

**О.Л. ЛЯШУК, Р.Б. ГЕВКО, В.О. ДЗЮРА,  
О.М. КИРИК, А.П. ДОВБИШ**

**СТВОРЕННЯ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ  
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ  
МЕХАНІЗМІВ МАШИН І ОБЛАДНАННЯ**

**Монографія**

**Тернопіль  
2019**

**Рецензенти:**

**Дідух В.Ф.** – д. т. н., професор, завідувач кафедри аграрної інженерії Луцького національного технічного університету;

**Кузмінський Р.Д.** – д. т. н., доцент, завідувач кафедри експлуатації та технічного сервісу машин ім. професора Семковича О.Д. Львівського національного аграрного університету;

**Аулін В.В.** – д. т. н., професор, професор кафедри експлуатації та ремонту машин Центральноукраїнського національного технічного університету.

*Рекомендовано до друку Вченою Радою*

*Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя  
протокол № 6 від 25 червня 2019 р.*

Г 27      Створення та модернізація транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання / О.Л. Ляшук, Р.Б. Гевко, В.О. Дзюра, О.М. Кирик, А.П. Довбиш. – Тернопіль: ТНТУ, 2019. – 167 с.

**ISBN 978-617-7331-96-3**

Монографія присвячена вирішенню важливої науково-технічної проблеми, яка полягає в розробленні методів проектування й розрахунку конструктивних і технологічних параметрів робочих органів сільськогосподарських машин, що дасть змогу найбільш ефективно транспортувати сипкі матеріали.

В роботі представлено математичні та динамічні моделі процесів об'єднаних транспортно-технологічних операцій, що виконуються на горизонтальних, похилих і вертикальних трасах відповідними машинами та обладнанням. Запропоновано нові методики для проведення експериментальних досліджень, з метою підвищення ефективності практичного застосування розроблених і модернізованих машин.

Вмонографії наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень, які представлені у різних форматах, для кращого сприйняття науково-технічними працівниками, котрі займаються вирішенням даних проблемних питань.

Монографія розрахована на інженерно-технічних працівників, викладачів, науковців, аспірантів та студентів відповідних спеціальностей.

## ВСТУП

На даний час проектування та розрахунок транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання проводиться за типовими схемами з обмеженим урахуванням реологічних властивостей сипких сільськогосподарських матеріалів, які транспортуються та обробляються, а також особливостей та специфіки виробничих процесів.

Сучасний стан розвитку транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин вимагає пошуку нових шляхів покращення технологічних й експлуатаційних параметрів робочих органів, розширення їх функціональних можливостей, які дають змогу підвищити продуктивність і покращити якість транспортних процесів з метою як зменшення травмування насінневих зернових матеріалів, так, зокрема, і забезпечення одночасного транспортування, змішування та добавки компонентів комових сумішей безпосередньо перед годівлею тварин і птиці.

Новітні розробки, обладнання транспортно-технологічних механізмів та їх робочих органів повинні базуватися на коректних фізичних і математичних моделях процесів, які відбуваються при транспортуванні та можуть бути реалізовані доступними математичними методиками.

Проведений аналіз запатентованих технічних рішень, компоновальних схем транспортно-технологічних механізмів та їх робочих органів показав, що гвинтові конвеєри як жорсткі, так і гнучкі переважно виконують одну функцію, а саме переміщення сипких матеріалів в технологічних руслах. Окремі типи жорстких конвеєрів при застосуванні оригінальних проте досить складних у виготовленні гвинтових робочих органів з різальними кромками та закріпленими ножами можуть одночасно транспортувати та подрібнювати матеріали (наприклад кормові буряки). Однак готувати та роздавати готові кормові суміші для годівлі тварин і птиці для таких типів конвеєрів є проблематичним.

Гнучкі гвинтові конвеєри характеризуються мобільністю корегування положення технологічної траси і забезпечують навіть у процесі транспортування сипких матеріалів можливість зміни їх зони забору та вивантаження, що суттєво розширює їх експлуатаційні показники. Проте функціональні можливості гнучких гвинтових конвеєрів є обмеженими, як і довжина технологічних трас переміщення сипких вантажів.

Скребокві (шайбові) конвеєри з тросовими та ланцюговими тяговими органами, які транспортують сипкі матеріали та кормові суміші в направляючих трубах різної конфігурації по замкнутих трасах на відміну від гвинтових конвеєрів мають свої як недоліки, так і переваги.

Їх основним недоліком є стаціонарне розташування технологічної траси, а також наявність двох замкнутих між собою віток, одна з яких є робочою, а інша холостою.

Перевагами таких типів конвеєрів є можливість поєднувати в одному робочому органі функції одночасного змішування та транспортування кормових сипких сумішей з добавкою різних градієнтів шляхом застосування набору бункерів в зоні завантаження сипкого матеріалу з відповідними дозуючими елементами. Підвищити ефективність процесів перемішування і відповідно приготування кормових сумішей можливо завдяки застосуванню оригінальних скребоків або шайб, які в процесі транспортування матеріалу його частину будуть пропускати для захоплення наступними по ходу скребками, що сприятиме процесу перемішування компонентів матеріалів.

Також такі типи конвеєрів модульовано подавати корми для безпосередньої годівлі тварин та птиці.

Таким чином в даній роботі більша увага приділятиметься процесам функціонування скребоквим та шайбовим конвеєрам з різними тяговими робочими органами та їх навантаженням.

Тому основною проблемою при створенні й обґрунтуванні параметрів і режимів роботи нових конструкцій транспортно-технологічних механізмів неперервної дії машин та обладнання, які забезпечують розширення їх технологічних можливостей, є зниження енерго- і матеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації, а також розроблення методик проектування нових та вдосконалених робочих органів для їх застосування у різних виробничих процесах.

# РОЗДІЛ 1.

## АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН

### 1.1. Сучасний стан досліджень транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання

Транспортно-технологічні механізми (ТТМ) машин та обладнання знайшли широке застосування в різних галузях, таких як машинобудування, сільськогосподарське виробництво, харчова та переробна промисловість, будівництво, транспорт та ін. Їх впровадження у виробничі процеси стало можливим завдяки проведеними дослідженнями багатьма вченими, конструкторами та технологами.

Теоретичною основою та вихідними даними для проведення досліджень послужили роботи ряду українських і зарубіжних вчених з теорії переміщення частинок сипких матеріалів по поверхнях гвинтових і скребкових конвеєрів, механіки сипких вантажів, проектування і оптимізації параметрів конвеєрів неперервної дії, а також наукова та патентна література стосовно нових конструктивних і технологічних рішень гвинтових та скребкових конвеєрів, а також розширення сфери їх використання.

