end{cases} + \frac{2P x}{E F M},$$

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M} \sum_{k=n^+}^{M/2} \left[\left(1 - \sqrt{\left(\frac{Mt - B_1}{2L} \right)^2 + 1} \right) \times \right. \\ \left. \times \cos(\mu_m (k - 0,5)) \times \right. \\ \left. \times \cos(\mu_m (i - 0,5)) \times \right] \times \begin{cases} \left(\frac{e^{\beta_m x} + e^{-\beta_m x}}{e^{\beta_m L}} - E F \right) & (0 \leq x \leq L) \\ (1 - e^{2\beta_m L}) e^{-\beta_m x} & (x > L) \end{cases} + \frac{P}{M},$$

де n^+ - додатне ціле число, $n^+ = \frac{B_1}{B_0} M$.

Екстремальні сили навантаження тросів виникають в стрічці в перерізі $x = L$. Для середнього та крайнього тросів

$$p_{min} = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M} \sum_{k=\lceil \frac{M}{2} \rceil}^{M/2} \left(\left(1 - \sqrt{\left(\frac{Mt - B_1}{2L} \right)^2 + 1} \right) \times \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right) (1 + e^{-2\beta_m L} - E F) + \frac{P}{M}, \right. \\ \left. \times \cos(\mu_m (k - 0,5)) \right)$$

$$p_{max} = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M} \sum_{k=\lceil \frac{M}{2} \rceil}^{M/2} \left(\left(1 - \sqrt{\left(\frac{Mt - B_1}{2L} \right)^2 + 1} \right) \times \cos\left(\mu_m \left(\frac{M-1}{2} \right)\right) (1 + e^{-2\beta_m L} - E F) + \frac{P}{M}, \right. \\ \left. \times \cos(\mu_m (k - 0,5)) \right)$$

З умови упередження втрати форми (стійкості) окремими тросами стрічки на ділянці лоткоутворення має виконуватися наступна умова

$$p_{min} \geq 0.$$

З умови міцності тросів має виконуватися наступна умова

$$p_{max} \leq [P],$$

де $[P]$ – допустиме з умови міцності навантаження стрічки.

В цьому ж перерізі виникають максимальні дотичні напруження в гумі. Їх значення мають забезпечувати умову міцності гуми. Вплинути на їх значення конструктивно можливо зміною довжини перехідної ділянки стрічки або зменшенням кутів її нахилу бортів.

4.2.2 Надання перерізу стрічки форми замкненого кола

Видобуток нафти з морських глибин відбувається в умовах можливості руйнування обсадних труб та аварійного витікання сировини. Для усунення протікання нафти зі зруйнованої обсадної труби підводної нафтової свердловини нами запропоновано надати канату з $2M$ тросів форму циліндру зі спільною віссю

з віссю труби та більшого радіуса

$$R = (M - 1)\pi^{-1}t.$$

Врахуємо симетричність каната. Розглянемо його половину. Деформування уявимо як ряд послідовних переміщень. До переміщень кінці тросів каната у першої (прямолінійної) частини та другої (у формі кола) розташовані в одній площині, при цьому троси з номерами ± 1 розташовані на колі, на якому мають бути розташовані усі троси в другому перерізі (рис. 4.3).

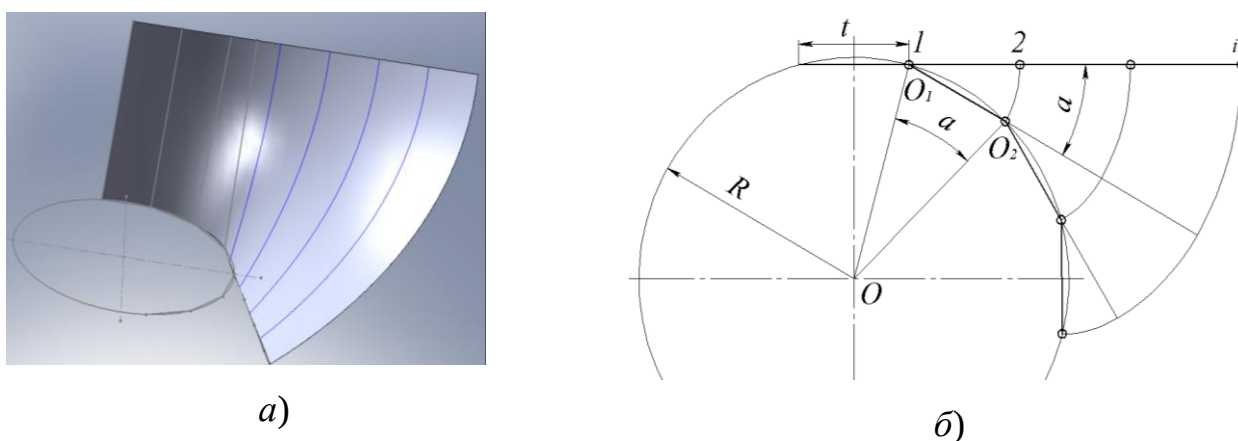


Рисунок 4.3 – Схема деформування плоского каната в перерізі надання йому трубчатого перерізу: а) – псевдореалістична, б) – розрахункова

Кінці тросів в другому перерізі повертаються в площині, перпендикулярній осі каната. Навколо першого тросу. Кут цього повороту

$$\alpha = \frac{\pi}{(M - 1)}$$

В наслідок повороту кінець другого тросу розташується на колі. Частині плоского каната буде надана форма гелікоїда, його торсу - гвинтова. Відстань поміж тросами на краях ділянки не зміниться. Здійснимо наступне переміщення. Повернемо на кут α кінці усіх тросів, окрім першого, навколо прямої, що

проходить через точку O_2 перпендикулярно площі кола. Кінець третього тросу розташується на колі. Повторюючи такі повороти, забезпечимо розташування з першого по M -й троси на колі. Переміщення кінців тросів відбуваються по дугам дотичних поміж собою кіл, що дозволяє знайти шлях пройдений ними в площині нормальній до осі каната.

Довжина траєкторії руху кінця i -того тросу в наслідок деформування каната з урахуванням значення кута a становить

$$\kappa_i = t (i-1) a + t (i-2) a + \dots + t a = t \frac{\pi}{M-1} \sum_{j=1}^{i-1} (i-j).$$

Переміщення тросів призводять до зміни напружено-деформованого стану стрічки. Показники останнього визначаються наступними залежностями

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M \beta_m e^{\beta_m L}} \sum_{k=1}^{M/2} \left(\sqrt{\left[\frac{t \pi}{(M-1)L} \sum_{j=1}^{i-1} (i-j) \right]^2 + 1} - 1 \right) \cos(\mu_m (k-0,5)) \cos(\mu_m (i-0,5)) \times$$

$$\times \begin{cases} (e^{-\beta_m x} - e^{\beta_m x}) & (0 \leq x \leq L) \\ (1 - e^{2\beta_m L}) e^{-\beta_m x} & (x > L) \end{cases} + \frac{2P x}{E F M}$$

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M} \sum_{k=1}^{M/2} \left(\left(1 - \sqrt{\left[\frac{t \pi}{(M-1)L} \sum_{j=1}^{i-1} (i-j) \right]^2 + 1} \right) \times \right. \\ \left. \times \cos(\mu_m (k-0,5)) \cos(\mu_m (i-0,5)) \right) + \frac{P}{M} \times$$

$$\begin{cases} \left(\frac{e^{\beta_m x} + e^{-\beta_m x}}{e^{\beta_m L}} - E F \right) & (0 \leq x \leq L) \\ (1 - e^{2\beta_m L}) e^{-\beta_m x} & (x > L) \end{cases}$$

Екстремальні сили навантаження тросів виникають в стрічці в перерізі $x = L$. Для середнього та крайнього тросів

$$p_{min} = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M} \sum_{k=1}^{M/2} \left(1 - \sqrt{\left[\frac{t \pi}{(N-1)L} \sum_{j=1}^{i-1} (i-j) \right]^2} + 1 \right) \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right) (e^{2\beta_m L} + 1 - E F) + \frac{P}{M},$$

$$p_{max} = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M} \sum_{k=1}^{M/2} \left(1 - \sqrt{\left[\frac{t \pi}{(M-1)L} \sum_{j=1}^{i-1} (i-j) \right]^2} + 1 \right) \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos\left(\mu_m \left(\frac{M-1}{2} \right)\right) (e^{2\beta_m L} + 1 - E F) + \frac{P}{M}.$$

З умови упередження втрати форми (стійкості) окремими тросами стрічки на ділянці надання її перерізу форми замкненого кола, має виконуватися наступна умова $p_{min} \geq 0$.

З умови міцності тросів має виконуватися наступна умова $p_{max} \leq [P]$.

В цьому ж перерізі виникають максимальні дотичні напруження в гумі. Їх значення мають забезпечувати умову міцності гуми. Вплинути на їх значення конструктивно можливо добором довжин и перехідної ділянки стрічки

$$\tau_{max} \leq \frac{G}{h} \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M \beta_m e^{\beta_m L}} \sum_{k=1}^{M/2} \left(\left(\sqrt{\left[\frac{t \pi}{(M-1)L} \sum_{j=1}^{i-1} (i-j) \right]^2} + 1 - 1 \right) \cos(\mu_m(k-0,5)) \times \right. \\ \left. \times \cos\left(\mu_m \left(\frac{4}{5} M - 0,5 \right)\right) (e^{-\beta_m L} - e^{\beta_m L}) \right).$$

4.3 Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросового каната, зумовленого відхилення посудини від проектного стану

В процесі роботи підйомної машини можливі відхилення орієнтування посудини відносно каната, наприклад на плавучому засобі можливі повороти осі вантажу відносно осі каната. До перерозподілу сил в плоскому канаті призводять переміщення які або супроводжуються наданням канату просторової форми, або поворотом вузла приєднання в площині каната.

4.3.1 Поворот посудини в площині каната

Нехай край каната повернуто на кут ψ . Будемо вважати що троси приєднані шарнірно тоді переміщення тросів кінця каната

$$U_i = (i - 0.5)t \psi \quad \left(-\frac{M}{2} < i < \frac{M}{2} \right).$$

В загальному випадку напружено-деформований стан каната визначається наступними залежностями

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i - 0.5)) + \frac{P x}{E F M},$$

$$p_i = E F \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0.5)) + \frac{P}{M},$$

$$\tau_i = \frac{G}{h} (u_i - u_{i+1}).$$

Значення коефіцієнтів залежать від кутів повороту кінців каната. У випадку повороту кінця канату в перерізі $x = 0$ та відсутності повороту протилежного кінця $x = L$ коефіцієнти виразів визначаються наступними залежностями

$$B_m = \frac{2 t \psi}{M (1 - B_m e^{-2\beta_m L})} \sum_{j=1}^M (j - 0.5) \cos(\mu_m (j - 0.5)),$$

$$A_m = -B_m e^{-2\beta_m L}.$$

За відсутності повороту кінця каната в перерізі $x = 0$ та повороту протилежного кінця $x = L$ коефіцієнти визначаються наступними залежностями

$$B_m = \frac{2 t \psi}{M e^{\beta_m L} (e^{-2\beta_m L} - 1)} \sum_{j=1}^M (j - 0.5) \cos(\mu_m (j - 0.5)),$$

$$A_m = -B_m.$$

Лінійність задачі, наведені форми рішень дозволяє визначати напружено-деформований стан для випадку різних схем повороту перерізів $x = 0$ та $x = L$. Задля цього до позначень кутів нахилу вказаних перерізів додамо додаткові індекси відповідно 0 та L . Коефіцієнти набудуть наступних значень

$$B_m = \frac{2 t}{M} \left(\frac{\psi_L}{(1 - B_m e^{-2\beta_m L})} + \frac{\psi_0}{e^{\beta_m L} (e^{-2\beta_m L} - 1)} \right) \sum_{j=1}^M (j - 0,5) \cos(\mu_m (j - 0,5)),$$

$$A_m = -B_m (e^{-2\beta_m L} + 1).$$

Звернемо увагу, що значення кутів мають підставлятися з урахуванням знаку напряму нахилу.

Для канатів значних довжин, коли ефекти збурень напружених станів не накладаються одне на одне, використовують наступні коефіцієнти

$$B_m = \frac{2 t \psi}{M} \sum_{j=1}^M (j - 0,5) \cos(\mu_m (j - 0,5)),$$

$$A_m = 0.$$

Внаслідок відсутності накладань збурень напружень, початок осі координат може бути прийнятим розташованим в перерізі кожного з кінців каната.

Екстремальних значень напруження сягають в перерізах приєднання каната ($x = 0$ або $x = L$) в крайніх тросах та в крайніх шарах гуми. Відомі напруження дозволяють визначати допустимість використання каната за вказаних умов.

4.3.2 Поворот посудини відносно барабана навколо власної осі

Розглянемо випадок повороту посудини, що приєднана до підйомної машини гумотросовим канатом довжиною L , навколо власної осі на кут ψ . З точки зору геометрії осі центрів перерізів тросів та перерізу приєднання каната до барабана або до посудини розташовані на мимобіжних прямих лініях. Останні

розташовані в площинах, нормальних до осі каната. Кут поміж проекціями мимобіжних ліній на площину нормальну до осі плоского каната відповідає куту повороту посудин відносно барабана ψ . Переміщення твірної вздовж спрямної, розташованої під прямим кутом до неї з одночасним її обертанням навколо спрямної, утворює прямий гелікоїд. Відповідно, за умови незмінності відстаней поміж осями тросів, плоский гумотросовий канат набуває форми прямого гелікоїда. Троси – форм гвинтових ліній. При цьому центри перерізів тросів залишаються на прямих лініях – виконується гіпотеза плоских перерізів, але троси мають незмінне по довжині каната та залежне від місця розташування в канаті відносне подовження.

На підставі наведеного маємо вирази переміщень та розподілу сил в тросах плоского гумотросового каната, з'єднаного з елементами машини, коли центри тросів перерізів каната розташовані на мимобіжних прямих

$$u_i = \frac{P x}{E F M},$$

$$p_i = EF \left[\sqrt{\left(\left(\frac{M}{2} - i \right) \frac{t \psi \pi}{L} \right)^2 + 1} - 1 \right] + \frac{P}{M}.$$

Об'єктивно, що найбільше навантажені крайні троси каната. Дотичні напруження, зумовлені зсувом тросів вздовж осі канату, відсутні.

4.3.3 Поворот вузла приєднання каната трубчатої форми

До складу системи захисту довкілля від протікання нафти у разі ушкодження обсадної труби є канат, якому надана трубчата форми. До кінця каната приєднана конічна деталь значної маси для перекриття зони навколо свердловини. Конічну деталь опускають на дно водойми. Останнє, в загальному випадку, не плоске та не нахилене під прямим кутом до обсадної труби. Вказане призводить до повороту кінця каната на деякий кут α . Вздовж каната спрямуємо

вісь x . Початок осі сумістимо з кінцем каната, до якого приєднано конічну деталь. Будемо вважати, що канат безмежно довгий та містить $2M$ тросів. Показники напружено-деформованого стану визначаються залежностями

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{G g x}{E F M},$$

де G – маса конічної деталі, g – прискорення вільного падіння;

$$B_m = \frac{2 t}{\pi} \operatorname{tg} b \sum_{k=1}^M \sin\left(\frac{M+1-2k}{2} a\right) \cos(\mu_m(k-0,5));$$

$$p_i = -\sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{G g}{M},$$

$$\tau_i = \frac{G}{h} (u_i - u_{i+1}).$$

Екстремальні значення напружень діють в перерізі $x = 0$. Умови міцності

$$p_i = \frac{G g}{M} - \sum_{m=1}^{M-1} B_m \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) \leq [p], \quad 1 \leq i \leq M,$$

$$\tau_i = \frac{G}{h} \left(\sum_{m=1}^{M-1} B_m (\cos(\mu_m(i-0,5)) - \cos(\mu_m(i+0,5))) \right) \leq [\tau], \quad 1 \leq i < M.$$

4.3.4 Згин траси конвеєра

Технологічні, конструктивні умови в окремих випадках вимагають згину траси конвеєра. Так, траса конвеєра неперервного постачання шихти на колошник доменної печі, має ділянки на яких вона змінює кут нахилу від горизонтального до похилого, на ділянці завантаження матеріалу та від похилого до горизонтального на ділянці розвантаження. В результаті траса конвеєра має криволінійну форму. Сумістимо вісь x з трасою конвеєра. Переміщення та

розподіли сил на ділянках збереження плоских перерізів стрічки визначаються залежностями

$$u_i = \frac{P x}{E F M},$$

$$p_i = EF \varepsilon_i + \frac{P}{M}.$$

Нехай початок ділянки згину траси конвеєра розташований на відстані l від барабану. Екстремальні значення переміщень та напружень, відповідно умови міцності для ділянки згину траси конвеєра

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left(\sqrt{\left(\frac{r_k}{\frac{R_{max} + R_{min}}{2} \alpha} \right)^2 + 1} - 1 \right) \frac{2 \cos(\mu_m (k - 0,5))}{M} \operatorname{tanh}(\beta_m l) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{P x}{E F M},$$

$$p_i = \frac{2 E F}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left(\sqrt{\left(\frac{r_k}{\frac{R_{max} + R_{min}}{2} \alpha} \right)^2 + 1} - 1 \right) \times \left(\cos(\mu_m (k - 0,5)) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) \right) + \frac{P}{M} \leq [p],$$

$$\tau_i = \frac{G}{h} (u_i - u_{i+1}) \leq [\tau].$$

4.4 Методи урахування розривів суцільності тросів

В процесі використання плоских гумотросових тягово-транспортувальних органів відбувається руйнування елементів їх армування – тросів. Розрив одного тросу призводить до перерозподілу сил поміж тросами каната (стрічки). Наявність декількох розривів ускладнює перерозподіл. Наведемо методи урахування впливу розриву одного та декількох тросів на напружено-деформований стан каната

(стрічки).

4.4.1 Розрив одного елементу армування (троса) в перерізі симетрії безмежного каната (стрічки)

Переміщення, навантаження, умови міцності у разі розриву троса за номером I

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{P e^{-\beta_m x}}{E F \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(I-0,5)) \beta_m} \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P x}{E F},$$

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{-P e^{-\beta_m x}}{\sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(I-0,5))} \cos(\mu_m(i-0,5)) + P,$$

$$p_i = - \sum_{m=1}^{M-1} \frac{P \cos(\mu_m(i-0,5))}{\sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(I-0,5))} + P \leq [p],$$

$$\tau_i = \frac{G P}{h E F} \sum_{m=1}^{M-1} \frac{\cos(\mu_m(i-0,5)) - \cos(\mu_m(i+0,5))}{\sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(I-0,5)) \beta_m} \leq [\tau].$$

4.4.2 Декілька розривів елементів армування

4.4.2.1 Розриви одного і того самого елементу армування

Розглянемо безмежно довгий гумотросовий канат. В ньому двічі, на відстані $2l$, ушкоджено I -тий трос. Переміщення, навантаження, дотичні напруження в небезпечному перерізі

$$\begin{aligned}
u_{extr} &= \frac{P \sum_{m=1}^{M-1} \cos^2(\mu_m(I-0.5))(e^{-2\beta_m l} - 1)}{E F \sum_{m=1}^{M-1} \cos^2(\mu_m(I-0.5))(1 + e^{-2\beta_m l})\beta_m} + \frac{Pl}{M E F}, \\
p_{extr} &= \frac{\sum_{m=1}^{M-1} P(\cos(\mu_m(I-0.5)))(1 + e^{-2\beta_m l})\beta_m(\cos(\mu_m(I-0.5 \pm 1)))}{\sum_{m=1}^{M-1} (\cos^2(\mu_m(I-0.5)))(1 + e^{-2\beta_m l})\beta_m} + \frac{P}{M}, \\
\tau_{extr} &= \frac{\sum_{m=1}^{M-1} P(e^{-2\beta_m l} - 1)\cos(\mu_m(I-0.5))(\cos(\mu_m(I-0.5)) - \cos(\mu_m(I+0.5)))}{E F \sum_{m=1}^{M-1} \cos^2(\mu_m(I-0.5))(1 + e^{-2\beta_m l})\beta_m} \leq [\tau].
\end{aligned}$$

Відзначимо, максимальні сили розтягу, дотичні напруження в еластичній оболонці, у разі розриву в двох перерізах одного троса, в загальному випадку не перевищують відповідні показники у випадку розриву в одному перерізі – коли відстань поміж розривами дорівнює нулю. Зі зростанням відстані поміж розривами (в нашому випадку l) показники напруженого стану зменшуються та після досягнення мінімальних значень зростають. Така особливість дозволяє частково відновити тягову спроможність тягового органу шляхом штучного пошкодження того самого троса в іншому перерізі. Відстань поміж розривами можна визначити з умови

$$\sum_{m=1}^{M-1} (\cos(\mu_m(I-0.5)))e^{-2\beta_m l} 2\beta_m (\cos(\mu_m(I-0.5 \pm 1))) = 0.$$

В процесі експлуатації конвеєрної стрічки з ушкодженим тросом його кінці розплітаються. Руйнують оболонку стрічки. Відповідно можна видалити частини кінців ушкодженого троса. Вставити частину іншого. Завулканізувати – виконати ремонт з частковим відновленням тягової спроможності конвеєрної гумотросової стрічки.

4.4.2.2 Регулярно розташовані розриви декількох елементів армування (тросів)

Вертикальний ковшовий конвеєр обладнаний гумотросовим канатом з парами отворів в перерізах приєднання ковшів. Отвори розривають неперервність троса за номером I у разі підрахунку з будь-якого краю каната. Ковші розташовані з постійним кроком l . Переміщення, умови міцності тросів еластичної оболонки в небезпечному перерізі

$$u_i = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{m1=1}^{M-1} \cos(\mu_{m1}(I-0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{1}{M},$$

$$\frac{2}{M} \frac{E}{F} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{m1=1}^{M-1} \cos(\mu_{m1}(I-0,5 \pm 1)) \frac{e^{-\beta_m l} + 1}{e^{-\beta_m l} - 1} \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P}{M} \leq [p],$$

$$\frac{2}{h} \frac{G}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{m1=1}^{M-1} \cos(\mu_{m1}(I-0,5)) (\cos(\mu_m(I-0,5)) - \cos(\mu_m(I+0,5))) \leq [\tau].$$

4.5 Розрахунок гумотросових тягових органів спеціальної конструкції

4.5.1 Канат ступінчастої конструкції

Видобуток корисних копалин пов'язано зі зростанням глибин проведення робіт. Останнє супроводжується зростанням довжини, маси каната, зменшенням реальної вантажопідйомності машини. В такому канаті запас міцності зростає зі зростанням відстані перерізу каната від барабана. Розв'язати таку задачу можливо шляхом використання каната незмінного по довжині запасу міцності. Для гумотросового каната вказане можна забезпечити використанням каната дискретної - ступінчастої конструкції. Дискретність зміни конструкції зумовить дискретну зміну запасу міцності каната.

Застосування тросів протилежного напрямку скручування для виготовлення каната вимагає симетричної вздовж осі каната схеми розташування ступеней. Сформулюємо метод розрахунку, що базується на розгляді каната зі зміною

кількість тросів з $2(M+1)$ до $2M$ в перерізі $x = 0$. Враховуючи симетричність каната, розглянемо лише його симетричну відносно осі половину. Відрізок каната з кількістю тросів $M+1$ позначимо номером 1. Другий відрізок – номером 2. Тросам на першій та другій ділянці надамо номери $(1 \leq i \leq M+1)$ та $(1 \leq i \leq M)$ відповідно. Прийmemo, що половина каната навантажена силою розтягу P . Переміщення та внутрішні сили навантаження тросів

$$u_{i,1} = \sum_{m=1}^M A_m e^{\beta_{m,1}x} \cos(\mu_{m,1}(i-0.5)) + \frac{\rho g x^2}{2(M+1)E} - \frac{Px}{(M+1)EF} + a_1,$$

$$p_{i,1} = EF \sum_{m=1}^M A_m e^{\beta_{m,1}x} \beta_{m,1} \cos(\mu_{m,1}(i-0.5)) + \frac{\rho g x F}{(M+1)} - \frac{P}{(M+1)}, \quad (x \leq 0),$$

$$u_{i,2} = \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_{m,2}x} \cos(\mu_{m,2}(i-0.5)) + \frac{\rho g x^2}{2M E} + \frac{Px}{M E F} + a_2,$$

$$p_{i,2} = -EF \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_{m,2}x} \beta_{m,2} \cos(\mu_{m,2}(i-0.5)) + \frac{\rho g x F}{M} + \frac{P}{M}, \quad (x \geq 0),$$

де A_m, B_m - вектори коефіцієнтів; a_1, a_2 - сталі інтегрування, які враховують переміщення частин каната як жорстких тіл; $\mu_{m,1} = \frac{\pi m}{M+1}$; $\mu_{m,2} = \frac{\pi m}{M}$;

$$\beta_{m,2} = \sqrt{\frac{2 G b k_G}{(t-d) E F} (1 - \cos \mu_{m,2})}, \quad \rho - \text{маса одиниці довжини каната.}$$

Прийmemo $a_2 = 0$. Граничні умови й умови сумісності деформування сполучених відрізків каната з різною кількістю тросів:

- коли $x = 0$ внутрішні сили частин $p_{i,1} = p_{i,2}$ ($1 \leq i \leq M$), навантаження крайнього троса першої частини $P_{M+1,1} = 0$; - переміщення тросів другої частини відповідають переміщенням відповідних тросів першої частини $u_{i,1} = u_{i,2}$ ($1 \leq i \leq M$).

Закон навантаження тросів другої частини в перерізі $x = 0$ запишемо у формі ряду Фур'є і прирівняємо навантаженням тросів першої частини за винятком останнього. Після спрощення рівності маємо співвідношення коефіцієнтів

$$A_m = -\frac{2}{(M+1)\beta_{m,1}} \sum_{j=1}^{M-1} \left(\frac{P}{EFM(M+1)} - B_m \beta_{m,2} \right) \cos(\mu_{m,1}(j-0.5)).$$

У такий спосіб забезпечимо виконання першої частини умов в перерізі $x = 0$.

Скористаємося отриманим співвідношенням векторів коефіцієнтів. На використання другої складемо систему алгебраїчних рівнянь

$$\delta_{i,m} = \sum_{j=1}^{M-1} \cos(\mu_{m,1}(j-0.5)) \frac{2\beta_{m,2} \cos(\mu_{m,1}(i-0.5))}{(M+1)\beta_{m,1}} - \cos(\mu_{m,2}(i-0.5)),$$

$$\delta_{i,M} = 1,$$

$$\chi_i = -\frac{2P}{(M+1)^2 EFM} \sum_{m=1}^M \sum_{j=1}^{M-1} \frac{\cos(\mu_{m,1}(j-0.5))}{\beta_{m,1}} \cos(\mu_{m,1}(i-0.5)).$$

Значення вектора невідомих визначаємо з розв'язання системи лінійних рівнянь порядку M

$$B_m = \delta_{i,m}^{-1} \chi_i.$$

В отриманому векторі коефіцієнтів $\alpha_1 = B_M$. Максимальна сила навантаження тросу каната

$$p_{\max} = EF \sum_{m=1}^M A_m \beta_{m,1} \cos(\mu_{m,1}(M-0.5)) + \frac{Qg}{(M+1)} \leq [p],$$

де Q - маса вантажу та частини каната, розташованої нижче перерізу утворення ступені каната.

Максимальне дотичне напруження

$$\tau_{\max} = \frac{G}{h} \sum_{m=1}^M A_m \left(\cos(\mu_{m,1}(M - 0.5)) - \cos(\mu_{m,1}(M + 0.5)) \right) \leq [\tau].$$

Сформулюємо технічні вимоги до конструкції плоских рівномісних гумотросових канатів та норми їх відбраковування.

Загальна конструкція гумотросового каната ступінчастої побудови (парна кількість тросів, почергове розташування тросів протилежного напрямку закручування, конструкція тросів, матеріали покриття дроту, з якого виготовляють троси каната, діаметри тросів, крок їх розташування в канаті, гумові суміші, товщини обкладинок) має відповідати розробленому ряду конструктивних параметрів (табл. 4.1). Вищевказане зумовлено доцільністю уніфікації конструкцій канатів, технологій та обладнання для їх виготовлення. Канат та троси в ньому мають бути суцільними.

Кінці тросів каната, включно і кінці тросів в його ступенях, мають бути вкриті шаром гумової суміші з наступною їх вулканізацією. Товщина шару гуми не повинна відрізнятися від товщини обкладинки. Розміри утворених бортів каната в ступенях мають відповідати розмірам бортів, передбачених конструкцією базового каната.

Канат до барабану має бути приєднаним не менш ніж трьома планками притискання, рівномірно розташованими по колу барабана. Сила притискання має перевищувати добуток коефіцієнту тертя та максимальної вантажопідйомності машини. Планки можуть бути притиснуті болтами. Канат до корисного вантажу має бути приєднаний таким чином, щоб радіус згину каната не був меншим за тридцять діаметрів каната.

У випадку використання каната з відхиленнями напрямних стовбура від проектного стану, треба враховувати (зменшувати) допустиме навантаження зворотно пропорційно величині коефіцієнту концентрації напружень

$$K_{\max} = \frac{E F \Delta M}{P} \frac{(e^{\beta L} + e^{-\beta L}) \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) \beta}{(e^{\beta L} - e^{-\beta L} - 2 \beta L) W} + 1,$$

де M – кількість тросів в перерізі набігання рівномірного каната (зі змінною кількістю тросів) на барабан при зсуві посудини в напрямних на величину Δ .

У разі ушкодження тороса, що має номер Θ , допустиме навантаження має бути зменшене зворотно пропорційно більшому з нижче визначених двох коефіцієнтів

$$K_{\text{згн}, \Theta 1} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m l} - B_m e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 1,5));$$

$$K_{\text{згн}, \Theta 2} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m l} - B_m e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m (\Theta + 0,5)),$$

$$\text{де } U_0 = \frac{M K_{\text{згн}, \Theta}}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))^2 \frac{(1 + e^{2\beta_m(-l)})(1 + e^{2\beta_m(L-l)})}{e^{2\beta_m(-l)} + e^{2\beta_m(L-l)}}};$$

$$A_m = \frac{U_0 \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))}{M e^{\beta_m l} \left(1 - \frac{e^{\beta_m l} + e^{-\beta_m l}}{e^{\beta_m l} + e^{\beta_m(2L-l)}}\right)}; B_m = -A_m e^{2\beta_m l}.$$

Таблиця 4.1 Геометричні та механічні параметри ГТК-1

Умовні позначення каната	Розрахункова маса 1 м каната, кг	Число тросів, шт	Діаметр троса, мм	Розміри поперечного перерізу, мм				Розрахункове розривне зусилля, кН	
				Ширина В, мм	Товщина Н, мм	b ₁ , мм	h ₁ , мм	сталового каната в цілому P _{тв} , кН	ГТК в цілому P _к , кН
ГТК-1-0,5-30x10/4x3,1	0,5	4	3,1	30	10	3	3,45	6,78	25,76
ГТК-1-0,75-40x10/6x3,1	0,75	6	3,1	40	10	3	3,45	6,78	38,65
ГТК-1-1,0-52x10/8x3,1	1,0	8	3,1	52	10	3	3,45	6,78	51,53
ГТК-1-1,25-65x10/10x3,1	1,25	10	3,1	65	10	3	3,45	6,78	64,41
ГТК-1-0,5-30x10/2x4,2	0,5	2	4,2	30	10	5	2,9	15,68	29,79
ГТК-1-0,6-38,5x10/2x4,2	0,6	2	4,2	38,5	10	5	2,9	15,68	29,79
ГТК-1-0,75-41x10/4x4,2	0,75	4	4,2	41	10	5	2,9	15,68	59,58
ГТК-1-1,0-52x10/6x4,2	1,0	6	4,2	52	10	5	2,9	15,68	89,38
ГТК-1-1,25-72x10/6x4,2	1,25	6	4,2	72	10	5	2,9	15,68	89,38
ГТК-1-1,5-82x10/8x4,2	1,5	8	4,2	82	10	5	2,9	15,68	119,17
ГТК-1-1,75-93x10/10x4,2	1,75	10	4,2	93	10	5	2,9	15,68	148,96
ГТК-1-2,0-103x10/12x4,2	2,0	12	4,2	103	10	5	2,9	15,68	178,75
ГТК-1-3,4-94x18/6x8,25	3,4	6	8,25	94	18	10	4,875	50,96	290,47
ГТК-1-7,0-142x22/6x12,0	7,0	6	12,0	142	22	10	5	104,7	596,8
ГТК-1-8,4-190x22/6x12,0	8,4	6	12,0	190	22	10	5	104,7	596,8
ГТК-1-10,5-154x32,5/6x14	10,5	6	14,0	154	32,5	10	9,25	141,8	808,26
ГТК-1-15,0-228x28/10x14	15,0	10	14,0	228	28	10	7	141,8	1347,1
ГТК-1-15,5-228x30/10x14	15,5	10	14,0	228	30	10	8	141,8	1347,1
ГТК-1-16,0-228x31/10x14	16,0	10	14,0	228	31	10	8,5	141,8	1347,1
ГТК-1-16,8-228x34/10x14	16,8	10	14,0	228	34	10	10	141,8	1347,1
ГТК-1-20,0-250x34/10x16	20	10	16,0	250	34	10	9	181,2	1721,4

У разі наявності декількох розривів, треба перевірити можливість вважати, що взаємний вплив двох ближніх поміж собою розривів тросів, відсутній. Умова перевірки полягає в тому, що відстань поміж перерізами ушкоджень тросів має не бути меншою за величину $5\sqrt{\frac{h E F}{2G b}}$, або поміж ушкодженими тросами є сім неушкоджених. У разі невиконання умов відносно значень допустимих навантажень, канати мають бути відбракованими.

4.5.2 Безкінцевий канат

Тяговий орган елеватора – це безкінцевий канат (канати). Може бути плоским (плоскими). До складу приводів деяких машин входять передачі з гнучкими тяговими органами. Вони призначені для передачу руху поміж паралельними валами. Останні обладнані зірочками та шківками. Використовують ланцюгові та пасові передачі. Ланцюговий складний, але забезпечує кінематичний зв'язок руху валів. Одним зі шляхів спрощення конструкції – це заміни ланцюга на неперервний гнучкий орган з періодично розташованими елементами взаємодії із зірочкою. Тяговою основою такого паса, безкінцевого плоского каната елеватора може бути трос, якому надана форма гвинтової з кроком дещо більшим діаметр тросу. Радіус гвинтової забезпечує потрібну довжину паса, тягового органу елеватора. Трос гвинтової форми, запресований в оболонку з еластичного матеріалу, утворює тяговий орган.

При розробці методу розрахунку умовно розріжемо пас та сумістимо його з площиною. Початок осі розташуємо в перерізі кінця та початку троса. Отримаємо зразок гумотросового тягового органу з M тросів довжиною $2l$. Переміщення та навантаження визначаються залежностями

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{P}{M E F} x,$$

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) E F + \frac{P}{M}.$$

Умови сумісності деформування троса в перерізі його умовного розрізання.

$$u_i(x=l) = u_{i+1}(x=-l) \quad (1 \leq i < M),$$

$$p_i(x=l) = p_{i+1}(x=-l) \quad (1 \leq i < M).$$

Вони дозволяють скласти рівняння для $2(M-2)$ невідомих сталих. Умови навантаження кінців троса доповнюють систему рівнянь

$$A_{M-1} = -\frac{\Psi + \Omega}{2}, \quad B_{M-1} = \frac{\Omega - \Psi}{2},$$

$$\text{де } \Psi = \frac{\sum_{m=1}^{M-2} (A_m + B_m) \cos(\mu_m (M - 0,5))}{\cos(\mu_{M-1} (M - 0,5))};$$

$$\Omega = \frac{\frac{P}{M E F} + \sum_{m=1}^{M-2} (A_m - B_m) \beta_m \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right)}{\beta_{M-1} \cos(\mu_{M-1} (1 - 0,5))}.$$

Відомі сталі дозволяють формулювати умову міцності тросів та гумового прошарку.

4.5.3 Стрічка з отворами

Поєднання операцій – спосіб підвищення ефективності виробництва, Наприклад, транспортування конвеєром та часткове зневоднення продукту. В конвеєрній стрічці в такому випадку, мають бути утворені отвори. Нехай розміри отворів $l_2 \times s$. Зорієнтовані вздовж осі стрічки x . Початок осі сумістимо з межею

довільного ряду отворів. Тросам надамо номери від одиниці до $M+N$. Кількість тросів N обрана з умови $t=s/N$. Розглядати четверту частину повторювально фрагменту стрічки з отворами довжиною $l_1 + l_2$.

Відзначимо особливості навантаження виділеної частини стрічки. Симетричність виділеного елемента призведе до наступних особливостей його деформування. Перерізи в площинах симетрії, розташованих нормально до осі x , не викривляються. Переміщення тросів, розташованих симетрично границі отвору паралельній осі, рівні. Розтяг конструкції композитної побудови, армованої системою паралельних тросів, не призводить до появи дотичних напружень в еластичній оболонці. Не виникають дотичні напруження в еластичній оболонці вздовж елемента армування на ділянці, що межує з отвором. Відстань між отворами позначимо L .

Частині без отвору надамо номер 1. Номер 2 інший. Номери запишемо в індекси величин першої та другої частини. В межах кожної з частин поверхні її конструкція незмінна. На ділянці $x > 0$ кількість тросів $Z_1=M+N$. На ділянці $x < 0$ – $Z_2=M$. Врахуємо умови збереження плоских перерізів в площинах симетрії. Вирази переміщень та сил запишемо у формі

$$u_1(i, x) = \sum_{n=1}^{M+N-1} B_{1,n} \left(e^{-\beta_{1,n}x} - e^{\beta_{1,n}(x-2L)} \right) \frac{\cos(\mu_{1,n}(i-0.5))}{\beta_{1,n}} + \frac{P x}{(M+N) E F},$$

$$u_2(i, x) = \sum_{n=1}^{M-1} B_{2,n} \left(e^{-\beta_{2,n}x} - e^{\beta_{2,n}(x+2l)} \right) \frac{\cos(\mu_{2,n}(i-0.5))}{\beta_{2,n}} + \frac{P x}{M E F}.$$

$$p_1(i, x) = -E F \sum_{n=1}^{M+N-1} B_{1,n} \left(e^{-\beta_{1,n}x} + e^{\beta_{1,n}(x-2L)} \right) \cos(\mu_{1,n}(i-0.5)) + \frac{P}{(M+N)},$$

$$p_2(i, x) = -E F \sum_{n=1}^{M-1} B_{2,n} \left(e^{-\beta_{2,n}x} + e^{\beta_{2,n}(x+2l)} \right) \cos(\mu_{2,n}(i-0.5)) + \frac{P}{M}.$$

$$\text{де } \mu_{1,m} = \frac{\pi m}{M+N} \quad (1 \leq m < M+N); \quad \mu_{2,m} = \frac{\pi m}{M} \quad (1 \leq m < M);$$

$$\beta_{1,m} = \sqrt{\frac{2 G b k_G}{(t-d) E F} (1 - \cos \mu_{1,m})}; \quad \beta_{2,m} = \sqrt{\frac{2 G b k_G}{(t-d) E F} (1 - \cos \mu_{2,m})}.$$

Врахуємо умову рівності сил в тросах, що розташовані в обох частинах. Задамо сили навантаження тросів першої частини в переріз $x = 0$ рядом Фур'є

$$p_1(i, x=0) = \left(\frac{P}{M E F} - \sum_{n=1}^M B_{2,n} \left(1 + e^{2\beta_{2,n}l} \right) \right) \sum_{j=1}^M \cos(\mu_{2,n}(j-0.5)) \times \\ \times \sum_{m=1}^{M+N-1} \cos(\mu_{1,m}(j-0.5)) \cos(\mu_{1,m}(i-0.5)) \frac{2 E F}{M+N} + \frac{P}{M+N}.$$

Прирівняємо внутрішні сили навантаження тросів та їх переміщення в перерізі $x = 0$. Отримаємо систему рівнянь

$$- \sum_{m=1}^{M+N-1} B_{1,n} \left(1 + e^{-2\beta_{1,m}L} \right) \cos(\mu_{1,m}(i-0.5)) - \\ - \left(\frac{P}{M E F} - \sum_{n=1}^M B_{2,n} \left(1 + e^{2\beta_{2,n}l} \right) \right) \sum_{j=1}^M \cos(\mu_{2,n}(j-0.5)) \times \\ \times \sum_{m=1}^{M+N-1} \cos(\mu_{1,m}(j-0.5)) \cos(\mu_{1,m}(i-0.5)) \frac{2}{M+N} = 0, \\ \sum_{n=1}^{M+N-1} B_{1,n} \left(1 - e^{-2\beta_{1,n}L} \right) \frac{\cos(\mu_{1,n}(i-0.5))}{\beta_{1,n}} - \sum_{n=1}^{M-1} B_{2,n} \left(1 - e^{2\beta_{2,n}l} \right) \frac{\cos(\mu_{2,n}(i-0.5))}{\beta_{2,n}} = 0.$$

Розв'язок системи – вектори невідомих величин виразів розподілів сил та переміщень тросів.