Дослідженню транспортно-технологічних механізмів, оптимізації та розробці математичних моделей технологічних процесів транспортування та змішування різних компонентів сумішей робочими органами відповідних машин присвячені праці вчених: П.М. Василенка [1, 2], Б.М. Гевка [3-8], А.А. Вайнсона [9], М.П. Александрова [10], Р.М. Рогатинського [11-15, 23], М.І. Пилипця [5, 16], Ф.Г. Зуєва [17], Ф.К. Іванченка [18], А.М. Кошельова [19], В.В. Краснікова [20], М.В. Матухна [21], Р.Б. Гевка [22-28], В.М. Барановського [28, 29], О.Л. Ляшука [7, 8, 25, 27, 28, 30, 31], В.М. Ловейкіна [32-36], А.О. Співаковського [37], І.Б. Гевка [12-16, 38], В.Ф. Дідуха [39], Н.Е. Ромакіна [40], Токарчука О.А. [41, 42], О.Р. Рогатинської, Л.Р. Рогатинської [8, 15, 35, 43], Я.М. Жисліна [44], О.Я. Гурика [45], Д.В. Дмитріва [46], В.О. Дзюри [26, 27, 29, 47], Ю.Б. Капацели [48], Г.М. Кукти [49, 50], М.К. Лінника [51] та ін.

Основою наукових досліджень став пошук шляхів розв'язку задач взаємодії матеріалів з робочими органами та їх проектування.

Теоретичні основи опису руху частинок по шорстких поверхнях робочих органів сільськогосподарських машин, а також дослідження процесів змішування, приготування та дозованої подачі кормових сумішей наведено в роботах П.М. Василенка.

Комплекс наукових і практичних рекомендацій з оптимального проектування моделей гвинтових транспортно-технологічних механізмів з розширеними функціональними можливостями та експлуатаційними показниками наведено в працях Б.М. Гевка, Р.М. Рогатинського, М.І. Пилипця, О.Л. Ляшука, І.Б. Гевка та ін. У даних дослідженнях проведено структурно-кінематичний аналіз гвинтових транспортно-технологічних механізмів (ГТТМ) визначено основні напрямки синтезу нових конструкцій з розширеними технологічними можливостями. Для технологічних процесів у аграрному виробництві розроблено уніфіковану модель функціонування ГТТМ. Авторами здійснено розв'язок задачі на основі розроблення алгоритму розрахунків об'ємної взаємодії тіл у рухомому потоці напружено-деформованого стану, обґрунтовано оптимізаційні задачі нелінійного програмування. Потреби процесів сортування, очищення, транспортування, а також формоутворення гвинтових робочих органів сприяли розробленню нових технічних рішень, способів і пристроїв для виконання відповідних технологічних процесів.

Базові теоретичні та експериментальні дослідження ГТМ, а також методики, рекомендації та аналітичні залежності для проведення інженерних розрахунків з метою вибору раціональних параметрів робочих органів і режимів роботи наведено в працях А.А. Вайнсона, М.П. Александрова, Ф.Г. Зуєва, Ф.К. Іванченка, В.В. Краснікова, М.В. Матухна, А.О. Співаковського, Н.Е. Ромакіна та ін.

Підвищенню технічного та технологічного рівнів гвинтових робочих органів і процесів завантаження та перевантаження сипких матеріалів викладено в роботах Р.Б. Гевка, Р.М. Рогатинського, Р.І. Розума, М.Б. Клендія, О.А. Токарчука та ін.

Теоретичні та експериментальні дослідження підживлення потоку сипкого матеріалу в замкнутих кожухах, шляхом застосування пневмошнекових живильників з визначенням їх раціональних режимів роботи наведено в працях Р.Б. Гевка, О.Л. Ляшука, В.М. Барановського, В.О. Дзюри, О.М. Клендій, Р.В. Романовського та ін.

Застосування еластичних поверхонь на периферійній гвинтовій поверхні шнекових транспортерів з їх визначенням конструктивних,

кінематичних, технологічних і динамічних параметрів викладено в роботах Р.Б. Гевка, С.З. Залуцького, О.Л. Ляшука, І.Г. Ткаченка та ін.

Значний вклад в оптимізацію піднімально-транспортних машин, динамічний синтез перехідних режимів руху механізмів і машин, режимів роботи гвинтових конвеєрів вніс В.С. Ловейкін.

Оптимізація параметрів гвинтових транспортно-технологічних систем з формалізованим описом гвинтових профілей наведено в працях Р.М. Рогатинського, Л.Р. Рогатинської, О.Р. Рогатинської.

Розробці конструкцій та обґрунтуванню параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів та гранульованих органо-мінеральних добрив процесів приготування комбікормів присвячені праці В.Ф. Дідуха, Я.М. Жисліна, О.Я. Гурика, Д.В. Дмитріва, Ю.Б. Капацели, Г.М. Кукти, М.К. Лінника А.М. Кошельова та ін.

Для забезпечення якісного виготовлення робочих органів транспортно-технологічних механізмів, в першу чергу гвинтових, розроблено нове обладнання та пристрої, проведені дослідження з визначення їх оптимальних і раціональних параметрів та режимів роботи, а також запропоновано способи послідовного здійснення відповідних технологічних операцій.

Значний вклад у розробку нових технологій виготовлення спіралей шнеків, як одних з базових елементів транспортно-технологічних механізмів, їх різних типорозмірів та конструктивних виконань внесли вчені Б.М. Гевко [52-55, 62], М.І. Пилипець [5, 56], А.П. Драган [57, 58], В.Е. Гурвіч [59], Д.В. Дмитрів [60], А.Є. Дячун [61], О.Л. Ляшук [62-64], Л.М. Данильченко [65] та ін.

Науково-технологічні основи технології виготовлення спіралей шнеків викладено в роботах Б.М. Гевка. Подальший розвиток даних досліджень, а саме технологія виробництва витих заготовок деталей машин відображено в наукових дослідженнях М.І. Пилипця.

Теоретичні передумови технологічного процесу виготовлення гвинтових гофрованих заготовок та результати експериментальних досліджень їх отримання наведено в працях А.П. Драгана, Д.В. Дмитріва та А.Є. Дячуна.

Синтез технологічного оснащення для навивання гвинтових заготовок і результати експериментальних досліджень з визначення впливу технологічних факторів на конструктивні параметри гвинтових заготовок для виготовлення транспортуючих робочих органів

сільськогосподарських машин викладено в роботах О.Л. Ляшука.

Розробка, визначення параметрів і впровадження у виробництво процесу холодного вальцювання спіралей шнеків сільськогосподарських машин наведено в дисертаційній роботі В.Е. Гурвича.

Технологічне забезпечення точності формоутворення витих заготовок для фіксації агрегатів мотоблоків викладено в дослідженні Л.М. Данильченко.

Ефективне завантаження транспортно-технологічних магістралей сипкими матеріалами, а також компонентами сумішей пов'язане з їх переміщенням у бункерних установках різної конфігурації та допоміжними активуючими елементами в зону захоплення гвинтовими робочими органами. При цьому, необхідно враховувати реологічні властивості транспортованих матеріалів та їх компонентів, які за необхідності в процесі переміщення змішуються для отримання однорідних сумішей, що здешевлює відповідні технологічні операції, шляхом їх об'єднання. Вивченню даних питань та розробці нових типів бункерних установок і відповідних технологічних процесів, а також визначенню механіко-технологічних властивостей сипких сільськогосподарських матеріалів присвячені наукові праці К.В. Алферова [66], Л.В. Гячева [67], Р.Л. Зенкова [68, 69], О.М. Царенка [70], Г.А. Хайліса [71, 72], Б.М. Гевка [3, 4], Р.М. Рогатинського [4, 12], Р.Б. Гевка [73, 74, 78, 79], М.Б. Клендія [75], Р.Я. Лещука [76], Д.Л. Радика [77], Р.І. Розума [78, 79].

Досить детальні дослідження процесів перетікання сипких матеріалів у бункерних установках в зону їх забору робочими органами нами викладено в працях К.В. Алферова, Л.В. Гячева, Р.Л. Зенкова та ін.

Встановленню механіко-технологічних властивостей різних типів сипких сільськогосподарських матеріалів присвячені роботи О.М. Царенка, Г.А. Хайліса, М.Г. Ковальова, Д.Г. Войтюка та ін. Механіка сипких матеріалів є відмінною від механіки суцільних середовищ. Тому, при дослідженні технологічних процесів та визначенні оптимальних параметрів транспортно-технологічних робочих органів варто користуватись механіко-технологічними властивостями сипких матеріалів, які переміщуються в технологічних руслах машин і механізмів при забезпеченні мінімізації їх пошкоджень.

В роботах Б.М. Гевка і Р.М. Рогатинського наведено результати досліджень, за якими встановлено, що транспортуванні зернових



матеріалів ступінь їх пошкодження та енерговитрати зменшуються при зменшенні кута нахилу стінок гвинтового живильника та зміщення вертикального тиску матеріалу в сторону периферії робочого органу. Так, при без бункерному завантаженні раціональними є кути нахилу стінок живильника  $40^{\circ} \dots 50^{\circ}$ , зміщення вектору узагальненого тиску матеріалу на величину  $(0,8 \dots 1,5) D$  від осі обертання. Зменшення стовпа завантаження з 0,5 м до 0,3 м зменшує енерговитрати на 12...18 %.

В наукових дослідженнях Р.Б. Гевка, М.Б. Клендія, Р.І. Розума, Р.Я. Лещука, Д.Л. Радика, О.М. Клендій викладено матеріали результатів теоретичних та експериментальних досліджень технологічних процесів завантаження та подачі в технологічні русла сипких матеріалів, а також процесів їх перевантаження із завантажувальних у вивантажувальні магістралі для гвинтових конвеєрів. В цих роботах наведено рекомендації стосовно вибору конструктивних, кінематичних, технологічних і динамічних параметрів розроблених конструкцій робочих органів та їх компоновок з відповідними машинами.

Для транспортування сипких матеріалів по прямолінійних трасах (горизонтальних, похилих і вертикальних) застосовуються жорсткі шнеки, конструктивною особливістю яких є розташування привідного валу в опорах, що винесені за межі направляючого кожуха (труби). Для забезпечення ефективного функціонування таких типів конвеєрів та особливостей виконання технологічного процесу, а також встановлення оптимальних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів та їх режимів роботи присвячено наукові дослідження: Х. Германа [80], А.М. Григор'єва [81], Б.М. Гевка [3-6, 88], Р.М. Рогатинського [4-6], І.Е. Груздева [82], О.Д. Алімова [83], В.С. Ловейкіна, О.Р. Рогатинської [84, 85], О.Л. Ляшука [86-88], В.Ф. Ярошенка [89], А.І. Турпаєва [90] та ін.

Розвиток теоретичних основ функціонування гвинтових конвеєрів, в якості робочого органу яких застосовуються шнеки зі смуговим гвинтовим ребром викладено в працях Х. Германа, А.М. Григор'єва, Б.М. Гевка, Р.М. Рогатинського, І.Е. Груздева, О.Д. Алімова та ін.

В роботах Б.М. Гевка наведено наукові основи аналізу та синтезу гвинтових механізмів, виведені рівняння геометричних поверхонь робочих органів, досліджено нелінійну задачу динаміки руху матеріальної точки з нестационарними зв'язками, а також визначені кінетичні та динамічні параметри рухомого потоку сипкого вантажу. Встановлено, що розрахункове значення коефіцієнта заповнення простору між витками

шнека з врахуванням зміни швидкості транспортування в діапазоні кутових частот обертання  $\omega = 25,0 \dots 50 \text{ c}^{-1}$  знаходиться в межах  $0,5 \dots 0,7$ .

У працях Р.М. Рогатинського досліджено механіко – технологічні основи взаємодії шнеків з сировиною сільськогосподарського виробництва. Розв’язана задача руху зв’язаних і сипких зернових матеріалів потоком по гвинтових поверхнях, а також встановлено розподіл навантажень та напружено-деформівний стан таких робочих органів. Розроблено уніфікований метод формалізованого опису поверхонь матеріалів сільськогосподарського виробництва та робочих органів на основі алгебраїчних функцій і математичні моделі їх зближення та ударної взаємодії.

Встановлено, що мінімізація енерговитрат та ступеня пошкодження сільськогосподарської продукції досягається при збереженні відповідності між кутовою швидкістю гвинта та продуктивністю технологічної операції у співвідношенні  $\omega = k/Q^{1/5}$ , де  $12 < k < 20$ : для пшениці  $k = 13 \dots 14$ , для кукурудзи  $k \approx 16$ , для ячменю  $k = 13 \dots 15$ . Для зернових матеріалів із коефіцієнтом зовнішнього тертя  $\mu$  до  $0,5$  раціональний крок спіралі становить  $0,9 \dots 1,0$  від діаметра спіралі  $D$ , для матеріалів із коефіцієнтом тертя  $0,5 \dots 0,8$  відповідно  $0,8 \dots 0,9 D$  і  $\mu > 0,8$  крок  $T = (0,6 \dots 0,8) D$ .

Згідно даних, які викладені у працях при швидкості обертання спіралі більш ніж  $450 \dots 500$  об/хв, весь потік переходить у гвинтовий рух, що сприяє зниженню непродуктивних енерговитрат. Однак, при зростанні частоти обертання гвинтового робочого органу понад  $600$  об/хв, починається падіння продуктивності гвинтового конвеєра внаслідок незадовільного завантаження простору між витками спіралі.