4.6 Рекомендації із забезпечення стійкості положення плоского композитного тягово-транспортного органу на приводному барабані (шківі) підйомно-транспортної машини

Плоский канат (стріча) підйомно-транспортної машин взаємодіють з циліндричними шківками (барабанами). В цій взаємодії вони не обмежені в русі в напрямку паралельному осі шківка (барабана). В той же час, навіть безмежно малий

кут відхилення осі каната (стрічки) від прямого до твірної робочої поверхні шківів (барабана), призводить до зміщення осі тягово-транспортувального органу в напрямку паралельному осі шківів (барабана). Такий зсув відбувається поки буде мати місце відхилення усереднених кутів нахилу тросів каната (стрічки) від нормалей до твірної робочої поверхні шківів (барабана) в зоні його взаємодії з тросами. Такий механізм взаємодії плоского тягово-транспортувального органу та шківів (барабана) з опуклою робочою поверхнею використовується для самоцентрування першого відносно останнього. Методика визначення впливу форми твірної робочої поверхні шківів (барабана) на напружений стан плоского композитного тягово-транспортувального органу розглянута вище.

В процесі роботи елементи машини зношуються. Випадково змінюється форма робочої поверхні приводного шківів. Система втрачає можливість самоцентрування. Така втрата особливо небезпечна у випадку транспортування людей. Для гарантованого унеможливлення такого зсуву доцільно на шківі виконати кільцеві канавки, на канаті - виступи незмінного перерізу вздовж канату (рис. 4.4).

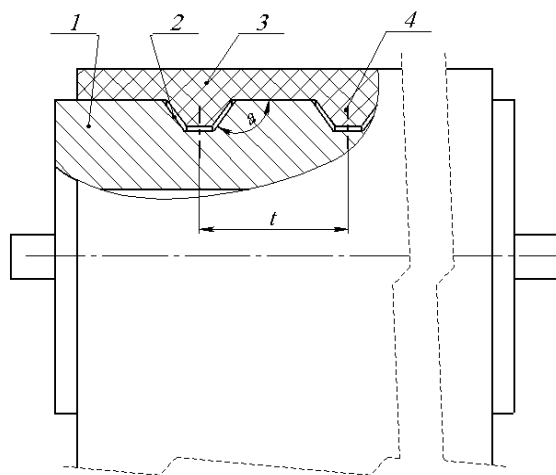


Рисунок 4.4 – Схема взаємодій каната з виступами та барабаном із западинами: 1 – шків з кільцевими канавками 2, плоский канат кінченої довжини 3 з поздовжніми виступами 4 незмінного поперечного перерізу спрямованими вздовж каната.

На приводному барабані поміж виступом каната та канавкою можуть виникати сили тертя. Ці сили змінюють напружений стан каната. В загальному випадку вони додаються до сил тертя поміж робочим органом підйомної машини та канатом. Співвідношення сил тертя поміж виступом та плоским канатом практично випадкове, бо залежить від ряду випадкових параметрів, таких як наприклад точність виготовлення канавок та виступів. З метою встановлення лише впливу сил тертя поміж виступом на канаті та канавкою на барабані будемо вважати, що сили тертя діють лише поміж вказаними елементами.

Сили тертя прикладені лише до виступу на канаті, сили тертя – розривна функція залежна від номера троса та від координати x . Наявність розривної функції ускладнює аналітичний розв’язок задачі. Врахуємо останнє. Розділимо загальну задачу на два етапи.

На першому етапі визначимо напружений стан каната, навантаженого силами прикладеними до тросів на ділянці безмежно малої довжини. На другому – виконаємо інтегрування переміщень, внутрішніх сил розтягу тросів на довжині ділянки навантаження L каната дотичною розподіленою силою.

Прикладення сил тертя не змінює форму каната, тому його деформування одновісне. Виходячи з вказаного розглянемо канат як прямолінійний. Будемо вважати, що до множини тросів K прикладені однакові сили тертя, сума цих сил дорівнює одиниці. Остання умова введена для зручності аналізу отриманих результатів оскільки знайдені сили, якими навантажені троси, будуть дорівнювати співвідношенню сил, що прикладені до троса та середніх навантажень на троси.

Нехай до довільних тросів множини K (k_1 та k_2) на відстані s від початку відліку координат прикладене розподілене навантаження, що дорівнює одиниці (рис. 4.5).

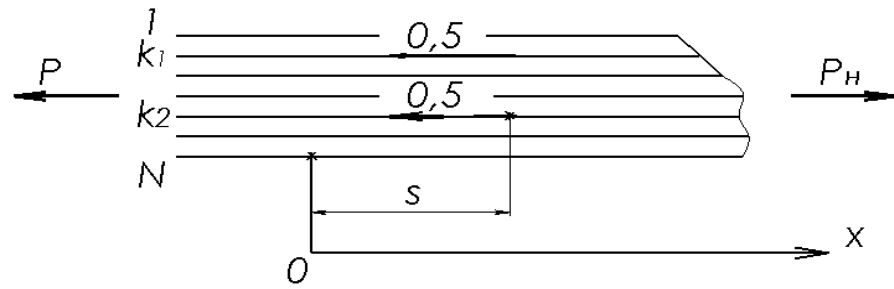


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема навантаження каната

Показники напружено-деформованого стану каната, стрічки у разі прикладення до тросів з номерами $k \in K$ в перерізі $x=s$ зосереджених сил T_k

$$u_i = \begin{cases} -2 \sum_{m=1}^{M-1} \frac{\sum_{k \in K} T_k \cos\left(\mu_m \left(k - \frac{1}{2}\right)\right) e^{\beta_m(x-s)} \cos\left(\mu_m \left(i - \frac{1}{2}\right)\right)}{E F M \beta_m} & x < s; \\ 2 \sum_{m=1}^{M-1} \frac{\sum_{k \in K} T_k \cos\left(\mu_m \left(k - \frac{1}{2}\right)\right) e^{-\beta_m(x-s)} \cos\left(\mu_m \left(i - \frac{1}{2}\right)\right)}{E F M \beta_m} + \frac{\sum_{k \in K} T_k (x-s)}{E F M} & x \geq s, \end{cases}$$

$$p_i = \begin{cases} -\frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \sum_{k \in K} T_k \cos\left(\mu_m \left(k - \frac{1}{2}\right)\right) e^{\beta_m(x-s)} \cos\left(\mu_m \left(i - \frac{1}{2}\right)\right) + \frac{\sum_{k \in K} T_k}{M} & x < s; \\ \frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \sum_{k \in K} T_k \cos\left(\mu_m \left(k - \frac{1}{2}\right)\right) e^{-\beta_m(x-s)} \cos\left(\mu_m \left(i - \frac{1}{2}\right)\right) + \frac{\sum_{k \in K} T_k}{M} & x \geq s. \end{cases}$$

Умови міцності

$$\frac{2 G}{E F M h} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k \in K} T_k \cos\left(\mu_m \left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \beta_m^{-1} \left(\cos\left(\mu_m \left(k - \frac{1}{2}\right)\right) - \cos\left(\mu_m \left(k \pm 1 - \frac{1}{2}\right)\right) \right) \leq [\tau],$$

$$\frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \sum_{k \in K} T_k \left(\cos^2\left(\mu_m \left(k - \frac{1}{2}\right)\right) + \frac{1}{2} \right) \leq [p].$$

У разі навантаження окремого троса за номером k розподіленою на ділянці

довжиною L дотичною силою інтенсивністю $T(x)$ показники напруженого стану досягають екстремальних значень

$$\frac{2G}{E F M h} \sum_{m=1}^M \left[\int_x^L T(x) e^{-\beta_m s} ds \beta_m^{-1} \cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \times \right. \\ \left. \times \left(\cos\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) - \cos\left(\mu_m\left(k \pm 1 - \frac{1}{2}\right)\right) \right) \right] \leq [\tau],$$

$$\frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \int_0^L T(x) e^{\beta_m(x-s)} ds \cos^2\left(\mu_m\left(k - \frac{1}{2}\right)\right) \leq [p].$$

У разі навантаження різних тросів різними розподіленими навантаженнями екстремальні значення показників напруженого стану мають визначатися як сума показників.

4.7 Висновки за розділом 4

1. Розроблено наступні методики аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, зумовлених технічними рішеннями, прийнятими в процесі проектування та набутих в процесі експлуатації підйомно-транспортної машини нового типу:

- зменшення впливу розриву троса на тягову спроможність, включно і для часткового її відновлення;
- в перерізі зміни кількості тросів в канаті ступінчастої конструкції;
- паса кільцевої замкненої форми передачі з кінематичним зв'язком;
- стрічки для просіювання або часткового зневоднення сипких матеріалів, стрічки з подовжнім розривом;
- урахування відхиленням посудини від проектного положення;
- урахування відхилення форми робочої поверхні барабана (шківа) від циліндра;

- сумісного впливу характеру приєднання до елементів машини, нециліндричного барабану, повороту його осі, приєднаної посудини та розриву довільного троса в довільному перерізі.

2. Розроблено рекомендації із забезпечення стійкості положення плоского композитного тягового органа на приводному барабані (шківі) підйомно-транспортної машини.

РОЗДІЛ 5 РОЗРОБКА УЗАГАЛЬНЕНИХ МОДЕЛЕЙ ТА ПОБУДОВА РІШЕНЬ ДЛЯ ВИПАДКІВ СУМІСНОГО ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА НАБУТИХ В ПРОЦЕСІ ВИКОРИСТАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДЙОМНО- ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ

5.1 Побудова моделі

Розриви тягової основи робочого органу підйомно-транспортної машини, розподіли навантажень в ньому сумісно впливають на його тягову спроможність та, відповідно, на його надійність та безпеку експлуатації підйомно-транспортної системи в цілому. Сумісну дію цих чинників в межах лінійної постановки задачі врахуємо складанням двох напружено-деформованих станів тягової основи робочого органу довжиною L . Першим приймаємо сумарний лінійно незалежний вплив розглянутих вище станів, зумовлених конструкцією машини, зміною форми, розташування її складових в процесі експлуатації. Другим приймемо стан, який не змінює граничні умови за яких визначали перший, та враховує зменшення сили розтягу ушкодженого I -того тросу до нуля в перерізі його розриву $x = l$.

Розрив троса змінює конструкцію і не може входити до складу математичної моделі тягово-транспортувального органу. Врахуємо останнє. Перерізом $x = l$ розділимо осатаній на дві частини. Врахуємо відсутність зовнішнього навантаження. Вирази переміщень та розподілу сил визначені з умов рівноваги запишемо в наступних формах

$$u_{i,\rho} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_{m,\rho} e^{\beta_m x} + B_{m,\rho} e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i - 0.5)) + b_\rho, \quad (5.1)$$

$$p_{i,\rho} = EF \sum_{m=1}^{M-1} (A_{m,\rho} e^{\beta_m x} - B_{m,\rho} e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0.5)), \quad (5.2)$$

де ρ ($\rho=1,2$) – номер частини тягового органу.

Прийmemo, що до моменту ушкодження I -того тросу сила що ним сприймалася в перерізі ушкодження дорівнювала одиниці. В перерізі ($x = l$) мають виконуватися умови на їх сумісній границі

$$p_{i,1} - p_{i,2} = 0 \wedge p_{i,I} = -1, \quad (5.3)$$

$$u_{i,1} = u_{i,2} = U_0 \begin{cases} 0 & i \neq I \\ 1 & i = I \end{cases}. \quad (5.4)$$

З умови першої частини (5.3) маємо наступні співвідношення поміж невідомими коефіцієнтами

$$A_{m,1} - A_{m,2} = (B_{m,1} - B_{m,2})e^{-2\beta_m l}. \quad (5.5)$$

З умови (5.4) маємо

$$A_{m,1} - A_{m,2} = \frac{2}{Me^{\beta_m l}} U_0 \cos(\mu_m (I - 0.5)) - (B_{m,1} + B_{m,2})e^{-2\beta_m l}. \quad (5.6)$$

З сумісного рішення (5.5) та (5.6) визначимо невідомі значення коефіцієнтів у сумах виразів внутрішніх сил та переміщень тросів

$$B_{m,1} = \frac{e^{\beta_m l}}{M} U_0 \cos(\mu_m (I - 0.5)). \quad (5.7)$$

Умови навантаження кінців тягового органу в перерізах ($x = 0$) та ($x = L$) можуть бути різними. Розглянемо випадки коли для кінців каната в першому стані задані переміщення тросів або сил їх навантаження. Для позначення величин, що враховують вказані умови, додамо індекси p та u . Першим позначимо величини, що відповідають задачі умов навантаження краю каната. Другими – умовам заданих переміщень. Складові $B_{m,1}$ та $B_{m,2}$ будемо вважати відомими.

В першому випадку прийемо для другого стану умову відсутності силового впливу на кінці частин. В такому випадку маємо наступні співвідношення

$$A_{m,1,p} = B_{m,1}, \quad (5.8)$$

$$A_{m,2,p} = B_{m,2}e^{-2\beta_m L}. \quad (5.9)$$

В другому випадку – умова відсутності переміщень тросів призводить до таких співвідношень

$$A_{m,1,u} = -B_{m,1,u}, \quad (5.10)$$

$$A_{m,2,u} = -B_{m,2,u}e^{-2\beta_m L}. \quad (5.11)$$

Вирази (5.1) - (5.10) становлять собою математичну модель напружено-деформованого стану гумотросового плоского тягово-транспортного органу з вільними від зовнішніх впливів кінцями ($x = 0$) та ($x = L$).

5.2 Побудова рішення моделі

Підставимо значення невідомих коефіцієнтів у вираз сил (5.2) та врахуємо другу складову граничної умови (5.3), знайдемо значення зазору що утворюється під дією одиничної сили на кінці тросу з розривом неперервності

$$U_0 = \frac{-M}{EF \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(I-0.5))(\pm e^{2\beta_m L} - 1)\beta_m \cos(\mu_m(I-0.5))}, \quad (5.12)$$

де - знак $\pm$ перед експонентою враховує характер обмеження сил впливу на першу частину канату в перерізі $x = 0$, знак «+» - відповідає прийняттю умови (5.7), а знак «-» прийняттю умови (5.9).

Разом зі значенням зазору маємо значення різниці переміщень частин тягового органу

$$b_1 - b_2 = \frac{U_0}{M}. \quad (5.13)$$

Прийmemo що перша частина нерухома, маємо

$$b_2 = -\frac{U_0}{M}. \quad (5.14)$$

Вирази (5.5) та (5.9) приводять до M співвідношень, які дозволяють знайти решту невідомих сталих, відповідно, визначити розподіл сил та переміщень в другому стані, що разом з першим має враховувати розрив суцільності троса.

$$A_{m,2} = (B_{m,2} - B_{m,1})e^{-2\beta_m l} + B_{m,1}, \quad (5.15)$$

$$A_{m,2} = \pm B_{m,2}e^{-2\beta_m L}. \quad (5.16)$$

5.3 Умови міцності тягового органу

Скористаємося результатами рішення моделі (5.12) - (5.16), врахуємо значення сил навантаження ушкодженого в процесі експлуатації троса до його руйнування з умовного, вище визначеного, першого стану. Сформулюємо умови міцності для першої та другої ділянки ($0 \leq x \leq l$) та ($l < x \leq L$)

$$p_{i,1} = EF \sum_{m=1}^{M-1} B_m \frac{e^{-\beta_m l} + e^{\beta_m(l-2L)}}{e^{\beta_m l} + e^{-\beta_m l}} (e^{\beta_m x} + e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m(i-0.5)) \leq [p],$$

$$\tau_{i,1} = \frac{G}{h} \sum_{m=1}^{M-1} B_m \frac{e^{-\beta_m l} + e^{\beta_m(l-2L)}}{e^{\beta_m l} + e^{-\beta_m l}} (e^{\beta_m l} - e^{-\beta_m l}) (\cos(\mu_m(i-0.5)) - \cos(\mu_m(i+0.5))) \leq [\tau],$$

$$p_{i,2} = -EF \sum_{m=1}^{M-1} B_m (e^{-\beta_m x} + e^{\beta_m(x-2L)}) \beta_m \cos(\mu_m(i-0.5)) \leq [p],$$

$$\tau_{i,2} = \frac{G}{h} \sum_{m=1}^{M-1} B_m (e^{-\beta_m l} - e^{\beta_m(l-2L)}) (\cos(\mu_m(i-0.5)) - \cos(\mu_m(i+0.5))) \leq [\tau],$$

$$\text{де } B_m = \frac{2U_0 \cos(\mu_m(I-0.5))}{M \left((e^{-\beta_m l} + e^{\beta_m(l-2L)}) \left(\frac{e^{\beta_m l} - e^{-\beta_m l}}{e^{\beta_m l} + e^{-\beta_m l}} \right) - (e^{-\beta_m l} - e^{\beta_m(l-2L)}) \right)}; U_0 - \text{зазор що}$$

утворився поміж кінцями троса внаслідок його розриву;

$$U_0 = \frac{P_I M}{2EF \sum_{m=1}^{M-1} \cos^2(\mu_m(I-0.5)) (th(\beta_m(l-L)) - th(\beta_m l))^{-1} \beta_m}; P_I - \text{зусилля}$$

навантаження троса в перерізі $x = l$ до його руйнування.

5.4 Розробка локальних математичних моделей та рішень для дослідження механічних процесів з урахуванням природних змін механічних властивостей гнучкого композитного тягового органа

5.4.1 Побудова моделі

В загальному випадку деформації твердих тіл не пропорційні силам, що на них діють. Зростання відносних деформацій випереджає зростання напружень. Не винятком є і троси гумотросового каната (стрічки). Більш того виготовлення тросів пов'язано зі скручування троса з окремих стренг. В свою чергу, стренги скручені з дротів. Наслідком такої технології витягнення тросів є пластичне видовження тросів на початкових стадіях його експлуатації. Залишкові деформації тросів близькі поміж собою, тому що близькі сили що на троси діють. Близькість деформацій (видовження каната) не впливає на перерозподіл сил. На

нього більше впливають інші чинники, наприклад, відомі залишкові деформації конвеєрних гумотросових стрічок, знятих з конвеєра.

Визначимо вплив нелінійності деформування тросів на його напружено-деформований стан на прикладі гумотросового каната з ушкодженим тросом. Будемо вважати що напружено-деформований стан гумотросового тягово-транспортного органу в межах лінійного закону деформування нам відомий. До нього додамо напружений стан гумотросового тягово-транспортного органу, викликаний лише відмінними відносними деформаціями тросів, навантажених силами що призвели до нелінійного їх деформування.

Розглянемо половину безмежно довгого гумотросового тягово-транспортного органу з ушкодженим I -тим тросом в перерізі $x = 0$. Цілі троси, внаслідок пориву в перерізі $x = 0$ не переміщуються. В цьому перерізі поміж кінцями ушкодженого троса утворюється зазор невідомого розміру $2MU_0$. До ушкодженого, як і до інших тросів зовнішні сили не прикладені. Розглянемо гумотросовий тягово-транспортний орган на інтервалі $0 \leq x < \infty$.