Збільшення зазору між спіраллю та кожухом з  $3$  до  $5$  мм при частоті обертання спіралі шнека близько  $\omega = 37 \text{ c}^{-1}$  призводить до зриву гвинтового руху матеріалу і його транспортування відбувається по нижній поверхні руслу кожуха, тобто з підвищенням зазору зростає критичне значення кутової швидкості, при якій здійснюється процес транспортування.

В роботах В.С. Ловеїкіна та О.Р. Рогатинської наведено залежності для встановлення раціональних параметрів і режимів роботи вертикальних та швидкохідних гвинтових конвеєрів.

Структурний синтез гвинтових робочих органів механізмів машин, який базується на аналізі відомих та власних досліджень викладено в роботах О.Л. Ляшука, Р.О. Любачівського, Р.О. Дячуна. В даних роботах

наведено результати досліджень на розробленому стендовому обладнанні та визначено раціональні параметри їх ефективного функціонування.

За результатами досліджень секційного гвинтового робочого органу встановлено, що за умови його експлуатаційної надійності при довжині секційного гвинтового робочого органу 6 м та діаметрі 100 мм кут закручування робочого органу знаходиться в межах  $26...30^\circ$ , а гранично допустимий не повинен перевищувати  $35^\circ$ .

Проведені дослідження з уточнення коефіцієнту заповнення міжвиткового простору горизонтального гвинтового транспортера, а також ефективного функціонування передач наведено в роботах В.Ф. Ярошенка та А.І. Турпаєва.

Більш широкі експлуатаційні показники, на відміну від жорстких шнеків, мають гнучкі гвинтові конвеєри, які забезпечують мобільність зміни технологічної траси, оскільки робочі органи вільно розташовуються в еластичних кожухах. Це забезпечує швидку зміну положення зони вивантаження матеріалу, а також його забору при застосуванні двомагістральних гнучких гвинтових конвеєрів із застосуванням перевантажувальних патрубків для транспортованого сипкого матеріалу, а також з розташуванням приводу завантажувальної та вивантажувальної магістралей в центральній частині конвеєрів.

Значний вклад в розробку нових конструкцій гнучких гвинтових робочих органів та компоновок таких конвеєрів, проведенню теоретичних і експериментальних досліджень для встановлення їх раціональних та оптимальних параметрів, а також режимів роботи внесли науковці А.М. Григорьев, П.А. Преображенський [91, 92], С.М. Михайлов [92, 93], Б.М. Гевко [3-6, 88, 104], Р.М. Рогатинський [4-6], М.І. Пилипець [5, 16, 94], Р.Б. Гевко [22, 23, 95-99], А.О. Вітровий [99, 100, 107], І.Б. Гевко [101-103], О.Л. Ляшук [101-105], І.О. Павлова [106, 107], М.Р. Гевко [108, 109], А.І. Пік [110].

Теоретичні та експериментальні дослідження гнучких конвеєрів із спіраллю круглого поперечного перетину з визначення їх продуктивності, коефіцієнта заповнення еластичного напрямлюючого кожуха, а також встановлення впливу завантажувального патрубка та кута нахилу його забірної частини до горизонту наведено в роботах А.М. Григорьева, П.А. Преображенський, К.Д. Вацагіна; О.О. Труфанова; С.М. Михайлова. Авторами доведено, що при малих співвідношеннях кроку спіралі  $S$  та

зовнішнього її діаметру  $D_k$  і кутових швидкостях в межах 400...600 об/хв частка корисної потужності до загально затраченої становить 5...20%.

Таким чином, значна частка енерговитрат витрачається на перемішування та подрібнення транспортованого сипкого матеріалу. Тому, при проектуванні смугових гнучких спіралей шнеків, з висотою ребра 20...30 мм, особливо при транспортуванні насінєвих матеріалів, необхідно мінімізувати радіус заокруглення периферійної робочої кромки спіралі.

Результати теоретичних і експериментальних досліджень смугових спіралей гнучких гвинтових конвеєрів наведені в працях Б.М. Гевка; М.І. Пилипця. Авторами встановлено, що продуктивність таких робочих органів практично не залежить від зміни висоти піднімання сипкого матеріалу та радіусу кривизни траси. При цьому об'ємний розхід для різних вантажів знаходився приблизно на одному рівні та визначався лише умовами в зоні завантаженн, а продуктивність конвеєрів зростає прямо пропорційно з підвищенням частоти обертання робочого органу.

Результати теоретичних і експериментальних досліджень з визначення енерго-силових і експлуатаційних параметрів процесу переміщення сипких матеріалів з шарнірно з'єднаними робочими органами викладено в працях Р.Б. Гевка, А.О. Вітрового, І.О. Павлової, О.Л. Ляшука, І.Б.Гевка та ін. Для даних типів робочих органів встановлено раціональні параметри та їх режими роботи: частота обертання робочого органу 450...600 хв<sup>-1</sup>; висота транспортування 1,5 м; мінімально допустимий радіус кривизни технологічної траси 0,5 м; коефіцієнт заповнення гнучкого кожуха 0,5...0,8.

В наукових працях І.Б. Гевка, О.Л. Ляшука, А.І. Піка на основі аналізу проведених авторами досліджень встановлено економічна ефективність розробок в даному напрямку. А.І. Піком запропоновано раціональні форми лопатей, які виконані у вигляді гвинтової поверхні з кутом нахилу до нормального січення рукава 12...20° в залежності від підйому траси та реологічних властивостей транспортованого матеріалу.

За результатами досліджень секційного гвинтового робочого органу Р.Я. Лещуком встановлено, що за умови експлуатаційної надійності при довжині секційного гвинтового робочого органу 6 м та діаметрі 100 мм його кут закручування знаходиться в межах 26...30°, а гранично допустимий не повинен перевищувати 35°.

Обґрунтуванню параметрів шарнірного робочого органу гвинтового конвеєра з парами кулькових зачеплень між гвинтовими секціями для

підвищення його експлуатаційних показників та проведенню розрахунку напруженого стану кулькових зачеплень шарнірних секцій і встановленню динамічних навантажень при пуску та різкому гальмуванні конвеєра присвячені роботи І.О. Павлової.

Встановлення раціональних параметрів секційних робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів з визначенням оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів викладено в роботах М.Р. Гевка.

Однією з проблем, що виникають при виконанні робочих процесів транспортно-технологічними механізмами, особливо гвинтовими конвеєрами є защемлення транспортованого матеріалу в зазорі між обертовою гвинтовою поверхнею робочого органу та нерухомою внутрішньою поверхнею направляючого кожуха. При переміщенні сипких і твердих кускових матеріалів це призводить до їх пошкодження та дроблення, що є недопустимим для переважної більшості таких матеріалів, особливо сільськогосподарського виробництва (зернових, насінневих, гранульованих мінеральних добрив та ін.). Це також може спричиняти поломки вузлів транспортерів, і як наслідок, зниження їх експлуатаційної надійності та падіння продуктивності в процесі виконання різних завантажувально-розвантажувальних операцій.

З метою усунення цих недоліків розроблені різні типи конструкцій захисних механізмів, які забезпечують відносно провертання ведучих елементів приводів відносно ведених при виникненні перевантаження. Розробці конструкцій запобіжних пристроїв, обґрунтуванню їх раціональних параметрів присвячені роботи вчених: В.С. Полякова, І.Д. Барбаша, О.А. Ряховського [111], С.Г. Нагорняка [112], Б.М. Гевка [3-6], В.О. Малащенко [113], Р.Б. Гевка [113], Клендій О.М. [114, 115, 118-120], І.Б. Гевка [121] та ін.

Базові розрахункові залежності та табличні дані для вибору конструктивних і кінематичних параметрів запобіжних муфт наведено в довіднику, який підготували В.С. Поляков, І.Д. Барбаш і О.А. Ряховський.

Дослідженню кулькових, кулачкових, фрикційних, планетарних і комбінованих муфт та визначенню їх параметрів внесли С.Г. Нагорняк і В.О. Малащенко.

Розробці та проектуванню запобіжних механізмів та їх компонуванню в схеми транспортно-технологічних машин і механізмів для підвищення

процесів їх функціонування присвячені роботи Р.Б. Гевка, Клендій О.М., І.Б. Гевка.

У формування наукових основ теорії проектування скребкових конвеєрів суттєвий вклад внесли відомі вчені М.П. Василенко, Ю.А. Пертен, П.С. Кузьмін, Г. Гафштенгель (Німеччина), Г.В. Корнеєв та ін.

Визначенню оптимальних і раціональних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів скребкових конвеєрів і режимів їх роботи залежно від реологічних властивостей транспортних сипких матеріалів присвячені роботи Р.Л. Зенкова, А.А. Вайсона, Г.А. Хайліса, А.О. Спиваковського, Ф.К. Іванченко та ін.

Класифікацією та визначенням галузей використання скребкових конвеєрів займався Ю.А. Пертен [122], обґрунтуванням режимів та умов роботи, розрахунками статичних, динамічних навантажень та розв'язання основних питань з надійності – В.К. Дьячков [123], В.Ф. Столярчук, М.Ф. Рачинець, Б.М. Гладь, з техніки безпеки, експлуатації конвеєрів Р.А. Волков та ін.

В роботах В.М. Булгакова, О.А. Бурлаки були висвітлені проблеми використання скребкових конвеєрів у зернозбиральних комбайнах [124]. Питаннями застосування скребкових конвеєрів на заводах будівельних матеріалів займався Л.В. Євнєвіч. Причинами пошкодження зерна скребково-ланцюговим елеватором зернозбирального комбайна - В.І. Недовесов, Н.В. Матухно.

За результатами аналізу проб взятих із суміші, за допомогою статичних методів зроблена оцінка однорідності, яка складається із різних сипучих матеріалів. За законами для систем декількох випадкових величин які є значно складніші і на практиці використовуються надзвичайно рідко відомо, що статистичний матеріал аналізується за однією випадковою величиною. Визначення якості змішування за однією випадковою величиною – яка є контрольним компонентом, у заданій пропорції яку додають у суміш відбувається методом відбирання проб в необхідному об'ємі і кількості за певним із відомих критеріїв.

Взяті із суміші аналізи проб використовувалися для оцінки якості змішування за допомогою запропонованих більшістю критеріїв і методично відрізняються способами обробки результатів аналізу.

На основі проведеного аналізу критеріїв якості змішування визначено, що найпоширенішим методом контролю є статистичний метод.

Результати, висвітлені різними науковцями, показали, що різні величини ступеню однорідності, які визначалися статистичний методом, змінюються у залежності від розміру проб, їхньої кількості, а також залежить від відносного вмісту контрольного компонента.

Завершеним вважається процес змішування у тому випадку, коли в суміші обов'язкова кількість комбікорму і концентратів складає 97% ( $V=3\%$ ), соковитих - 93% ( $V=7\%$ ), рідких і води - 95% ( $V=5\%$ ) і мінеральних добавок - 98% ( $V=2\%$ ) від заданої у рецепті.

З проведеного огляду теоретичних та експериментальних досліджень можна попередньо підібрати межі конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів гвинтових конвеєрів. Однак цілих питань потребують дослідження та встановлення істини, яка завжди буде під питанням.

## **1.2. Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень досліджень скребкових транспортно-технологічних механізмів машин та обладнання**

Одними із поширених засобів в різних галузях промисловості безперервного транспорту сипких вантажів є скребкові конвеєри які відрізняються за широкими конструктивними схемами [125]. Розглянемо важливі рішення, які є корисними з точки зору можливого вдосконалення трубчастих конвеєрів і мають визначальне значення при виборі методів розрахунку трубчастих конвеєрів по аналогії з методами розрахунку інших типів скребкових конвеєрів, не ставлячи перед собою основним завданням повної систематизації конструктивних рішень скребкових конвеєрів. Спосіб транспортування вантажу визначається однією з ознак систематизації скребкових конвеєрів [126]. Їх конструктивне виконання в переважній більшості залежить від реологічних властивостей матеріалу, переміщення, їх довжини та конфігурації технологічної траси.

Домінуючим способом переміщення вантажу в скребкових конвеєрах є спосіб волочіння, для стабілізації вантажопотоку були розроблені конструкції скребків [124].

Способи переміщення вантажу волочінням і перенесенням, хоча основним вважається принцип волочіння, поєднуються у конвеєрах з такими конструкціями, що обумовлює дуже високі механічні зусилля і енерговитрати при транспортуванні. На нашу думку, спосіб взаємодії

скребків конвеєра з матеріалом, що транспортується є другою за значимістю ознакою. Цей спосіб взаємодії скребків багато в чому визначає закономірності формування вантажопотоку на конвеєрі, механічні навантаження в його елементах і енергоємність транспортування. За цією ознакою можна виділити три типи скребкових конвеєрів: 1) з конструкції суцільного волочіння і порційним переміщенням вантажу; 2) з контурними (зануреними); 3) скребкові живильники, працюючі підштабелем вантажу. У скребкових конвеєрах першого і другого типу можуть бути профілі як відкритого поперечного перерізу жолоба, так і закритого (коробчатий або трубчастий), третього типу – тільки відкритий. Подана схема систематизації представлена на рис. 1.1. Недоцільно піддавати аналізу третій тип скребкових конвеєрів, адже за характером взаємодії з вантажем і за експлуатаційними властивостями він є дуже віддалений від трубчастих конвеєрів. У скребкових конвеєрах з високими скребками стійке положення скребків забезпечується за рахунок підвищеного попереднього натягу, окрім звичайного призначення.