Складемо граничні умови

Коли $x = 0$,

$$u_i = U_0 M \begin{cases} 0 & i \neq I \\ 1 & i = I \end{cases} \quad (5.17)$$

Коли $x = 0$,

$$p_{Ii} = 0. \quad (5.18)$$

Якщо $x \rightarrow \infty$

$$u_{i-1} = u_i. \quad (5.19)$$

Як і вище, врахуємо отримані з умови рівноваги та лінійності деформування складових каната (стрічки), вирази переміщень та внутрішніх сил (5.1), (5.2) запишемо в наступних формах

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \delta, \quad (5.20)$$

$$p_i = -E F \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)). \quad (5.21)$$

Граничну умову (5.17) запишемо як ряд Фур'є, врахувавши що вираз передбачає складання величин помножених на косинуси

$$u_s = U_0 \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m (I - 0,5)) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{U_0}{2}. \quad (5.22)$$

Порівняємо (5.22) та (5.20) в перерізі $x = 0$. Сформулюємо (5.20) та (5.21) з меншою кількістю невідомих сталих

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} (B_m (e^{-\beta_m x} - e^{\beta_m x}) + U_0 \cos(\mu_m (I - 0,5)) e^{\beta_m x}) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{U_0}{2}, \quad (5.23)$$

$$p_i = E F \sum_{m=1}^{M-1} (-B_m (e^{-\beta_m x} + e^{\beta_m x}) + U_0 \cos(\mu_m (I - 0,5)) e^{\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)). \quad (5.24)$$

З умови (5.18) знайдемо значення невідомої величини, що характеризує переміщення ушкодженого троса в перерізі $x = 0$

$$U_0 = \frac{2 \sum_{m=1}^{M-1} B_m \beta_m \cos(\mu_m (I - 0,5))}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos^2(\mu_m (I - 0,5))}. \quad (5.25)$$

Отримані форми виразів переміщень та сил навантаження тросів не враховують нелінійний закон деформування останніх.

Об'єктивно, як показано вище більше навантажені троси, суміжні з ушкодженим на обмеженій довжині. Введемо січну площину $x = l$. Розріжемо нею

гумотросовий тягово-транспортувальний орган на дві частини. Частинам надамо номери 1, 2. Січну площину проведемо таким чином, що лише в першій частині є троси, навантаження яких в лінійній постановці не менше за навантаження, що призводить до нелінійного їх деформування $K_{кр}$.

Нелінійне деформування тросів відбувається за рахунок зростання їх деформацій без збільшення сил, що на них діють. Прийнемо модуль жорсткості троса на розтяг кусочно лінійним. Точка зламу модуля пружності відповідає точці навантаження троса силою $K_{кр}$. На підставі вказаного, доповнимо вираз переміщень (5.23) додатковою складовою. Врахуємо номер частини в позначеннях величин, що до неї відносяться

$$u_{i,1} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(B_{m,1} (e^{-\beta_m x} - e^{\beta_m x}) + U_0 \cos(\mu_m (I - 0,5)) e^{\beta_m x} + k_m x \right) \times \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{U_0}{2} + k_0 x, \quad (5.26)$$

$$\text{де } k_m = \frac{2 \eta}{M E F} \sum_{j=1}^M \begin{cases} \int_0^l p_1(j, l) & (p_1(j, l) \leq K_{кр}) \\ 0 & (p_1(j, l) < K_{кр}) \end{cases} \cos(\mu_m (j - 0,5)); \eta - \text{коефіцієнт, що}$$

враховує відмінність кута нахилу модуля пружності від лінійного E .

Вирази (5.17) - (5.26) становлять математичну модель нелінійного деформування каната (стрічки) з більш навантаженими тросами, суміжними з ушкодженим в довільному перерізі.

5.4.2 Побудова рішення моделі

Скористаємося тим, що вираз розподілу сил (5.24) першої частини залишається незмінним, оскільки ми враховуємо вплив лише додаткові, враховані окремо переміщення тросів, викликаних їх нелінійним деформуванням.

Переміщення та внутрішні сили навантаження тросів другої частини запишемо (5.19) в наступній формі

$$u_{i,2} = \sum_{m=1}^{M-1} B_{m,2} e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m (i-0,5)), \quad (5.27)$$

$$p_{i,2} = -E F \sum_{m=1}^{M-1} B_{m,2} e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m (i-0,5)). \quad (5.28)$$

На границі частин $x = l$ мають виконуватися умови сумісності та нерозривності деформацій

$$p_{i,1} = p_{i,2}, \quad (5.29)$$

$$u_{i,1} = u_{i,2}. \quad (5.30)$$

З умови рівності сил навантаження тросів (5.29) в перерізі $x = l$, з урахуванням виразу (5.25) знайдемо співвідношення невідомих сталих

$$B_{m,2} = B_{m,1} (1 + e^{2\beta_m l}) - \frac{2 \sum_{n=1}^{M-1} B_{n,1} \beta_n \cos(\mu_n (I-0,5))}{\sum_{n=1}^{M-1} \beta_n \cos^2(\mu_n (I-0,5))} \cos(\mu_m (I-0,5)) e^{2\beta_m l}. \quad (5.31)$$

Скористаємося умовою рівності переміщень (5.30). Складемо систему алгебраїчних рівнянь нерозривності (рівності переміщень) тросів обох частин. Порядок системи $M-1$. Розв'язком системи є вектор невідомих сталих $B_{m,1}$. Розв'язок задачі вимагає вибору довжини першої частини каната l методом наступних наближень. В першому наближенні

$$u_{i,2} = \sum_{m=1}^{M-1} B_{m,2} e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m (i - 0,5)),$$

$$p_{i,2} = -E F \sum_{m=1}^{M-1} B_{m,2} e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)).$$

Розподіли переміщень та сил навантаження тросів мають відповідати прийнятому закону. У разі відмінності, у другому циклі уточнень, вони мають бути прийняті за початкові, що уточнюються за рахунок додавання стану, в якому має місце відмінне лінійне подовження на окремій частині каната. Такі дії мають повторюватися до досягнення бажаного результату та відповідають методу Зейделя.

5.4.3 Умови міцності

Відомі переміщення дозволяють визначати екстремальні дотичні напруження в еластичній оболонці в перерізах $x = 0$ та $x = l$ в прошарках еластичного матеріалу, суміжних з ушкодженим тросом та сформулювати умови міцності

$$U_0 \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m (I - 0,5)) (\cos(\mu_m (I - 0,5)) - \cos(\mu_m (I \pm 1 - 0,5))) \leq [\tau],$$

$$\sum_{m=1}^{M-1} B_{m,1} (e^{-\beta_m l} - e^{\beta_m l}) + U_0 \cos(\mu_m (I - 0,5)) e^{\beta_m l} (\cos(\mu_m (I - 0,5)) - \cos(\mu_m (I \pm 1 - 0,5))) \leq [\tau].$$

Можливість урахування нелінійності деформування тросів підвищує рівень безпеки використання гумотросових канатів на підйомних машинах. Разом з тим незалежно від урахування характеру деформування каната стан його тросової основи має контролюватися.

5.5 Висновки за розділом 5

1. Розроблено локальні математичні моделі та побудовано рішення для дослідження механічних процесів з урахуванням природних змін механічних властивостей гнучкого композитного тягового органа.

2. Розроблено узагальнені моделі та побудовано рішення для випадків сумісного впливу конструктивних та набутих в процесі використання параметрів підйомно-транспортної системи на напружено-деформований стан гнучкого композитного тягового органа з урахуванням нелінійного деформування каната (стрічки) з більш навантаженими тросами, суміжними з ушкодженням в довільному перерізі.

3. Встановлено вплив нелінійності деформування тросів на напружено-деформований стан гумотросового каната з ушкодженням тросом. Сформульовано умови міцності каната. Показано, що урахування нелінійності деформування тросів при визначенні напружено-деформованого стану канатів підвищує рівень безпеки їх використання на підйомних машинах.

РОЗДІЛ 6 РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ РОБОТИ ПІДЙОМНИХ КОМПЛЕКСІВ З ГНУЧКИМИ КОМПОЗИТНИМИ ТЯГОВИМИ ОРГАНАМИ

6.1 Раціональна схема багатоприводного підйому для глибокого кар'єру Кривбасу

На практиці композитні тягові органи ШПУ можуть мати два типи виконання: 1 – у вигляді гумового сталевих каната (пакета з кількох канатів); 2 – у вигляді плоскої гумової стрічки, армованої поздовжньому напрямку пакетом з декількох тонких сталевих канатів. У першому випадку для транспортування важких підйомних посудин необхідно використовувати багатоканатну схему підйому, аналогічну до традиційної системи Кебе з провідним шківом тертя. У другому випадку використовується одна або декілька гумотросових стрічок зі шківом тертя або барабаном навивки на підйомній машині з підвішеними на них підйомними посудинами, що пересуваються провідниками армування стовбура або похилим рейкам. Критерії оцінки безпеки роботи підйомних установок для цих двох схем будуть визначатися відмінностями у характерних для них основних фізико-механічних процесах, їх робочих та аварійних режимах, швидкостях руху, геометричних та інерційних параметрах.

Навіть при використанні традиційних компоновочних схем у підйомних установках з ГТК, процесом, що найбільш впливає на динаміку ШПУ, є те, що ГТК має значно більшу дисипацію енергії при поздовжніх і поперечних коливаннях, який формує математичні моделі зв'язку між зусиллями і деформаціями, відмінні від класично прийнятих для сталевих канатів. Особливо це проявляється при похилому підйомі, якщо ГТК ковзає по системі роликкоопор або суцільної поверхні похилу траси підйому. Це визначає характер залежності зусилля від поздовжнього переміщення $P = f(W)$.

Для синтезу схеми похилої підйомної установки приймемо у першому наближенні такі системи та параметри. Проєктуємо тяговий орган ГТК на основі

троса діаметром $d = 10\text{мм}$ (маркувальна група 1670 (170) Н/мм²) (рис. 6.1).

Обчислимо розривне зусилля всіх тросів ГТК: $67700\text{Н} \cdot 52 = 3520400\text{Н}$.

Обчислимо силу, що скочує навантаженого скіпа при верхньому положенні на трасі

$$(450000 + 450000) \cdot \sin 65^\circ = 900000 \cdot 0,906 = 815400 \text{ Н}.$$

Обчислимо параметри ГТК з урахуванням дотримання запасу міцності каната, що дорівнює 4 і коефіцієнтом запасу по нековженню в умові Ейлера, що дорівнює 1,2. Попередньо приймаємо канат із числом тросів $N_{\text{тр}} = 52$ троси. Приймаємо мінімальний крок укладання тросів у канаті $t = 1,2d$. Тоді мінімальна ширина стрічки $B = N_{\text{тр}} \cdot t = 52 \cdot 10 \cdot 1,2 = 624\text{мм}$. З урахуванням відстані E від центру крайнього троса до борту каната $t = 2 \cdot 1,2d = 2 \cdot 1,2 \cdot 10 = 24\text{мм}$, попередньо приймаємо $B = 624\text{мм}$. Товщини обкладок $h_1 = h_2 = 0,5 \cdot d = 5\text{мм}$. Геометричні параметри каната: товщина $H = h_1 + h_2 + d = 5 + 5 + 10 = 20\text{мм}$, ширина стрічки: $B = 624\text{мм}$, довжина стрічки: $L = 300 / \sin 65^\circ = 331\text{мм}$.

Площа поперечного перерізу стрічки

$$S = H \cdot B = 20\text{мм} \cdot 624\text{мм} = 12480 \text{ мм}^2.$$

Об'єм ГТК

$$V = S \cdot L = 0,01248 \text{ м} \cdot 331 \text{ м} = 4,13 \text{ м}^3.$$

Об'єм порожнеч від тросів у матриці

$$V_{\text{тр}} = 52 \cdot 331 \cdot 0,001^2 \cdot 3,1415 / 4 = 0,01352 \text{ м}^3.$$

Маса тросів у ГТК

$$M_{\text{тр}} = 435/1000 \cdot 331 \cdot 52 = 7487,22 \text{ кг}.$$

Чистий обсяг гуми в ГТК

$$V_{\text{г}} = V - V_{\text{тр}} = 4,13 - 0,01352 = 4,12 \text{ м}^3.$$

Щільність гуми в ГТК кар'єрної установки – 1200 кг/м³.

Маса гумової матриці

$$M_{\text{рез}} = 1200 \cdot V_{\text{г}} = 4,12 \text{ м}^3 \cdot 1200 \text{ кг/м}^3 = 4944 \text{ кг}.$$

Маса ГТК

$$M_{\text{гтк}} = M_{\text{тр}} + M_{\text{рез}} = 7487,22 \text{ кг} + 4944 \text{ кг} = 12431,22 \text{ кг}$$

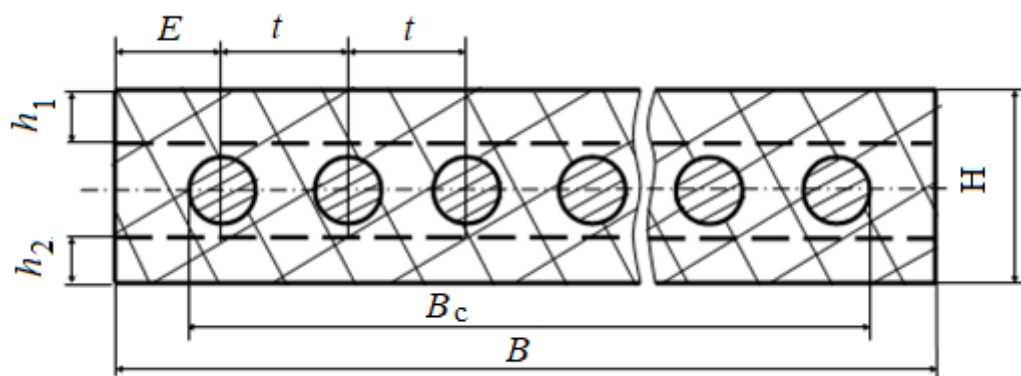


Рисунок 6.1 – Схема поперечного перерізу ГТК

Тип похилого підйому – двоскіповий.

Глибина кар'єру – 300 м.

Кут нахилу до горизонту траси кар'єрної установки – 65°.

Довжина похилої траси – 331 м.

Максимальна швидкість роботи похилої установки – 10 м/с.

Маса корисного вантажу $Q_{gr} - 45$ т.

Маса скіпу $Q_{sk} - 45$ т.

Тип канатоведучого органу – шків тертя.

Кількість шківів тертя похилої установки – 1.

Футерування ведучого шківів – опуклого перерізу в середині шківів.

Футерування напрямних шківів – опуклого поперечного перерізу.

Тип головного каната – гумотросовий канат.

Електропривод – постійного струму.

Гальмо – колодкового/дискового типу.

Армування вертикального ствола – металеве, малорозпірне.

Основа траси похилого підйому – рейкошпальні грати.

Розривне зусилля одного троса загалом $F_{raz1} - 67700$ Н.

Діаметр сталевих тросів в ГТК – 10 мм.

Маса одного метра троса в ГТК – 0,435 кг/м.

Число тросів по ГОСТ 3066-80 в ГТК – 52.

Кут обхвату ведучого шківів – 180° .

Коефіцієнт тертя РТК по футеровці шківів не менше – 0,3.

Коефіцієнт граничної тягової здатності шківів $\exp(180^\circ \cdot 0.3) = 2,2$.

Коефіцієнт запасу з нековзання за умови Ейлера $N_{sk} = 1,2$.

Запас міцності каната $N_{pr} = 4$.

Виконаємо попередній розрахунок запасів міцності ГТК кар'єрної підйомної установки на підставі наведених вище параметрів.

Фактичний запас міцності ГТК на похилій трасі n

$$n = \frac{F_{raz}}{F_{sk}} = \frac{3520400}{815400} = 4,32 > 4.$$

Виконаємо попередній розрахунок запасів міцності ГТК кар'єрної підйомної установки на підставі наведених вище параметрів.

Фактичний запас по нековзання ГТК по шківу на похилій трасі

$$\exp(3,1415 \cdot 0,3)/1,2 = 2,053$$

$$\frac{Q_{sk} + Q_{qr} + M_{rtk} \cdot g}{Q_{sk}} = \frac{450000 + 450000 + 124312,2}{815400} = 1,3 < 2,053$$

Наведені розрахунки показують, що кар'єрна підйомна установка з одним шківом тертя, кутом нахилу 65^0 , масами скіпів і вантажу по 45 т, коефіцієнтом тертя ГТК по футеровці 0,3 задовольняє умовам нековзання по Ейлеру на шківі.

6.2 Контроль розривів тросів каната

Конструкція гумотросового плоского каната унеможливорює прямий візуальний контроль цілісності тросів – складових, що забезпечують його тягову спроможність. Разом з тим стан каната суттєво впливає на надійність та безпеку експлуатації підйомної машини протягом її життєвого циклу. Неперервний, автоматичний контроль стану каната дозволяє розв'язати таку задачу. Таким контролем може бути контроль зміни внутрішнього електричного опору каната внаслідок розриву суцільності троса як одного з паралельно розташованих дискретних провідників струму, з'єднаних розподіленим провідником з високим електричним опором – еластичною оболонкою каната. Визначення зміни можливо шляхом співставлення електричних опорів до розриву та після нього. Перший стан залежить лише від електротехнічних параметрів складових каната та схеми подання потенціалів. Другий залежить від усіх вказаних чинників та випадкового розташування перерізу каната з розривом випадкового троса. Для співставлення внутрішніх опорів для таких умов розглянемо їх окремо. При цьому врахуємо технічні можливості зняття сигналів з одного краю каната або з обох. Можливість електричного закорочування тросів кінця протилежного кінцю зняття сигналу.

6.2.1 Розподіл потенціалів в канаті без ушкоджень

В загальному випадку гумотросові канати мають різні геометричні та конструктивні параметри. Нехай канат довжиною L має M тросів. На кінці тросів подана різниця потенціалів U (рис. 6.2).

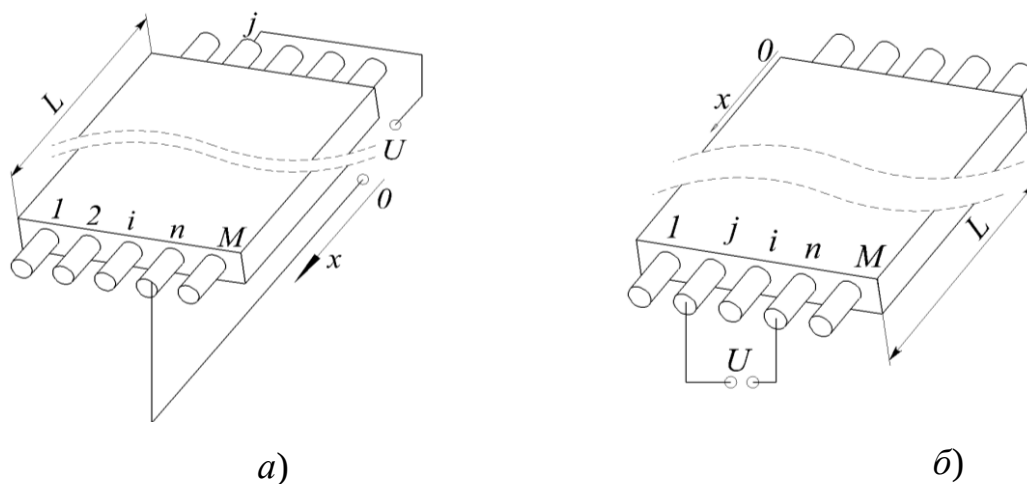


Рисунок 6.2 – Схеми підведення різниці потенціалів до тросів каната:

а) протилежних кінців, б) одного кінця каната

Розглянемо окремо ці два випадки окремо. Розподіли потенціалів та струмів визначається структурно подібними залежностями переміщень та внутрішніх сил навантаження тросів тому, що лінійні закони Гука та Ома структурно подібні

$$U_i = \sum_{m=1}^M \left(A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i - 0.5)) + ax, \quad (6.1)$$

де A_m , B_m , a - сталі інтегрування; $\beta_m = \sqrt{2rq(1 - \cos(\mu))}$.