На основі цього [124] складаємо загальну класифікацію скребкових конвеєрів (рис. 1.1).

У 1964р. В.К.Дячковим запропонована конструкція скребкового конвеєра із закритим жолобом для забезпечення переміщення сипких вантажів під будь-якими кутами нахилу технологічних магістралей, в тому числі і вертикальних, а також дрібнодисперсних злежаних і пилоподібних вантажів. Вона складається з привідної, натяжної та поворотної станції, робочої та холостої ділянки, а також тягового органу. Привідна станція, в свою чергу, складається з двигуна з редуктором, привідного валу та зірочки .

Характерною особливістю трубчастого скребкового конвеєра є можливість транспортування з вигинами в горизонтальній і вертикальній площинах, а також вигину траси конвеєра під кутом в 90 . Герметична трубчаста конструкція є основним контуром конвеєра, в якій розташовано замкнутий тяговий орган, що утворює вантажну і порожнякові гілки конвеєра. Форма поперечного перерізу жолоба має бути трубчастою для успішного використання суцільних скребків.

На вертикальних ділянках траси трубчастого конвеєра особливої небезпеки заклинювання вантажу викликає застосування коробчастого жолоба.



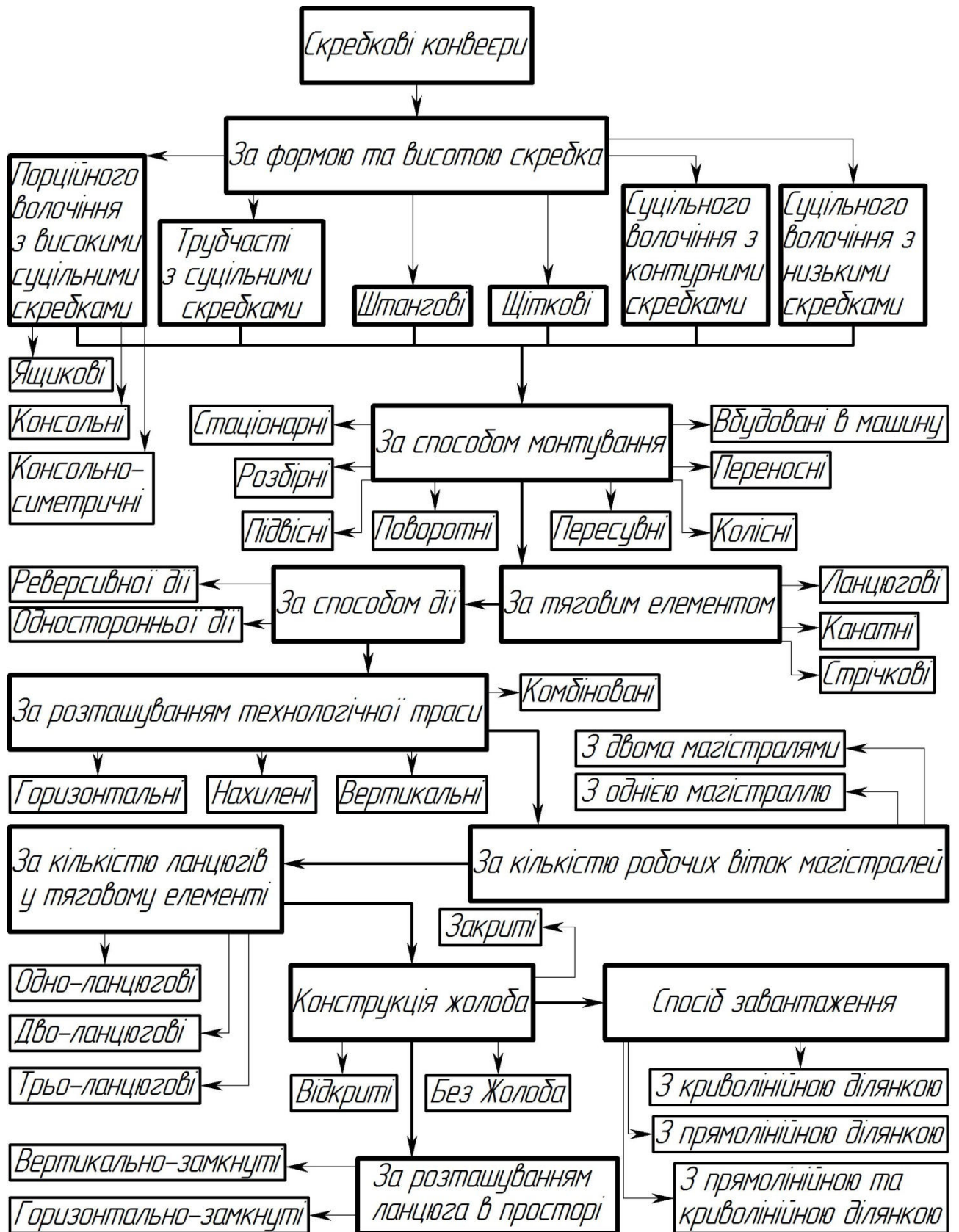


Рис. 1.1. Загальна класифікація скребоквих конвеєрів

Загальними проблемами для усіх скребоквих конвеєрів є інтенсивне зношування жолоба і тягових елементів, а саме канатів і ланцюгів. Також важливою проблемою для цих конвеєрів є підвищений зношування

жолоба в місцях стикування його секцій. Використання канатних і ланцюгових тягових органів і привідних зірочок вимагає звернення уваги на відому нерівномірність їх руху через періодичну зміну довжини, причому ця нерівномірність зростає у міру зносу ланок каната і ланцюга.

На усіх типах скребкових конвеєрів існують проблеми забезпечення стійкості зачеплення ланок каната і ланцюга із зубами приводної зірочки при зміні кроку із-за зносу ланок, а також стійкості руху тягового органу на обвідних барабанах, що відхиляються. Специфічний характер носять вище приведені проблеми стосовно трубчастих скребкових конвеєрів.

В наукових розробках [126], встановлено залежність роботи тертя, і відповідно, інтенсивність зношення ланок ланцюгів від нелінійного натягування, яка є наближено пропорційна кореню кубічному з нього, при цьому є особливо чутливою до зміни натягу в межах до 50...100 кН (в залежності від відношення діаметру прутка  $d$  і радіусу заокруглення ланок  $R$ ). Дана залежність дала змогу визначити, що зростання відношення  $d/R$  від 0,55 до 0,7 призводить до зростання зношення в 2-3 рази.

За визначеннями Перминова Г.І. [127] виведено залежність коефіцієнта опору переміщення вантажу по жолобу для скребкових конвеєрів з жолобом відкритого типу і основним фактором якого є оптимальне відношення між швидкістю руху і площею поперечного перетину потоку вантажу по жолобу конвеєра. Експериментальні дослідження встановили, що збільшення швидкості руху тягових ланцюгів від 0,73 до 2,03 м/с призводить до зменшення опору руху приблизно в два рази. Визначено, що при подальшому збільшенні швидкості падіння опору стає незначним, а далі опір дещо зростає.

У дослідницьких розробках Спиваковського А.О. [128] для трубчатих конвеєрів розглядається певна небезпека заклинювання вантажу в трубі. З чого випливає твердження, що швидкість переміщення робочого органу необхідно визначати враховуючи мінімальні енерговитрати на транспортування. Буде доцільним приймати розрахунок коефіцієнту опору вантажу, як 0,2, а на вертикальних ділянках розраховувати за допомогою формул для контурних скребків. Важливу частку в енергобалансі скребкових конвеєрів займає зосереджений опір та сили тертя самого тягового органу по жолобу даного конвеєра [129].

На основі форми вільної поверхні волочіння, яка має вигляд послідовно затухаючих хвиль за допомогою кроку скребків [69], визначено коефіцієнт заповнення жолоба вантажем. Беручи до уваги

особливості стану вантажу у трубчастих конвеєрах обґрунтованого вивчення потребує крок скребків, де спосіб завантаження матеріалу визначає коефіцієнт заповнення конвеєрів.

Проведено аналіз теоретичних та експериментальних досліджень для розрахунку параметрів вертикальних скребкових конвеєрів із суцільними та контурними скребками для транспортування сипких матеріалів. Автором визначено залежність для розрахунку зусилля в тяговому скребковому ланцюгу на похилих та вертикальних ділянках конвеєра на основі диференціальних рівнянь рівноваги, з урахуванням параметрів робочого органу та реологічних властивостей матеріалу.

Враховуючи подані результати в роботі [124], можна зробити висновок, що при застосуванні зірочки з 10 зубчастими осередками і тягового ланцюга з кроком 80 мм збільшення кроку ланцюга до 81,5 мм приводить до збільшення амплітуди коливань швидкості каната приблизно в 2 рази, а ланцюга до 82,5 мм – в 2,5 рази.

Максимальний натяг тягового органу скребкових конвеєрів як і конвеєрів будь-якого іншого виду, варто визначати методом обходу по контуру. При цьому на криволінійних ділянках конвеєра розподілені опори визначаються з використанням формули Ейлера для випадку тертя гнучкої нерозтяжного каната на зірочці, а на прямолінійних ділянках конвеєра розподілені опори підсумовуються пропорційно довжині.

На основі експериментальних досліджень визначено коефіцієнти бокового тиску для жолобів круглого січення при суцільних скребках, визначено коефіцієнт продуктивності конвеєра при його роботі з різними сипкими матеріалами [124].

$$Q = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v \cdot \psi \cdot p \cdot c_\beta, \text{ (т/год.)}, \quad (1.1)$$

де  $D$  - діаметр труби;  $v$  - швидкість переміщення вантажу по жолобу;  $\psi$  - коефіцієнт наповнення жолобу;  $p$  - крок між скребками;  $c_\beta$  - коефіцієнт зниження продуктивності від кута нахилу конвеєра.

Для встановлення потужності  $N_y$  представлена залежність (кВт) електродвигуна на привід скребкового конвеєра

$$N_y = k_3 v (S_{нб} - S_{сб}) / 102 \eta, \quad (1.2)$$

де  $k_3 = 1,1 \dots 1,2$  – коефіцієнт запасу на неврахований опір;  $S_{нб}$  – натяг ланки

тягового скребкового ланцюга, яка набігає на приводну зірочку, (кг);  $S_{сб}$  – натяг ланки тягового скребкового ланцюга, яка сходить з приводної зірочки, (кг);  $\eta$  - ККД привода конвеєра;  $v$  – швидкість тягового скребкового ланцюга, (м/сек).

На прямолінійних і криволінійних ділянках конвеєра величина натягу  $S_{нб}$  і  $S_{сб}$  визначається послідовним сумуванням величин опору руху скребкового ланцюга.

На криволінійній ділянці опір руху  $W_1$  (кг) визначається залежністю

$$W_1 = S_{іа}^k (e^{f'\psi} - 1), \quad (1.3)$$

де  $S_{іа}^k$  - натяг ланцюга в точці її входу на криволінійну ділянку, (кг);  $\psi$  - центральний кут криволінійної ділянки, (рад);  $f'$  - коефіцієнт тертя ланцюга по криволінійній ділянці.

На вертикальній ділянці опір руху  $W_2$  (кг) визначається залежністю

$$W_2 = q_{\delta} H + S_{\delta}^g, \quad (1.4)$$

де  $S_{\delta}^g$  - натяг ланцюга на вертикальній ділянці, (кг);  $q_{\delta}$  - вага погонного метра скребкового ланцюга, (кг/м);  $H$  – довжина вертикальної ділянки, (м).

На похилій ділянці опір руху  $W_3$  (кг) визначається залежністю

$$W_3 = q_{\delta} L_H (f' \cos \beta + \sin \beta), \quad (1.5)$$

де  $L_H$  - довжина похилої ділянки, (м);  $\beta$  - кут нахилу жолобу до горизонту, (град).

В наукових працях [123] зроблено аналіз конвеєрів з контурними та суцільними круглими скребками, наведено аналітичні залежності визначення їх продуктивності, величин максимального тиску вантажу на стінки жолобів, а також розрахунок величини опору переміщенню вантажу на різних ділянках жолобів. Опрацьовані експериментальних дослідження дають змогу визначити продуктивність та енерговитрати при транспортуванні різних матеріалів трубочатими конвеєрами. Встановлено, що при швидкості транспортування 0,16...0,32 м/сек продуктивність

конвеєрів знаходиться в межах від 4 до 53 м<sup>3</sup>/год для діаметрів труб 108...219мм.

В роботах Зенкова Р.Л. [69] наведено ряд аналітичних залежностей для визначення продуктивності різних типів конвеєрів зазначених вище в залежності реологічних властивостей сипких матеріалів, конструктивних параметрів робочих органів та розташування технологічних трас. Для визначення опору переміщення тягових скребкових ланцюгів встановлено залежності на різних ділянках транспортування, визначено величин тиску в шарнірах ланок тягових робочих органів, обґрунтовано крутні моменти на елементах приводу та потужностей на виконання технологічного процесу.