Залежність (6.1) та закон Ома дозволяють визначити значення струму в тросах

$$I_i = \frac{1}{r} \sum_{m=1}^M \left(A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0.5)) + a.$$

Переріз одного краю каната сумістимо із початком осі x . Величину струму, що проходить канатом при контролі його стану, прийнемо рівною одиниці. Розподіли струмів поміж тросам кінців каната задамо рядами Фур'є для випадку подання різниці потенціалів на троси з номерами n та j .

Для випадку підведення різниці електричних потенціалів до протилежних країв каната

$$B_m = \frac{2r}{\beta_m M} \left(\frac{\cos(\mu_m(j-0,5)) - \cos(\mu_m(n-0,5))e^{\beta_m L}}{e^{\beta_m L} - e^{-\beta_m L}} \right),$$

$$a = \frac{r}{M}, \quad A_m = \frac{2r}{M\beta_m} \cos(\mu_m(n-0,5)) + B_m.$$

У випадку подання різниці потенціалі до тросів одного краю каната невідомі коефіцієнти

$$B_m = \frac{2r}{M\beta_m} \frac{\cos(\mu_m(n-0,5)) - \cos(\mu_m(j-0,5))}{e^{\beta_m L} - e^{-\beta_m L}},$$

$$A_m = B_m,$$

$$a = 0.$$

Визначимо значення напружень та струмів з урахуванням знайдених коефіцієнтів для обох випадків підведення різниці потенціалів. Для випадку підведення подання різниці потенціалів до протилежних країв каната

$$U_i = \frac{2r}{M} \sum_{m=1}^M \left(\left(\left(\cos(\mu_m(n-0,5)) + \frac{\cos(\mu_m(j-0,5)) - \cos(\mu_m(n-0,5))e^{\beta_m L}}{e^{\beta_m L} - e^{-\beta_m L}} \right) e^{\beta_m x} + \left(\frac{\cos(\mu_m(j-0,5)) - \cos(\mu_m(n-0,5))e^{\beta_m L}}{e^{\beta_m L} - e^{-\beta_m L}} \right) e^{-\beta_m x} \right) \times \frac{\cos(\mu_m(i-0,5))}{\beta_m} \right) + \frac{r}{M} x, \quad (6.2)$$

$$I_i = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^M \left(\left(\left(\cos(\mu_m(n-0,5)) + \frac{\cos(\mu_m(j-0,5)) - \cos(\mu_m(n-0,5))e^{\beta_m L}}{e^{\beta_m L} - e^{-\beta_m L}} \right) e^{\beta_m x} - \left(\frac{\cos(\mu_m(j-0,5)) - \cos(\mu_m(n-0,5))e^{\beta_m L}}{e^{\beta_m L} - e^{-\beta_m L}} \right) e^{-\beta_m x} \right) \times \cos(\mu_m(i-0,5)) \right) + \frac{1}{M}. \quad (6.3)$$

Для випадку підведення різниці потенціалів до одного краю каната

$$U_i = \frac{2r}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \left(\left(\cos(\mu_m(n-0,5)) - \cos(\mu_m(j-0,5)) \right) \times \frac{e^{\beta_m x} + e^{-\beta_m x}}{\beta_m (e^{\beta_m L} - e^{-\beta_m L})} \cos(\mu_m(i-0,5)) \right), \quad (6.4)$$

$$I_i = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \left(\left(\cos(\mu_m(n-0,5)) - \cos(\mu_m(j-0,5)) \right) \times \left(\frac{e^{\beta_m x} - e^{-\beta_m x}}{e^{\beta_m L} - e^{-\beta_m L}} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) \right). \quad (6.5)$$

Підведення різниці потенціалів до тросів одного краю каната (рис. 6.6, б) не виключає можливість електричного з'єднання (закорочування) тросів протилежного краю канатів. За таких умов

$$B_m = \frac{2r(\cos(\mu_m(j-0,5)) - \cos(\mu_m(n-0,5)))}{M\beta_m e^{\beta_m L} (e^{-2\beta_m L} + 1)},$$

$$A_m = \frac{2r}{M\beta_m e^{\beta_m L}} (\cos(\mu_m(n-0,5)) - \cos(\mu_m(j-0,5))) + B_m e^{-2\beta_m L}, \quad a = 0.$$

Або

$$U_i = \sum_{m=1}^M \left(\frac{2re^{\beta_m(x-L)}}{M\beta_m} (\cos(\mu_m(n-0,5)) - \cos(\mu_m(j-0,5))) + \right. \\ \left. + B_m (e^{-\beta_m(2L-x)} + e^{-\beta_m x}) \right) \cos(\mu_m(i-0,5)), \quad (6.7)$$

$$I_i = \frac{1}{r} \sum_{m=1}^M \left(\frac{2re^{\beta_m(x-L)}}{M} (\cos(\mu_m(n-0,5)) - \cos(\mu_m(j-0,5))) + \right. \\ \left. + B_m \beta_m (e^{-\beta_m(2L-x)} - e^{-\beta_m x}) \right) \cos(\mu_m(i-0,5)). \quad (6.8)$$

Отримані вище залежності дозволяють, за відомими конструктивними та електротехнічними показниками, визначати розподіли струмів та потенціалів, що виникають у разі підведення різних потенціалів до двох кінців (одного або двох) тросів каната.

6.2.2 Розподіл потенціалів в канаті з ушкодженим тросом

Розрив троса призводить до зміни розподілів потенціалів та струмів. Основним чинником є зменшення струму до нуля в перерізі розриву троса. Нехай в перерізі ($x = l$) в процесі експлуатації трос за номером I втратив суцільність. Розрив троса призвів до зміни кожної з розглянутих електричних схем каната. Для розробки автоматичних систем контролю стану тросів треба володіти інформацією стосовно меж змін сигналів викликаних ушкодженням. Врахуємо це. Сформулюємо алгоритм визначення зміни діагностичних сигналів, прийнятний для будь якої схеми підведення різниці потенціалів до тросів кінцевих перерізів каната. З цією метою розподіл потенціалів та струмів, що виник внаслідок розриву k -того троса, уявимо як додатковий. Він, без порушення умов підведення

різниці потенціалів, лише забезпечує зміну струму в k -тому тросі від значення струму в основному стані до нуля.

Додатковий стан змодельємо умовним підведенням невідомої різниці потенціалів U_0 до країв ушкодженого троса в перерізі його ушкодження ($x = l$). Величину різниці потенціалів встановимо з умови, що струм поміж точками підведення потенціалів дорівнює величині струму в основному стані та протилежно спрямований (рис. 6.3).

Розрив суцільності троса локально змінює схему електричної взаємодії тросів. Умовно електричну схему каната в додатковому стані уявимо як складену з двох частин ($x < l$) та ($x > l$). Частинам надамо номери 1 та 2. Номери внесемо в індекси величин, що в цих частинах відмінні. Прийmemo, що до моменту ушкодження k -того тросу струм, що проходив ним в перерізі розриву, дорівнював I .

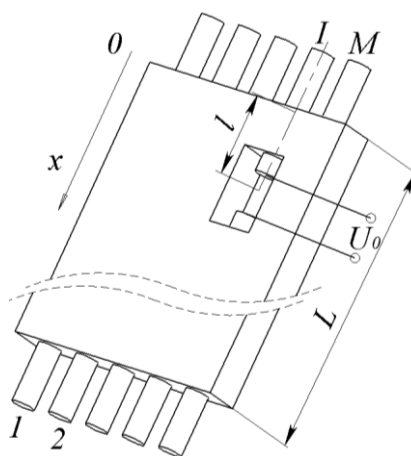


Рисунок 6.3 – Схема підведення різниці потенціалів до кінців ушкодженого троса в перерізі ушкодження

Після урахування характеру взаємодії частин, завдання прикладеної різниці потенціалів рядом Фур'є, урахування відсутності струмів в тросах кінців каната, значення поданого потенціалу становить

$$U_{i,1} = \sum_{m=1}^{M-1} B_{m,2} \frac{e^{\beta_m(l-2L)} - e^{-\beta_m l}}{e^{\beta_m l} - e^{-\beta_m l}} (e^{\beta_m x} + e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m(i-0.5)) + \frac{U_0}{M}, \quad (6.9)$$

$$I_{i,1} = \frac{1}{r} \sum_{m=1}^{M-1} B_{m,2} \frac{e^{\beta_m(l-2L)} - e^{-\beta_m l}}{e^{\beta_m l} - e^{-\beta_m l}} (e^{\beta_m x} - e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m(i-0.5)), \quad (6.10)$$

$$U_{i,2} = \sum_{m=1}^{M-1} B_{m,2} (e^{\beta_m(x-2L)} + e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m(i-0.5)), \quad (6.11)$$

$$I_{i,2} = \frac{1}{r} \sum_{m=1}^{M-1} B_{m,2} (e^{\beta_m(x-2L)} - e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m(i-0.5)). \quad (6.12)$$

$$\text{де } U_0 = \frac{2 r I}{M \sum_{m=1}^{M-1} \frac{\cos^2(\mu_m(k-0.5)) \beta_m}{\text{cth}(\beta_m(l-L)) - \text{cth}(\beta_m l)}} : \quad (6.13)$$

$$B_{m,2} = \frac{2U_0 \cos(\mu_m(I-0.5))}{M \left((e^{\beta_m(l-2L)} - e^{-\beta_m l}) \left(\frac{e^{\beta_m l} + e^{-\beta_m l}}{e^{\beta_m l} - e^{-\beta_m l}} \right) - e^{\beta_m(l-2L)} - e^{-\beta_m l} \right)}.$$

6.2.3 Алгоритм визначення зміни сигналу внаслідок розриву троса

За прийнятих умов до тросів каната прикладена різниця потенціалів, що забезпечує одиничний струм на кінцях тросів, до яких підведена різниця потенціалів. Струм в I -тому тросі каната до ушкоджень визначають з виразів (6.3) або (6.5) з урахуванням схеми зняття сигналу, в яких номер троса $i = k$, а координата $x = l$. За його значенням визначити величину U_0 за виразом (6.12). За знайденим значенням U_0 з вираз (6.12) визначити значення потенціалів в тросах за номерами j та n . Знайдені величини i є величинами змін діагностичних параметрів відносно значень визначених за виразами (6.2) та (6.4).

Наведений алгоритм дозволяє визначати величину прикладеної різниці потенціалів до каната без розривів тросів та зміну її значення внаслідок розриву троса. Вони дозволяють розробити вимоги до системи неперервного автоматичного контролю розривів тросів каната.

6.2.4 Вимоги до системи неперервного автоматичного контролю розривів тросів

Вихідні данні для проектування системи: тип каната, його довжина, кількість тросів в ньому, питомий електричний опір тросів, питома електрична провідність матеріалу еластичної оболонки, розташованої поміж тросами.

Робота системи включає:

- ідентифікацію пар точок підключення;
- циклічне опитуванні ідентифікованих пар тросів;
- порівнянні заміряної величини поміж парою точок з їх значеннями за виразами (6.2), (6.4), (6.6) відповідно обраній схемі зняття сигналів (рис. 6.6) та визначення результату порівняння «Розрив виявлено» або «Стан робочий»;
- формуванні сигналу стосовно відключення двигуна приводу підйомної машини з плоским гумотросовим канатом.

Система контролю може бути реалізована за схемою (рис. 6.8).

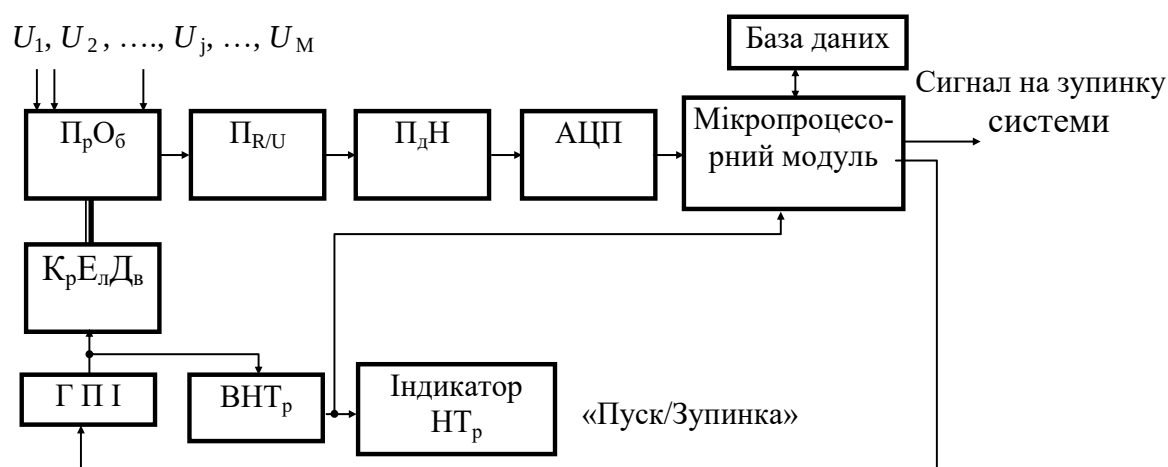


Рисунок 6.4 – Структурна схема неперервного автоматичного контролю розривів тросів гумотросового каната

На кінці тросів каната з фіксованими номерами системою подається різниця потенціалів, яка забезпечує струм одиничної величини. Системою (рис. 6.8) пристрій обігу послідовно фіксує значення різниць потенціалів $U_1, U_2, \dots, U_j, \dots$,

U_M . Їх значення надходять у пристрій обігу (P_{PO_6}), який керується кроковим двигуном ($K_{PE_{лД_в}}$). Кроковий двигун забезпечує час зняття значення різниць потенціалів та інтервал часу поміж вимірюваннями. Останній визначається з урахуванням умов експлуатації машини. Схема замірів забезпечується імпульсним живленням двигуна генератором прямокутних імпульсів (ГПІ). Одночасно вихідні імпульси ГПІ надходять у визначальник номера пари тросів (BHT_p). Він ідентифікує приєднану пару. Номер пари тросів відтворюється на табло (Індикатор HT_p). В блоці ($P_{R/U}$) значення різниці потенціалів перетворюється та доводиться до нормованого значення підсилювачем ($ПДН$), побудованим за схемою неврівноваженого мосту. Величина нормованого значення залежить від діапазону аналогово-цифрового перетворювача (АЦП). АЦП – перетворює аналоговий сигнал у 10-ти розрядний двійниковий код. Останній надходить на системну шину даних мікропроцесорного модулю створеного, наприклад, на основі ЕОМ. Інформація стосовно пошкодження троса накопичується в базі даних. Визначення пошкодженого троса здійснюється програмно за схемою (рис. 6.5).

Схема складається з шістнадцяти алгоритмічних блоків. Початок роботи системи визначається блоком 1. Для кожної пари тросів каната блок 2 формує масив нормативних потенціалів U_j^* визначених за виразами (6.2), (6.4) та (6.6) для різних схем подання різниць потенціалів поміж кінцями пар тросів. Порівнює їх із заміряними в процесі контролю стану каната значеннями U_j (блок 6). Блок 3 фіксує інформацію стосовно загальної кількості (M) тросів каната, що підлягають контролю.

Схема алгоритму має внутрішній і зовнішній цикли. Внутрішній - здійснює опитування визначеної пари тросів (блок 5), оцінює відхилення значень від нормативних (блоки 6 і 7). У випадку допустимого відхилення здійснює перехід до контролю чергового (блок 8).

У разі пошкодження троса (перевищення відхилення сигналу від нормативного ΔR_j) блок 7, видає логічний сигнал «ТАК», що від'єднує двигун (блок 9) від силового контуру і «сповіщає» про факт розриву троса (блок 10).

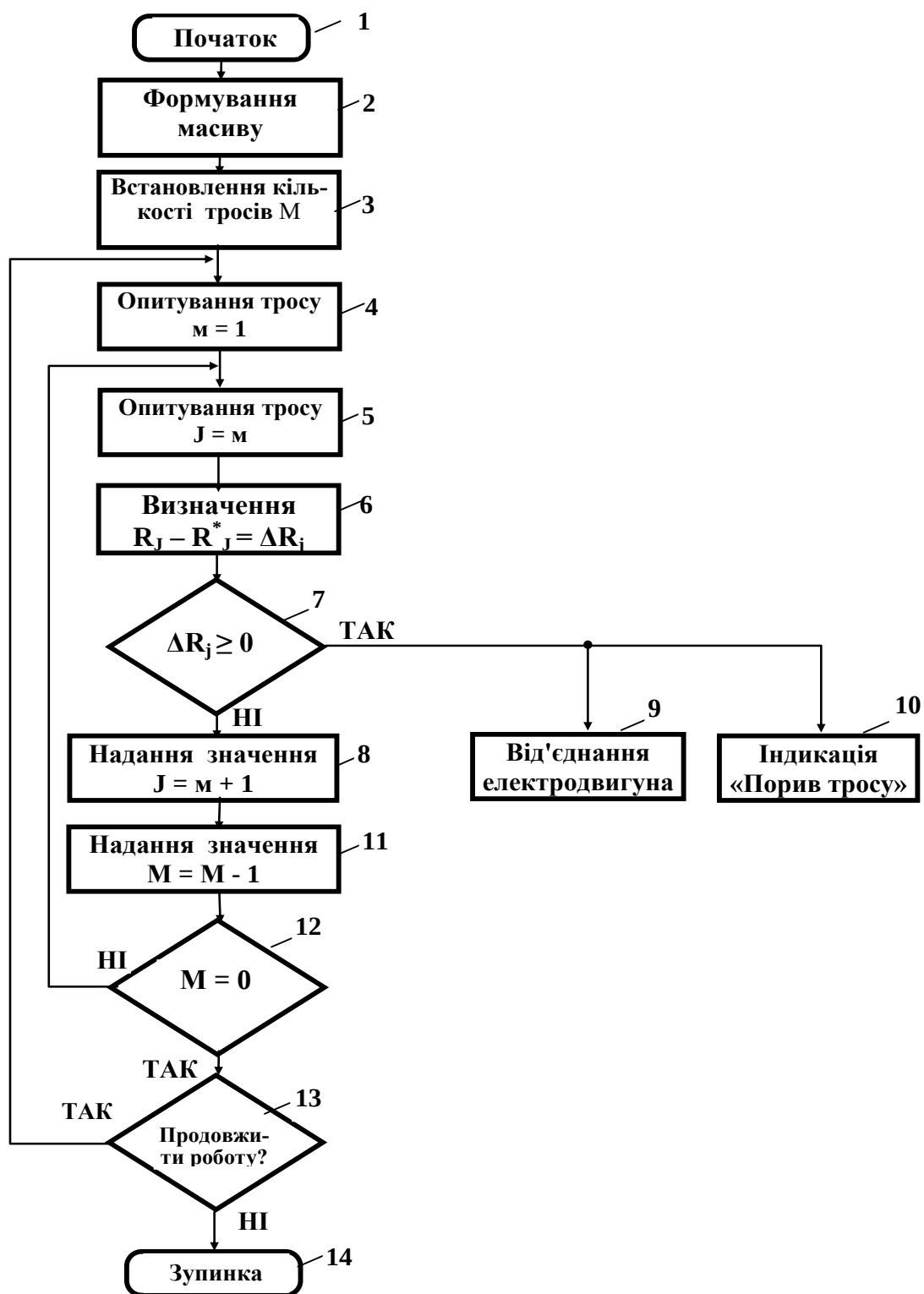


Рисунок 6.5 – Структурна схема алгоритму роботи системи автоматичного неперервного контролю розривів тросів каната

Блоки 11, 12 відслідковують пари тросів, контроль яких ще не здійснений. Блок 13 курується оператором та зупиняє (блок 14) роботу системи «НІ», або її

продовження «ТАК», Зворотній зв'язок блоку 13 з блоком 4 через вихід «ТАК» утворює зовнішній цикл запропонованого алгоритму.

Нижню межу опір має у випадку контролю опору стрічки без ушкоджень при підведенні потенціалів до протилежних кінців троса, ближнього до середини стрічки. Величина цього опору менша за величину опору окремо взятого троса, та не менша за опір паралельно з'єднаних поміж собою тросів. Відповідно, мінімальне значення електричного опору, який має контролюватися становить опір паралельно з'єднаних тросів

$$R_{\min} = r_0 \frac{4L}{n\pi d^2 f},$$

де r_0 - питомий електричний опір металу троса; f - коефіцієнт заповнення перерізу троса металом.

Коефіцієнт заповнення перерізу троса металом залежить від конструкції троса. Він менший за одиницю, становить 0,7 - 0,8.

Відносна величина зростання електричного опору у разі ушкодження одного з тросів, буде залежати від того, який трос ушкоджено та в якому місці. Зміни відносного зростання електричного опору лежать в межах $1 \div \infty$.

В реальних технічних конструкціях ∞ може мати місце, практично, лише у разі порушення в системі комутації вимірювального пристрою та місцях електричного приєднання тросів до системи контролю. Відповідно за межу зміни відносного зростання електричного опору можна вважати інтервал $1 \div 100$. Відповідно контрольоване значення електричного опору становить $(1 \div 100) R_{\min}$.

Зміна відстані до ушкодження на декілька метрів при загальній довжині стрічки 100 та більше метрів несуттєво впливає на значення електричного опору. Відповідно, при швидкості руху до декількох метрів на секунду за час, зняття показань може перевищувати однієї секунди.

Розроблені технічні вимоги до системи контролю стану каната дозволяють розробити таку систему. Її впровадження сприятиме підвищенню безпеки

експлуатації підйомної машини з плоским гумотросовим тяговим органом. Запропонована система контролю в якості діагностичного параметру використовує не наявність або відсутність струму, а зміну електричного опору. Встановлені у замкненій формі аналітичні залежності величини електричного струму (опору) дозволяють в автоматичному режимі аналізувати отримані значення електричних опорів, визначати появу розриву будь-якого троса каната незалежно від фізичних властивостей каната, надавати оператору відповідну інформацію та, у разі потреби, зупиняти машину, відповідно підвищити якість контролю стану та безпеку експлуатації машини.

6.3 Технічні пропозиції щодо розведення траєкторій руху скіпів або скіпів і противаги в момент їх рівновіддаленості від приводу

Схема похилого кар'єрного підйомника з гумотросовим тяговим органом та шківом тертя показана на рис. 6.6. ГТК на ділянках між провідним шківом тертя та напрямними шківками розгортається на 90° . Ведучий та напрямні шківки мають опуклу в середині їх оболонок футеровану поверхню, що необхідно для автоматичного самоцентрування стрічки в середньому перерізі шківів.

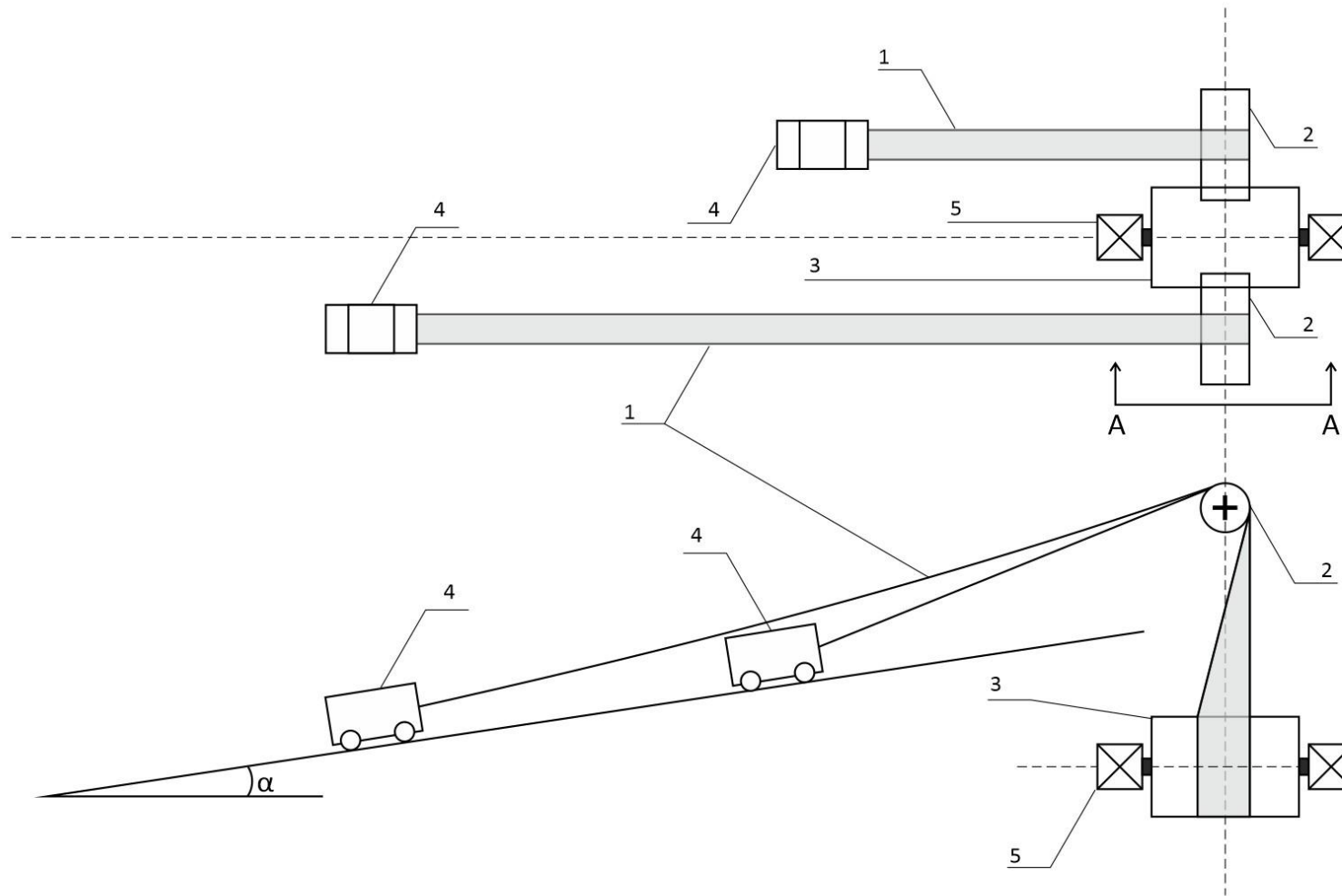


Рисунок 6.6 – Схема кар'єрного підйомника з гумо тросовим несучим канатом: 1 – ГТК, 2 – напрямні шківви, 3 – ведучий шків тертя, 4 – скіпи, 5 – електропривід

Циклічний зворотно поступальний рух скіпів, противаг похилими трасами вимагає наявності ділянки з системою їх взаємного обминання. Ця система має систему стрілочних переводів, механізм їх переведення. Вихід з ладу ділянки, як і вихід з ладу інших складових системи транспортування, призводить до виходу з ладу усієї системи. З точки зору надійності, система, в якій вихід з ладу елемента, призводить до виходу з ладу усієї системи є системою з послідовним приєднанням елемента. Надійність такої системи менша за надійність найменш надійного елемента. Ймовірність виходу з ладу системи з послідовним з'єднанням елементів дорівнює добутку ймовірностей виходу з ладу елементів системи. Кожен послідовно приєднаний елемент зменшує надійність системи. Таким чином, вилучення з системи підйомної машини будь якого послідовно приєданого елемента, зокрема системи взаємного обминання скіпів, скіпів та противаг суттєво підвищує надійність роботи підйомної машини з рухом по похилій траєкторії.

Питаннями вдосконалення підйомних машин присвячені наступні технічні рішення [134-136]. В них запропонована шахтна канатна дорога з рейковою колією із стрілочними переводами, на якій встановлено буксирний візок, обладнана нерухомими кронштейнами із стабілізуючими котками, зі зчепленим з ним составом вагонеток, містить привідну і кінцеву станції, напрямні ролики, має додатковий буксирний візок зі сторони кінцевої станції із з'єднаними з ним составами вантажних і пасажирських вагонеток і розминовку з двома стрілочними переводами з можливістю відхилення поворотних рейок відповідно у протилежні напрями в моменти проходження буксирних візків з составами по різних рейковим шляхам, при цьому зворотна гілка каната розташована у межах рейкової колії, а поворотні та рамні рейки стрілочних переводів мають пази для його проходження.

Ділянка взаємного обминання візків складної конструкції, відповідно має низьку надійність. Розроблено шахтний канатний підйомник для похилих виробок з двома буксирними вагонетками зі зчепленими з ними составами вагонеток, рейкову колію із розминовкою з двома стрілочними переводами,

привідну станцію із шківом тертя, додатковими блоками. Недоліком рішення також є складність конструкції, мала надійність.

В основу запропонованого нами рішення поставлено задачу удосконалення відомого шахтного канатного підйомника для похилих виробок, у якому за рахунок того, що друга буксирна вагонетка та зчеплений з нею состав вагонеток обладнані порталними конструктивними елементами та спираються ними на додаткову колію, забезпечується можливість одночасного транспортування вантажів у зустрічних напрямках без застосування стрілочних переводів, що підвищує надійність та безпеку експлуатації підйомника.

Поставлена задача вирішується тим, що у шахтному канатному підйомнику для похилих виробок, до складу якої входять дві буксирні вагонетки зі зчепленими з ними складами вагонеток, рейкова колія, привідна станція із шківом тертя, що взаємодіє з тяговим канатом, має додаткову рейкову колію з більшою базою, ніж база рейкової колії і розташовану на одній осі з нею, перша буксирна вагонетка зі зчепленими з нею составом вагонеток встановлена на рейкову колію, друга буксирна вагонетка зі зчепленими з нею составом вагонеток встановлена на додаткову рейкову колію і обладнана порталними елементами, які утворюють проїм, розміри перерізу якого перевищують габаритні розміри перерізів першої буксирної вагонетки зі зчепленими з нею составом вагонеток, вісь шківів тертя розташована горизонтально, кінці тягових канатів приєднані до буксирних вагонеток, при цьому нижня гілка каната приєднана до першої буксирної вагонетки. На рис. 6.7 показано шахтний канатний підйомник для похилих виробок.

Підйомник має основу 1 та додаткову рейкову колію 2, на колії 1 встановлена буксирний скіп 3 зі зчепленими з ним скіпом 4. На колію 2, порталними елементами 5, спираються скіп 6 зі зчепленим з ним скіпом 7, що рухаються в протилежному напрямі. Скіп 3 рухається за допомогою каната 8, включно і плоского. Він знизу огинає приводний шків тертя 9 з горизонтальною віссю обертання 10. До другого кінця каната приєднано скіп 6. Замість нього до каната може бути приєднана противага.

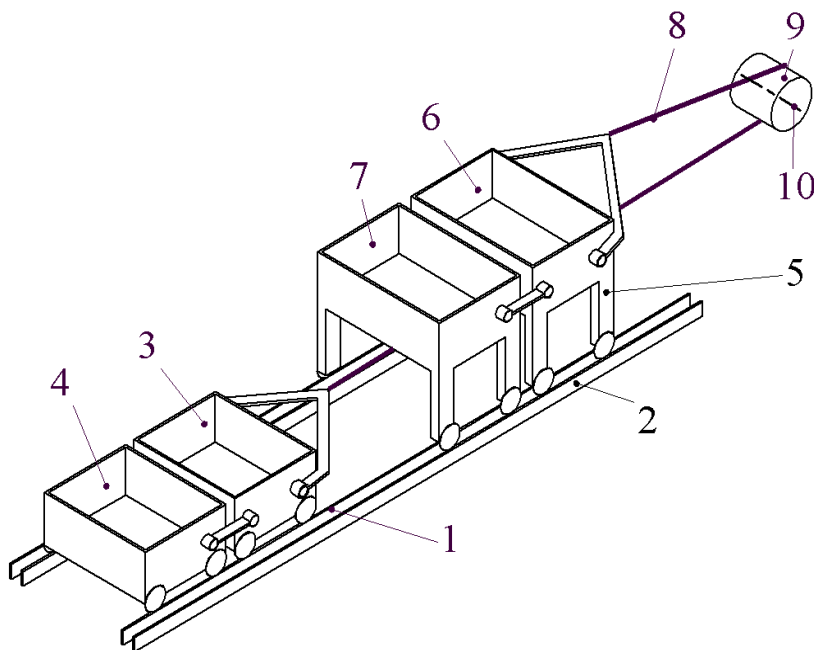


Рисунок 6.7 – Запропонований шахтний канатний підйомник для похилих виробок

Запропонований підйомник працює наступним чином. Привод машини обертає шків тертя 9. Він приводить у рух канат 8. Він по рейковій колії 1 пересуває скіпи 3 та 6 зі зчепленими з ними скіпами 4, 7. Замість них можливо приєднання противаги. Після досягнення скіпами кінцевих пунктів траси здійснюється їх розвантаження (завантажування). Цикл транспортування повторюється.

Вилучення з конструкції підйомника стрілочних переводів в системі обминання скіпів зменшує ймовірність виходу системи з ладу, відповідно, підіймає надійність підйомника з похилими трасами руху вантажів та противаг.

6.4 Висновки за розділом 6

1. Розрахунки показали, що кар'єрна ШПУ задовольняє нормативним значенням запасу з ковзання на шківі і запасу міцності ГТК.

2. Неперервний автоматичний контроль стану каната може бути здійснено за зміною внутрішнього електричного опору каната внаслідок розриву суцільності троса, як одного з паралельно розташованих дискретних провідників струму, з'єднаних розподіленим провідником з високим електричним опором – еластичною оболонкою каната. Визначення зміни можливо шляхом співставлення електричних опорів до розриву та після нього.

3. Запропонована система контролю в якості діагностичного параметру використовує не наявність або відсутність струму, а зміну електричного опору. Встановлені у замкненій формі аналітичні залежності величини електричного струму (опору) дозволяють в автоматичному режимі аналізувати отримані значення електричних опорів, визначати появу розриву будь-якого троса каната незалежно від фізичних властивостей каната, надавати оператору відповідну інформацію та, у разі потреби, зупиняти машину, відповідно підвищити якість контролю стану та безпеку експлуатації машини.

4. Запропоновано технічне рішення удосконаленого шахтного канатного підйомника для похилих виробок, у якому за рахунок того, що друга буксирна вагонетка та зчеплений з нею состав вагонеток обладнані порталними конструктивними елементами та спираються ними на додаткову колію, забезпечується можливість одночасного транспортування вантажів у зустрічних напрямках без застосування стрілочних переводів, що підвищує надійність та безпеку експлуатації підйомника.

ВИСНОВКИ

1. Робота спрямована на встановлення закономірностей формування, перерозподілу та зміни напружено-деформованого стану гнучкого композитного тягового органа на основі визначення модельних уявлень його взаємодії з елементами підйомно-транспортної установки в експлуатаційних режимах при руйнівному і неруйнівному навантаженнях з урахуванням природних змін механічних властивостей КТО протягом життєвого циклу для обґрунтування технічних рішень щодо створення сучасних підйомно-транспортних систем з композитними тяговими органами зі збільшеними термінами роботи, рівнем ефективності, експлуатаційної та екологічної безпеки.

2. Розроблена та аналітичним шляхом розв'язана математична модель гумотросового тягового органу з порушеною структурою та з урахуванням дискретно зміненої по довжині каната жорсткістю гуми на зсув в локальній зоні розриву суцільності елемента армування.

3. Встановлено вплив дискретної зміни модуля зсуву гуми на напружено-деформований стан каната з порушеним елементом армування. Сформульовано алгоритм визначення напруженого стану гумотросового тягового органу з порушеною структурою за дискретної зміни модуля зсуву матеріалу, що з'єднує троси.

4. Уточнено механізм зміни напруженого стану гумотросового каната внаслідок нелінійного закону деформування між тросових еластичних прошарків

5. Врахування нелінійності деформування гумової оболонки надає можливість прогнозування напруженого стану з урахуванням відомого закону зміни властивостей гуми в процесі її використання та підвищення безпеки та надійності використання гумотросових тягових органів.

6. Закони розподілу сил, переміщень, кутів зсуву гуми у випадках прийняття лінійного закону деформування гуми, у випадку прийняття

припущення про відмінне (менше у четверо) значення модуля зсуву на незначній частині каната, розташованій симетрично перерізу розриву троса та в останньому випадку припущення про відмінне значення модуля зсуву лише в гумових прошарках, суміжних з тросом, що має розрив, якісно збігаються. Кількісно відрізняються максимальні кути зсуву. В розглянутому випадку тангенси кутів зсуву визначені з урахуванням локального зменшення модуля зсуву гуми вчетверо, призводять до їх зростання практично на до 15% відносно таких параметрів, визначених за умови лінійного деформування гуми.

7. Розроблено методики аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, зумовлених технічними рішеннями, прийнятими в процесі проектування та набутими в процесі експлуатації підйомно-транспортної машини нового типу:

- зменшення впливу розриву троса на тягову спроможність, включно і для часткового її відновлення;
- в перерізі зміни кількості тросів в канаті ступінчастої конструкції;
- паса кільцевої замкненої форми передачі з кінематичним зв'язком;
- стрічки для просіювання або часткового зневоднення сипких матеріалів, стрічки з подовжнім розривом;
- урахування відхиленням посудини від проектного положення;
- урахування відхилення форми робочої поверхні барабана (шків) від циліндра;
- сумісного впливу характеру приєднання до елементів машини, нециліндричного барабану, повороту його осі, приєднаної посудини та розриву довільного троса в довільному перерізі.

8. Контроль положення ГТК на шківі об'єктивно показує положення із утриманням стрічки в серединному положенні на шківі тертя. Відхилення ГТК від заданого положення є важливим параметром порушення працездатності установки з тяговим органом нового типу. Розроблено рекомендації із забезпечення стійкості положення плоского композитного тягового органа на приводному барабані (шків) підйомно-транспортної машини.

9. Розроблено узагальнені моделі та побудовано рішення для випадків сумісного впливу конструктивних та набутих в процесі використання параметрів підйомно-транспортної системи на напружено-деформований стан гнучкого композитного тягового органа з урахуванням нелінійного деформування каната (стрічки) з більш навантаженими тросами, суміжними з ушкодженням в довільному перерізі.

10. Неперервний автоматичний контроль стану каната може бути здійснено за зміною внутрішнього електричного опору каната внаслідок розриву суцільності троса, як одного з паралельно розташованих дискретних провідників струму, з'єднаних розподіленим провідником з високим електричним опором – еластичною оболонкою каната. Визначення зміни можливо шляхом співставлення електричних опорів до розриву та після нього.

11. Запропонована система контролю в якості діагностичного параметру використовує не наявність або відсутність струму, а зміну електричного опору. Встановлені у замкненій формі аналітичні залежності величини електричного струму (опору) дозволяють в автоматичному режимі аналізувати отримані значення електричних опорів, визначати появу розриву будь-якого троса каната незалежно від фізичних властивостей каната, надавати оператору відповідну інформацію та, у разі потреби, зупиняти машину, відповідно підвищити якість контролю стану та безпеку експлуатації машини.

12. Розроблено методичні вказівки до розрахунку конструктивних та режимних параметрів елементів підйомно-транспортної установки.

13. Запропоновано технічне рішення удосконаленого шахтного канатного підйомника для похилих виробок, у якому за рахунок того, що друга буксирна вагонетка та зчеплений з нею состав вагонеток обладнані порталними конструктивними елементами та спираються ними на додаткову колію, забезпечується можливість одночасного транспортування вантажів у зустрічних напрямках без застосування стрілочних переводів, що підвищує надійність та безпеку експлуатації підйомника.

14. Результати роботи широко опубліковані у наукових виданнях та пройшли апробацію на ряді конференцій, включно й міжнародних.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Андреев А.В., Дьяков В.А., Шешко Е.Е. Транспортные машины и автоматизированные комплексы открытых разработок. М.: Недра, 1975, 404 с.
2. Гончаревич И.Ф., Дьяков В.А. Транспортные машины и комплексы непрерывного действия для скальных грузов. - М.: Недра, 1999, 330 с.
3. Гришко А.П. Стационарные машины. Том 1. Рудничные подъемные установки / Учебник для вузов. – М.: Издательство МГГУ, 2006, 477 с.
4. Зотов В.В. Обоснование основных параметров вертикальных подъёмных установок с резинотросовыми тяговыми органами: Дис. кандидата технических наук: 05.05.06. – Москва, 2007, 172 с.
5. Заболотный К.С. Исследование особенностей механики и выбор рациональных параметров бобинных подъемных машин с резинотросовым канатом /К.С. Заболотный. – Дис.... канд. техн. наук: 05.05.06. – Д., 1979. –248 с.
6. Carbogno A. Bobbin drum hoists with fiat steel rubber-coated ropes/LOADO2001. Logistics & Transport/ Zbornik - ADS Graphic, Koshice 2001, p. 218-221.
7. А.с. № 631428 (СССР) Многоканатная подъёмная установка / С.Н. Дьяченко, В.А. Пивин, Д А Дударев и др.- Оpubл. в Б.И. – 1978. – № 41.
8. Борохович А.И., Борохович Б.А. Предельный срок службы стальной ленты как тягового элемента грузоподъёмных машин // Вопросы горной механики и шахтного транспорта: Межвузовский сборник научных трудов. Кузбасский политехнический институт. – Кемерово, 1991, с. 22-27.
9. Борохович А.И., Мелентьев Ю.И. Изгибные напряжения в тонкой ленте. Известия вузов. Горный журнал №1, – 1968.
10. Мелентьев Ю.И., Борохович А.И. К вопросу применения тонкой стальной ленты вместо канатов полиспастных систем. Известия ВУЗов, Горный журнал № 6, – 1970.

11. Применение ленточных тяговых органов на шахтных установках. Отчёт о НИР. Магнитогорский горно-металлургический институт: Магнитогорск, 1973, – 146 с.

12. Промышленные испытания шахтной подъёмной установки с ленточным тяговым органом и разработка технического задания. Отчёт о НИР. Магнитогорский горно-металлургический институт: Магнитогорск, 1974, – 170 с.

13. Сборник научных трудов "Многоленточные лифтовые подъёмные установки", Магнитогорск, 1970.

14. Стальная лента в качестве тягового органа на скиповом наклонном подъёмнике Сибайского карьера. Отчёт о НИР. Магнитогорский горно-металлургический институт: Магнитогорск, 1973, – 75 с.

15. Теоретические и экспериментальные исследования применения стальной ленты вместо уравнивающих канатов. Отчёт о НИР. Магнитогорский горно-металлургический институт: Магнитогорск, 1971, – 43 с.

16. А.с. № 644704 (СССР) Тяговый орган подъёмника / А.А. Завьялов – Оpubл. в Б.И. 1979. – № 4.

17. Корняков М.В., Дмитриев Е.А. Повышение производительности подъёмных установок за счёт уменьшения материалоемкости тягового органа // Горное оборудование и электромеханика. 2007, №3, с. 29-30.

18. Алексеева Л.А., Бредихин Ю.Р., Волобуева Л.А., Дахов М.И. и др. Теория и практика подъёма. Киев: Наукова думка, 1975, 356 с.

19. Исследование работоспособности и надёжности резинотросовых уравнивающих (хвостовых) канатов. Копия отчёта о НИР. ВНИИОМШС, Харьков, 1973, 71 с.

20. Колосов Л.В. Научные основы разработки и применения резинотросовых канатов подъёмных установок глубоких рудников / Л.В. Колосов. – Дис... докт. наук: 05.05.06, 01.02.06. – Днепропетровск, 1987. – 426 с.

21. Найденко И.С., Велый В.Д. Шахтные многоканатные подъёмные установки. Изд. 2, перераб. и доп. М., Недра, 1979, 391 с.

22. Шидо Н.Н., Савицкий В.И., Коцеруба В.Г., Бабаева Н.В. Резинотросовые канаты: пути использования и преимущества/ Подъёмная техника. Специальные сооружения. – №6. – 2004. – С. 37-39.

23. Каталоги компаний WOLBROM, MATADOR, CONTITECH, TRANSPORTGUMMI, BRIDGESTONE, КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКА.

24. Заболотный К.С. Применение резинотросовых канатов для уравнивания многоканатных подъёмных установок большой грузоподъёмности. Горный журнал №5, 1973.

25. Заболотный К.С., Гаркуша Н.Г., Колосов Л.В. и др. Об использовании плоской резинотросовой ленты в качестве тягового органа шахтных подъёмных машин с бобинной намоткой // Горная электромеханика и автоматика: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1976. – Вып. 29. – С. 3-9.

26. Заболотный К.С., Колосов Л.В. и др. Навеска и эксплуатация резинотросовых канатов на скиповом подъёме шахты "Родина", Горный журнал №8, 1972.

27. Колосов Л.В. Рациональные параметры высокопрочных резинотросовых канатов // Изв. Вузов. Горный журнал. – 1989, №2, с. 105-109.

28. Колосов Л.В., Джур В.В. О долговечности и запасе прочности резинотросовых канатов. Вестник машиностроения №3, 1984.

29. Carbogno A., Berezinsky V.L.; Badania wytrzymałościowe lin płaskich stalowo- gumowych. Transport and Logistics. Special issue Nr 6, May 2004, Kosice, Slovakia.

30. Carbogno A. Rozwój konstrukcji i zastosowania lin wyrownawczych stalowo-gumowych. Biuletyn informacyjny SAG Nr 2, listopad, 1992.

31. Carbogno A., Grzegorzek W., Dyrda J.: Przyczepność gumy do linek stalowych w linach wyrownawczych płaskich stalowo-gumowych. Transport and Logistics. Special issue Nr 6, May 2004, Kosice, Slovakia.

32. Ропай В.А. Наукове обґрунтування параметрів систем зрівноваження шахтних підйомних установок: автореф. дис... д-ра. техн. наук: Національна гірнича академія України. - Дніпропетровськ, 1998. – 33 с.

33. Колосов Д.Л. Развитие теории шахтных подъемных установок с головными гумотросовыми канатами / Д.Л. Колосов. – Дис...докт. техн. наук: 05.05.06. – Д.: 2015. – 471 с.

34. Онищенко С.В. Обгрунтування методу розрахунку головних гумотросових канатів шахтних підйомних установок з урахуванням порушеної геометрії стовбурів / С.В. Онищенко. Дис...канд. техн. наук: 05.02.09. – Д.: 2021. – 170 с.

35. Андреев А.В., Шешко Е.Е. Транспортные машины и комплексы для открытой добычи полезных ископаемых. М.: Недра, 1970, 429 с.

36. Кузнецов Б.А., Ренгевич А.А., Шорин В.Г. и др. Транспорт на горных предприятиях. – М.: Недра, 1969, 656 с.

37. Koster Karl H. Hochleistungs-Becherwerke eine aktueile Entwicklungstendenz/Fordern und Heben №1, 1980, s.21.

38. Vertikaiforderung von Schuttguttern mit Stahlseilgurt-Becherwerken / Deutsche Hebe- und Fordertechnik №12, 1979, s.26.

39. Каталоги компании METSO Minerals.

40. Klupfel Oiaf. Fur den senkrechten Transport von Schuttguttern sind Becherwerke unubertroffen/Maschinenmarkt №39, 1979, s. 747-749.

41. Zechner Josef. Untersuchungen zur Beanspruchung von Gurtforderergurten und Becherwerksgurten beim Umlauf um baige Trommeln. Dissertation an der Montanuniversitat. Leoben. – 1990.

42. Пальке Ю., Гюнтер Р. Расширение сферы применения вертикальных конвейерных систем Flexowell® ("Флексовелл") и Pocketlift® ("Покетлифт") за счёт использования высокопрочных элементов из стали и кевлара, работающих на растяжение//Горный журнал. - 2003, №1, с. 48-49

43. Каталоги компании OTIS.

44. Гринько П. А. Обоснование конструктивных параметров барабанов ленточных конвейеров, обеспечивающих повышение долговечности ленты / П. А. Гринько. – дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук: 05.05.05. – Одесса, 2015. – 157 с.

45. Дмитриев В.Г. Исследование боковых смещений ленты порожняковой ветви конвейера, оборудованной центрирующими роlikоопорами / В.Г. Дмитриев. А. А. Реутов // Горный журнал. - 1980. - No 11. - С. 43-47.

46. Дмитриев В.Г. Анализ поперечного движения ленты на ставе конвейера / В. Г. Дмитриев // Шахтный и карьерный транспорт. - М.: Недра, 1974. Вып. 1. - С. 102 - 109.

47. Hartlieb von Wallthor R. GroBsandanlage zum Fordern der Kohle zwischen zwei Sohlen. Gliickauf, 1968, 104, Nr. 6, S. 242-250.

48. Галкин В. И. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В. И. Галкин, В. Г. Дмитриев, В. П. Дьяченко, И. В. Запенин. - М.: Издательство МГГУ, 2005. - 543с.

49. Funke H. Zum dynamischen Verhalten von Forderbandanlagen beim Anfahren und Still sitzen (Vertrag vom 29«3.1968 im Rahmen des Fordertechnischen Colloquiums des Institutes fur For-dertechnik der TU Hannover). Zusammenfassung in /9/, S. 181.

50. Кесслер Ф. Исследование напряжений в конвейерной ленте между натяжным барабаном и роlikоопорой / Ф.Кесслер // Горные машины и автоматика. - 2004. - Ng 4. - С. 27-29.

51. Подопригора Ю.А. Исследование поперечных смещений ленты конвейера: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук / Ю.А. Подопригора. - Новочеркасск, 1972. - 22с.

52. Покушалов Н.В. Исследование центрирования движущейся ленты конвейера: дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. - М.: МГУ, 1967. - 155с.

53. Дьяков В. А. Ленточные конвейеры в горной промышленности / В.А. Дьяков, Л.Г. Шахтмейстер, В. Г. Дмитриев. - М.: Недра, 1992. - 349с.

54. Запенин И. В. Исследование нестационарных процессов в мощных ленточных конвейерах: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук / И. В. Запенин. - М., 1966. - 15с.

55. Гладких М.А. Исследование пусковых процессов в мощных ленточных конвейерах со сложным профилем для горной промышленности и

установление параметров переходных кривых трассы: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук / М.А. Гладких. М., 1976. - 16с.

56. Дьяков В. А. Определение эксплуатационной производительности конвейера, транспортирующего крупнокусковой груз / В. А. Дьяков, В.Г. Дмитриев // Шахтный и карьерный транспорт. - М.:1977. - С.75-80.

57. Эрлих Г.Л. Теоретические исследования крупнокускового грузопотока, поступающего на конвейер / Г.Л. Эрлих // Шахтный и карьерный транспорт. - М.: 1977. - С. 62-75.

58. Дмитриев В.Г. Показатели надежности ленточного конвейера / В.Г. Дмитриев, В.Н. Галкин // Горный курнал. - М.: Известия вузов, 2001. - № 6. - С. 110-114.

59. Волотковский В. С. Износ и долговечность конвейерных лент / В. С. Волотковский, А.Г. Нохрин, М.Ф. Герасимова. - М.: Недра, 1976. – 176 с.

60. Высочин Е.М. Надежность и долговечность стыковых соединений конвейерных лент / Е.М. Высочин. - К.: Наукова думка, 1978. - С. 137-138.

61. Кожушко Г.Г. К исследованию вынужденных поперечных колебаний конвейерных лент в нелинейной постановке / Г.Г. Кожушко // Известия Уральского горного института. Горная электромеханика. - Екатеринбург, 1993. - Вып. 4. - С. 66-70.

62. Кожушко Г.Г. Вынужденные поперечные колебания конвейерных лент, возбуждаемых через роlikоопоры / Г.Г. Кожушко, А. И. Короткий // Известия Вузов. Горный журнал. - А.: 1993. - Вып. 12. - С. 70-75.

63. Кожушко Г.Г. Модальный анализ поперечных колебаний конвейерных лент / Г.Г. Кожушко. Д.А. Ямпольский // Известия Вузов. Горный журнал. - М.: 1994. - Вып. 7. - С. 86-89.

64. Зотов В. В. Методы устранения смещения ленточного тягового органа на приводном барабане подъемной установки / В. В. Зотов // Научно – технический журнал: «Горный информационно-аналитический бюллетень». - М.: МГГУ, 2006. - №11. - С. 269-275.

65. Комаров Н.В. Оптимизация параметров ленточного конвейера с учетом надежности работы его элементов в условиях горных предприятий: дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. - М.: МГУ, 1984. - С. 90-101.

66. Щеглов О.М. Выбор рациональной формы приводных и натяжных барабанов ленточных конвейеров 1 О.М. Щеглов, П.А. Гринько // Подъемно-транспортное дело. Научно-технический, производственно - экономический и информационный журнал. - М., 2011.- Вып. 1. - С. 2 - 5.

67. Покушалов М.П. Исследование и выбор способов центрирования конвейерных лент / М.П. Покушалов // Горнорудные машины и автоматика. - М.: Недра, 1967. - С. 58-63.

68. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров // Учеб. для машиностроит. спец. вузов. - 6-е изд. , перераб. - М.: Высшая школа, 1985. - 520с.

69. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров, Д.Н. Решетов, Б. А. Байков // Атлас конструкций. - М.: Машиностроение, 1987. 22с.

70. Спиваковский А. О. Транспортирующие машины / А. О. Спиваковский // Атлас конструкций. - М.: Машиностроение, 1986. - 116с.

71. Батулин А.Т. Детали машин / А.Т. Батулин, Г.М. Ицкович, Б. Б. Панич, И.М. Чернин. - М.: Машиностроение, 1971. - 468с.

72. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов // Учеб. для студ. вузов. - 6-е изд. , перераб. - М.: Высшая школа, 2000. - 383с.

73. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков // Учебник для вузов. - М.: Высшая школа, 1986. - 350с.

74. Решетов Д.Н.. Детали машин / Д.Н. Решетов // Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1989. - 498с.

75. Кузьмин А. В. Расчеты деталей машин / А. В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б. С. Козинцов // Справочное пособие. - Мн.: Высшая школа, 1986. - 400с.

76. Рощин Г.И. Детали машин и основы конструирования / Г.И. Рощин, Е.А. Самойлов, Н.А. Алексеева, В. В. Джамай и др. -М.: Дрофа, 2006. - 416с.

77. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. К.: Основа, 1991. - 276с.

78. Спиваковский А. О: Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В. К. Дьячков М. Машиностроение, 1983. - 488с.

79. Юрченко А.Н. Автомобильные шины (требования, эксплуатация, износ) / А.Н. Юрченко. – Харьков : ДП ХМЗ «ФЭД», 2003. – 115 с.

80. Clark S.K. Mechanics of Pneumatic Tires. US Department of Transportation. Dot HS 805952. Washington. DC. 2006.

81. Аферин Ю.В. Исследование закономерностей деформирования пневматических шин в контакте с дорогой у учетом наличия эксплуатационной деградации материала / Ю.В. Арефин, А.А. Ларин // Механіка та машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2011.– № 2. – С. 52–57.

82. Свойства резиновых смесей и резин: оценка регулирование. стабилизация / В.И. Овчаров, М.В. Бурмистр, А.Г. Смирнов и др. – М. : САНТ–ТМ, 2001.– 400 с.

83. Baldwin J.M. Rubber aging in tires. Part 1 : field results / J.M. Baldwin, D.R. Bauer, K.R. Ellwood // Polymer Degradation and Stability. – 2007. – Vol. 92, № 1. – Pp. 103–109.

84. Bauer D.R. Rubber aging in tires. Part 2 : accelerated oven aging tests / D.R. Bauer, J.M. Baldwin, K.R. Ellwood // Polymer Degradation and Stability. – 2007. – Vol. 92, № 1. – Pp. 110–117.

85. Ларін О.О. Експериментальні дослідження параметрів пружності та статичної міцності гумової суміші, що входить до складу елементів пневматичних шин після її штучного старіння. Вісник ЖДТУ. 2015. № 3 (74). Серія: Технічні науки . с. 21 – 27

86. Колосов Д.Л. Встановлення характеру зміни напружень від механічних властивостей матеріалу еластомірної оболонки композитного тягового органа. Молодь: наука та інновації : матеріали ІХ Всеукраїнської науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених, м. Дніпро, 11–12 листопада 2021 р. / НТУ «ДП». Дніпро, 2021. С. 381–382.

Режим доступу: <https://rmv.nmu.org.ua/ua/arkhiv-zbirok-konferentsiy/molod-nauka-ta-innovatsii-2021/molod-2021.pdf>

87. Вплив зміни в часі механічних властивостей гуми на напружений стан гумотросового тягового органа з ушкодженням тросом / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, Т.О. Чечель, О.М. Воробйова, О.М. Черниш // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: Національний ТУ «Дніпровська політехніка», 2020. – №62. с. 149-155. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/62.196>

88. Волоховский В.Ю., Радин В.П., Рудяк М.Б. Концентрация усилий в тросах и несущая способность резиновых конвейерных лент с повреждениями. Вестник МЭИ №5, 2010, стр. 5-12.

89. Бельмас И.В. Напряженное состояние резиновой ленты при произвольном повреждении тросов. Проблемы прочности и надежности машин 1993, N6 с. 45-48

90. Song, W., Shang, W., Li, X. Finite element analysis of steel cord conveyor belt splice. ET Conference Publications Volume 2009, Issue 556 CP, 2009 International Technology and Innovation Conference 2009, ITIC 2009; Xi'an; China; 12 October 2009 до 14 October 2009.

91. Бельмас И.В., Колосов Л.Д., Танцура Г.И., Конох, Ю.В. Исследование влияния порыва тросовой основы на прочность каната ступенчатой конструкции. Труды пятой всероссийской конференции. Часть вторая. Москва: МГТУ им Баумана, 2009, с. 255-257.

92. Бельмас І.В., Бобильова І.Т. Вплив поривів тросів на міцність плоского тягового органу. Recueil des exposes des participants de VI Conference internationale scientifique et methodique du 11-18 jctobre 2012 sur l'le de Djerba (Tunise) Donetsk 2012. p 88-91.

93. Колосов Л.В., Бельмас И.В. Исследование механических характеристик металлотросов. Известия вузов. Горный журнал. - 1990, N 9, с.81-83.

94. Колосов Л.В., Бельмас И.В. Исследование прочностных характеристик образцов поврежденных резиновых лент. Известия вузов. Горный журнал. - 1990, N 8, с.81-84.

95. Колосов Л.В., Бельмас И.В. Экспериментальные исследования агрегатной прочности РТЛ. Известия вузов. Горный журнал. - 1991, N 1, С. 85-87.

96. Ропай В.А. Шахтные уравнивающие канаты: монография / А.В. Ропай. – Днепропетровск : Национальный горный университет, 2016. – 263 с.

97. Колосов Л.В., Бельмас И.В. Напряжено-деформированное состояние резиновых лент с искривленными тросами. Известия Вузов. Горный журнал, 1991, N 7, с.65-69

98. Колосов Л.В., Бельмас И.В., Киба В.Я. Влияние искривлений тросов резиновых лент на ее прочность. Горная электромеханика и автоматика, 1991, Вып.59.

99. Ропай В., Бельмас И. Исследование напряженно-деформированного состояния резиновых лент транспортерного конвейера // Zeszyty naukowe Politechniki Slaskiej. Seria: Gornictwo. Z. 182. – Gliwice, Poland, 1990. – S. 113– 118.

100. Бельмас І.В., Колосов Л.Д. Розподіл зусиль в причепному пристрої плоского тягового органу. Математичне моделювання. Науковий журнал №1(18) 2008р. с.33-35

101. Бельмас І.В., Сабурова І.Т., Конох Ю.В. Напруження в оболонці плоского канату на виконавчому органі підйомно-транспортної машини. Підйомно-транспортна техніка. Науковий журнал 2009, №4

102. Бельмас І.В., Колосов Д.Л., Данијаров Н.А., Танцура А.І., Карсакова А.Ж. Напряженное состояние плоской резиновой ленты на барабане подъемно-транспортной машины. Университетський збірник. Труды университета - №3. - Карагандинский технический университет, Казахстан, г Караганда, 2013 – с.75-77.

103. Бельмас И.В., Колосов Д.Л., Колосов О.Л. Исследование напряженно-деформированного состояния резинового каната на участке перехода к трубчатой форме. Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2014. №12. с 48-55

104. Belmas I., Kolosov D., Dolgov O., Tantsura G. The stress-strain state of the flat rope of hoisting engine with considering their technical state (Напряжено-

деформований стан плоского канату підйомної машини з урахуванням її технічного стану). Innovations in science and education: challenges of our time. Collection of scientific papers. London: LASHE, 2017, p. 191-196. (Open Academic Journals 1p/ея, Google Scholar, dIK-fi's Periodicals Directory, Bielefeld Academic Search Engine, Socrates-Impulse)

105. Бельмас І.В., Д.Л. Колосов, О.І. Білоус Взаємодія гумотросового канату з приводним барабаном. Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки) – Каменське : ДДТУ, Тематичний випуск. Машини і пластична деформація металу.- 2018—с.168-173.

106. Колосов Д.Л. Експериментальні дослідження міцності оболонки гумотросового каната / Д.Л. Колосов, Г.І. Танцура // Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту: матеріали міжнар. наук. конф. – Д.: НГУ, 2014. – С. 136-146.

107. Fedorko, G., Molnár, V., Michalik, P, Dovica, M., Tóth, T., Kelemenová, T. Extension of inner structures of textile rubber conveyor belt – Failure analysis (Article). Engineering Failure Analysis. – Vol. 70. – 2016. – P. 22-30.

108. Bajda, M., Błazej, R., Hardygóra, M. Impact of Selected Parameters on the Fatigue Strength of Splices on Multiply Textile Conveyor Belts. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM, 2017. – 17(13). – P. 495-502.

109. Blazej, R., Jurdziak, L., Burduk, R., Kirjanow, A., Kozłowski, T. (2017). Analysis of core failure distribution in steel cord belts on the cross-section. International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, 17(13), 987-994. DOI: 10.5593/sgem2017/13/S03.125

110. Grincova, A. Andrejiova, M. Marasova, D. Failure analysis of conveyor belt in terms of impact loading by means of the damping coefficient (Article). Engineering Failure Analysis. Vol. 68. – 2016. – P. 210-221.

111. Marasová, D., Ambriško, L., Andrejiová, M., Grinčová, A. (2017). Examination of the process of damaging the top covering layer of a conveyor belt

applying the FEM. Journal of the International Measurement Confederation, (112). 47-52. DOI: 10.1016/j.measurement.2017.08.016

112. Колосов Л.В., Бельмас И.В. Применение электрических моделей для исследования композитных материалов // Механика композитных материалов. – 1981. – №1. – С. 115-119

113. Дарія Заде С. Численна методика определения эффективных характеристик однонаправлено армированных композитов. / Вісник НТУ «ХПІ», 2013, №58, с. 71-77.

114. Mei, X.-Z., Miao, C.-Y, Yang, Y.-L, Li, X.-G. Automatic detection method for mine conveyor belt surface damage (Article). Meitan Xuebao/Journal of the China Coal Society. Vol. 41. – 2016. – P. 259-265.

115. Бельмас І.В., Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Бобильова І.Т Дослідження напруженого стану гнучкого тягового органу з кінематичним зв'язком. Збірник наукових праць VIII Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні РТМЕ 2019» 4-8 лютого 2019 р. Івано-Франківськ – Яремче, 2019 - с. 72-73.

116. Колосов Л.В., Бельмас И.В. Анализ схем стыковых соединений резиновых лент. Известия вузов. Горный журнал. - 1990, N 2, С.83-85.

117. Левченя Ж.Б. Повышение надежности стыковых соединений конвейерных лент на горнодобывающих предприятиях: На примере РУП "ПО "Беларуськалий" : диссертация ... кандидата технических наук : 05.05.06. - Солигорск, 2004. - 152 с.

118. Танцура Г.І. Гнучкі тягові органи. Стикові з'єднання конвеєрних стрічок. – Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2010. – 127 с.

119. Бельмас І.В., Білоус О.І., Конох Ю.М. Деформування ступінчатого канату на шківі підйомної машини // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'. – 2010. – №3. – С. 109-112.

120. Бельмас І.В., Колосов Д.Л., Бобильова І.Т. Врахування дотичних напружень при автоматизованому конструювання ступінчастого канату. Стальные канаты. Сборник научных трудов №7, 2009, 147-152.

121. Бельмас И.В., Блохин С.Е., Колосов Д.Л. Напряженно-деформированное состояние тягового органа ступенчатой конструкции в бобинной намотке. Стальные канаты. Сборник научных статей. Одесса. Астропринт, 2010, С. 71-78.

122. Часткове відновлення тягової спроможності гумотросового тягового органа з ушкодженою тросовою основою / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, І.Т. Бобильова // Збірник наукових праць Національного гірничого університету. – Дніпро. – 2020. – №60. – С. 196-206. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/60.196>

123. Zabolotny K. Definition of rating loading in spires of multilayer winding of rubber-rope cable / K. Zabolotny, E. Panchenko // New Techniques and technologies in Mining. – Boca Raton – London – New York – Leiden: CRC Press Taylor & Francis Group, Balkema Book. – 2010. – P. 223-229.

124. Заболотный К.С. Теория многослойной намотки резинотросового каната: монография / К.С. Заболотный, Е.В. Панченко, А.Л. Жупиев. – Д.: НГУ, 2011. – 150 с.

125. Поліщук Л. К. Динаміка привідних систем і стрілових конструкцій стрічкових конвеєрів мобільних машин Дис. на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук Спеціальність 05.02.09 – Динаміка та міцність машин. Машинознавство. Національний університет «Львівська політехніка». Львів 2016. - 564 с.

126. Бельмас І.В, Білоус О.І., Танцура Г.І Напружено-деформований стан стрічки на ділянці її перевертання. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Гірничя електромеханіка. Вип. 83.- 2004.- С.26-33.

127. Бельмас І.В, Білоус О.І., Допустимые отклонения поверхности барабанов конвейеров от цилиндра. Підйомно-транспортна техніка №4(8), - 2003. - С. 24-32

128. Напружено-деформований стан плоского тягово-несучого органа підйомно-транспортної машини з урахуванням впливу комплексу чинників /

Д.Л. Колосов, В.І. Самуся, О.І. Білоус, І.Т. Бобильова // Збірник наукових праць Національного гірничого університету. – Дніпро. – 2018. – №55. – С. 213-221.

129. Колосов Д.Л. Вплив відхилень напрямних посудини на напружено-деформований стан плоского головного каната підйомної машини / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус // Збірник наукових праць Національного гірничого університету. – 2017. – №50. – С. 186-194.

130. Закономірності напружено-деформованого стану головного гумотросового каната з урахуванням впливу порушеної геометрії стовбуру / Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Збірник наукових праць Національного гірничого університету. – Дніпро. – 2019. – №58. – С. 167-177.

131. Колосов Д.Л. Дослідження впливу повороту посудини на розподіл напружень в плоскому канаті підйомної машини / Д.Л. Колосов, О.Г. Науменко, О.І. Білоус // Збірник наукових праць Національного гірничого університету. – Дніпро. – 2017. – №52. – С. 220-227.

132. Вплив відхилень розташування посудини шахтної підйомної установки на напружений стан головного гумотросового каната / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, С.В. Онищенко, О.М. Черниш // Збірник наукових праць Національного гірничого університету. – 2020. – №62. – С. 196-204.
<http://znp.nmu.org.ua/pdf/2020/62/PDF/18.pdf>

133. Ільїна І.С. Динаміка канатних та гідротранспортних подійомних комплексів гірничих підприємств / І.С. Ільїна, В.І. Самуся, С.Р. Ільїн, В.Є. Кириченко. Дн-ськ: Національний гірничий університет. – 2015. – 302 с.

134. Денищенко О.В. Патент № 88725 України на винахід. E21F 13/00 (2009) Шахтна канатна дорога. Заявник та патентовласник НГУ № a200803537 заявл. 10.11.2009, опубліковано 02.02.2022, Бюл. № 21/2009.

135. Денищенко О.В., Юрченко О.О. Патент № 63807 України на корисну модель. E 21F13/00 (2011.01):Шахтний канатний підйомник для похилих виробок. Заявник та патентовласник НГУ № u201102382 заявл. 28.02.2011, опубліковано 25.10.2011, Бюл. № № 20/2011.

136. Денищенко О.В., Юрченко О.О Патент № 100170 України на винахід. E21F 13/00 ((2012.01)) Шахтний канатний підйомник для похилих виробок.. Заявник та патентовласник НГУ № а201101284 заявл. 04.02.2011, опубліковано 26.11.2012, бюл. № 22/2012.

137. Колосов Д. Л., Білоус О. І., Танцура Г. І., Дементій А. І. Розрахунок напруженого стану канату з виступами. Проблеми математичного моделювання : матеріали Всеукр. наук.-метод. конф., Кам'янське : ДДТУ, 2020, С.125-127.

138. Haddad, J.S., Denyshchenko, O., Kolosov, D., Bartashevskyi, S., Rastsvietaiev, V., & Cherniaiev, O. (2021). Reducing Wear of the Mine Ropeways Components Basing Upon the Studies of Their Contact Interaction. *Archives of Mining Sciences*, 66(4), 579-594. DOI: 10.24425/ams.2021.139598

139. Ilin, S., Adorska, L., Patariaia, D., Samusia, V., Ilina, S., Kholomeniuk, M. (2020). Control of technical state of mine hoisting installations. *II International Conference Essays of Mining Science and Practic*, Vol. 168, DOI: [10.1051/e3sconf/202016800045](https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016800045)

140. Kravets, V., Samusia, V., Kolosov, D., Bas, K., Onyshchenko, S. (2020). Discrete mathematical model of travelling wave of conveyor transport. *II International Conference Essays of Mining Science and Practic*, Vol. 168, DOI: [10.1051/e3sconf/202016800030](https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016800030)

141. Вплив розривів груп тросів на міцність гумотросового тягово-транспортувального органа / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.М. Долгов, Г.І. Танцура, С.В. Онищенко // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка». – 2021. – №64. – С. 166-174. Режим доступу: <https://doi.org/10.33271/crpnmu/64.166>

142. Напружено-деформований стан гнучкого композитного тягового органа нерегулярної будови / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.М. Долгов, Т.О. Чечель, О.М. Воробйова // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка». – 2021. – №66. – С. 116-124. Режим доступу: <https://doi.org/10.33271/crpnmu/66.116>

143. Напружений стан стрічки потужного конвеєра з розривом групи тросів / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, С.В. Онищенко, О.М. Воробйова // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка». – 2021. – №66. – С. 125-131. Режим доступу:

<https://doi.org/10.33271/crpnmu/66.125>

144. Вплив нелінійності деформування тросів гумотросового каната на його напружено-деформований стан / Д.Л. Колосов, В.І. Самуся, Г.І. Танцура, О.І. Білоус, О.М. Воробйова // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка». – 2021. – №66. – С. 132-139. Режим доступу:

<https://doi.org/10.33271/crpnmu/66.132>

145. Дослідження напруженого стану оболонки композитного тягового органа від дії дотичного навантаження / Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Гірничя електромеханіка та автоматика / Наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 103. – С. 92-98. <https://gea.nmu.org.ua/ua/ntz/archive/103/103.pdf>

146. Колосов Д.Л. Обґрунтування методу розрахунку напружено-деформованого стану підйомного гумотросового каната з урахуванням впливу розривів тросової основи та комплексу чинників / Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка». – 2020. – №63. С. 98-114. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/63.098>

147. Аналіз впливу повороту посудини підйомної машини на напружений стан головного гумотросового каната / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.М. Долгов, С.В. Онищенко, Г.І. Танцура, О.І. Білоус // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка». – 2022. – №70. С. 91–98. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/70.091>

148. Напружено-деформований стан композитного каната з урахуванням впливу нелінійності його деформування та розриву елементу армування / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, П.В. Черниш, // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка». – 2022. – №70. С. 99-106. Режим доступу: <https://doi.org/10.33271/crpnmu/70.099>

149. Алгоритм розрахунку на міцність конвеєрної стрічки з отворами / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, І.Т. Бобильова // Збірник наукових праць ДДТУ (технічні науки). – Каменське: ДДТУ, Тематичний випуск. Теорія, технологія і машини для обробки металів. – 2020. – С. 91-95. DOI: 10.31319/2519-2884.tm.2020.18

150. Вплив дефекту приєднання вантового канату на його напружений стан / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, Ю.Ю. Гупало // Збірник наукових праць ДДТУ (технічні науки). – Каменське: ДДТУ, Тематичний випуск. Теорія, технологія і машини для обробки металів.– 2020. – С. 101-105. DOI: 10.31319/2519-2884.tm.2020.20

151. Вимоги до механічних властивостей складових стрічки підвісного конвеєра/ І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, О.В. Сай // Збірник наукових праць ДДТУ (технічні науки). – Каменське: ДДТУ, Тематичний випуск. Теорія, технологія і машини для обробки металів. – 2020. – С. 95-101. DOI: 10.31319/2519-2884.tm.2020.19

152. Design-induced operational changes of stress-strain state in flat rubber-cable tractive element of hoisting and transporting machine / D. L. Kolosov, V. I. Samusia, O. I. Bilous, H. I. Tantsura, S. V. Onyshchenko // Prospects for developing resource-saving technologies in mineral mining and processing: multi-authored monograph. - Petroșani, Romania: UNIVERSITAS Publishing, 2022. - PP. 214-241. DOI: [10.31713/m1108](https://doi.org/10.31713/m1108)

153. Stress-strain state of flexible composite tractive element with cable breakages at tubular-shaped and transitional areas / I. V. Belmas, D. L. Kolosov, V. I. Samusia, A. L. Kolosov, S. V. Onyshchenko // Prospects for developing resource-saving technologies in mineral mining and processing: multi-authored monograph. - Petroșani, Romania: UNIVERSITAS Publishing, 2022. - PP. 435-467. DOI: 10.31713/m1117

ДОДАТКИ

УЗГОДЖЕНО:

Перший проректор

НТУ «Дніпровська політехніка», «Дніпродіпрошахт»

д-р техн. наук, проф.

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Директор

ДП

_____ А.В. Павличенко

«___» _____ 2022 р.

_____ Г.П. Шовкун

«___» _____ 2022 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ результатів науково-дослідної роботи

Цим актом підтверджується, що Національний технічний університет «Дніпровська політехніка» передав ДП «Дніпродіпрошахт» для використання наступні результати науково-дослідної роботи ГП-506 «Науково-прикладні засади створення підйомно-транспортних установок з композитними тяговими органами на основі метамоделювання складних багатозв'язних дискретно-континуальних механічних систем»: методичні рекомендації із забезпечення стійкості положення плоского композитного тягового органа у заданих межах на приводному барабані (шківі) підйомно-транспортної машини; методика діагностування та критерії оцінки безпеки роботи підйомно-транспортних комплексів з гнучкими композитними тяговими органами; методичні рекомендації з розрахунку конструктивних та режимних параметрів елементів підйомно-транспортної установки з гнучкими композитними тяговими органами.

Новизна результатів НДР полягає у встановленні та комплексному врахуванні закономірностей напружено-деформованого стану плоских композитних тягових органів конвеєрних та підйомних установок від конструктивних параметрів підйомно-транспортних машин та від змін цих

параметрів в процесі експлуатації машин протягом життєвого циклу.

Результати науково-дослідної роботи будуть використані в проектних та науково-дослідних роботах ДП «Дніпродіпрошахт» для забезпечення працездатності тягових органів конвеєрних і підйомних установок та підвищення рівня ефективності використання й експлуатаційної безпеки діючих шахтних підйомно-транспортних комплексів.

Керівник НДР ГП-506,
д-р техн. наук, доц.

Головний інженер
ДП «Дніпродіпрошахт»

_____Д.Л. Колосов

_____Ю.А. Ткачов

УЗГОДЖЕНО:

Перший проректор
НТУ
«Дніпровська
політехніка»,
д-р техн. наук, проф.

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Заступник директора з наукової
роботи ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН
України,
член-кор. НАН України

_____ А.В. Павличенко

«___» _____ 2022 р.

_____ О.П. Круковський

«___» _____ 2022 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**результатів науково-дослідної роботи**

ГП-506 «Науково-прикладні засади створення підйомно-транспортних установок з композитними тяговими органами на основі метамоделювання складних багатозв'язних дискретно-континуальних механічних систем»

Цим актом підтверджується, що Національний технічний університет «Дніпровська політехніка» передав Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України для використання наступні результати науково-дослідної роботи: методика визначення сумісного впливу проектних технічних рішень та набутих конструктивних змін підйомно-транспортної установки з композитними тяговими органами в процесі її експлуатації; методика врахування змін механічних властивостей композитного тягового органа при реновації з частковим відновленням його тягової спроможності; методика розрахунку композитного тягового органа з локальними ушкодженнями тягового осердя та стиковими з'єднаннями, виконаними для отримання потрібної його довжини; методичні рекомендації щодо створення

підйомно-транспортних установок нового типу з гнучкими композитними тяговими органами.

Новизна отриманих науково-практичних результатів роботи полягає у встановленні закономірностей напружено-деформованого стану композитних тягових органів підйомно-транспортних установок з системою тягових шківів тертя від конструктивних параметрів машин та від природних змін механічних характеристик тягового органа в процесі експлуатації машин протягом всього життєвого циклу.

Результати науково-дослідної роботи будуть використані в проектних та науково-дослідних роботах ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України із забезпечення енергоефективності та експлуатаційної безпеки сучасних шахтних підйомно-транспортних комплексів.

Керівник НДР ГП-506,
д-р техн. наук, доц.

Завідувач відділу проблем
шахтних енергетичних комплексів,
д-р техн. наук, с.н.с.

_____Д.Л. Колосов

_____Є.В. Семененко



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **155864** (13) **U**
(51) МПК (2024.01)
E21F 13/00

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ
"УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки:	u 2023 03123	(72) Винахідник(и):	Танцура Ганна Іванівна (UA), Білоус Олена Іванівна (UA), Колосов Дмитро Леонідович (UA), Черниш Павло Віталійович (UA), Дришлюк Олексій Олександрович (UA)
(22) Дата подання заявки:	27.06.2023	(73) Володілець (володільці):	ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Дніпробудівська, 2, м. Кам'янське, Дніпропетровська обл., 51918 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності:	18.04.2024		
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію:	17.04.2024, Бюл.№ 16		

(54) ШАХТНИЙ КАНАТНИЙ ПІДЙОМНИК ДЛЯ ПОХИЛИХ ВИРОБОК

(57) Реферат:

Шахтний канатний підйомник для похилих виробок містить дві буксирні вагонетки зі зчепленими з ними складами вагонеток, рейкову колію та розминовку, привідну станцію із шківом тертя, що взаємодіє з тяговим канатом. Перша буксирна вагонетка зі зчепленим з нею складом вагонеток встановлена на рейкову колію, друга буксирна вагонетка зі зчепленим з нею складом вагонеток встановлена на додаткову рейкову колію з більшою базою, ніж база рейкової колії, і розташована у вертикальній площині співвісно з нею на висоті, що перевищує висоту першої буксирної вагонетки та зчепленого з нею складу вагонеток, а довжини осей додаткової рейкової колії перевищують довжину осей першої буксирної вагонетки зі зчепленим з нею складом вагонеток, вісь приводного шківа тертя розташована горизонтально, кінці тягових канатів приєднані до буксирних вагонеток, при цьому нижня гілка канату приєднана до першої буксирної вагонетки, додаткова рейкова колія має розминовку, і на ділянці, більш віддаленій від шківа тертя, ніж розминовка, нахилена під кутом, більшим за кут нахилу рейкової колії, а на ділянці, ближчій до шківа тертя, ніж розминовка, кут її нахилу менший за кут нахилу рейкової колії, крім того, ділянка, більш віддалена від шківа тертя, ділянка розминовки та ділянка, менш віддалена від шківа тертя додаткової рейкової колії, з'єднані криволінійними ділянками, радіус кривизни яких більший за міжосьову відстань осей другої буксирної вагонетки та зчепленого з нею складу вагонеток.

UA 155864 U