Проведені експериментальні дослідження визначили продуктивність робочого органу скребкового конвеєра фірми "CABLEVEY" від його лінійної швидкості при застосуванні різних діаметрів внутрішнього отвору направляючого кожуха та встановлені залежності, які мають лінійний характер. Так, при поступальній швидкості робочого органу  $V = 0,3\text{м/с}$  для діаметру внутрішнього отвору направляючого кожуха  $D = 75\text{мм}$  продуктивність складає  $Q = 82\text{л/хв}$ ; для  $D = 100\text{мм}$  -  $Q = 164\text{л/хв}$ ; для  $D = 125\text{мм}$  -  $Q = 270\text{л/хв}$ ; для  $D = 150\text{мм}$  -  $Q = 435\text{л/хв}$ ; для  $D = 200\text{мм}$  -  $Q = 660\text{л/хв}$ ; для  $D = 250\text{мм}$  -  $Q = 1230\text{л/хв}$ .

Визначено різні способи кріплення скребків до тягового органу, які можуть бути центральними або бічними. При бічному кріпленні ланцюги використовуються без поділу на окремі ланки. При центральному кріпленні скребка до тягового органу необхідно здійснювати на зірочці вирізи для проходу скребків.

При виборі кроку скребків  $t_c$  враховують крок тягового ланцюга  $t_l$  або зовнішній діаметр скребка  $d_c$  із співвідношення [69]:

$$t_c = (2,0...6,0) \cdot t_k, \quad t_c = (2,0...5,0) \cdot d_c.$$

При виборі внутрішнього діаметра труби, в якій переміщуються скребки необхідно брати на 4...8 мм більшим за зовнішній діаметр скребка:

$$d = d_c + (4...8).$$

Використання синтетичних скребків вибирають менший зазор, а для сталевих - більший. Для транспортування матеріалів використовують

сталеві та синтетичні труби. Для цього визначають зовнішній діаметр труби за формулою:  $d_t = d + 2\delta$ , де  $d$  – внутрішній діаметр труби, мм;  $\delta$  – товщина стінки труби, мм.

При переміщенні скребків та тягового органу на ділянках трас для зменшення опору монтують поворотні блоки, які розміщені під прямим кутом або згинають трубу по відповідному радіусу який складає

$$R \geq 4d_t \text{ для труб (45...60 мм);}$$

$$R \geq 5d_t \text{ для труб (60...102 мм).}$$

Діаметр поворотного блоку визначається:

$$D_k = (6...7) \cdot d_c,$$

де  $d_c$  – зовнішній діаметр скребка, мм.

Діаметр приводної зірочки при просторовій трасі визначити з виразу:

$$D_\zeta = \frac{z \cdot t_c}{\pi}, \quad (1.10)$$

де  $z$  = число зубців зірочки;  $t_c$  – крок скребків на тяговому органі.

Робочі тягові органи, а саме ланцюги бувають зварними, а саме кріплення до скребків здійснюється по центру (рис.1.2 а) або по колу (рис.1.2 б).

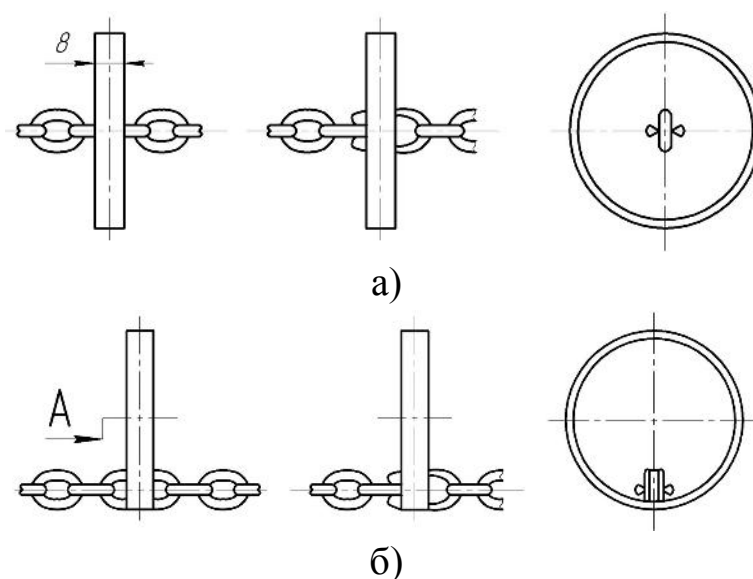


Рис. 1.2. Варіанти кріплення ланцюгів до скребків:

а – по центру; б – по колу

Ланцюги за своєю конструкторською будовою бувають простими у виготовленні та складанні, що забезпечує будь-яку просторовість траси при малих радіусах кривизни технологічної магістралі. Підвищення зношення пар і зростання енерговитрат відбувається внаслідок збільшення значної маси, що призводить до підвищення питомого тиску в їх шарнірних зонах контакту та зонах контакту скребків з направляючою трубою. Однією із проблем є питання ремонтоздатності робочого органу при виході з ладу однієї із секцій.

Для складання робочого органу та можливості заміни скребків при їх поломці розроблений робочий орган трубчатого скребкового конвеєра, конструктивна схема якого зображена на рис. 1.3.

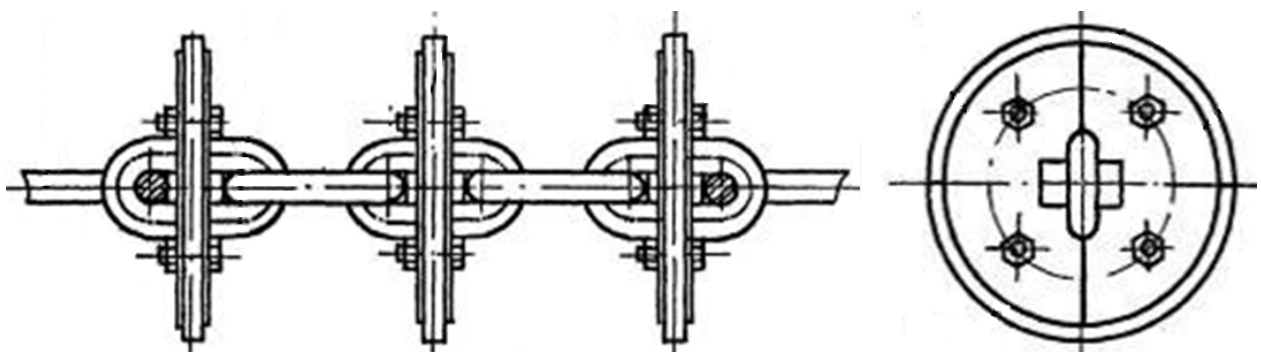


Рисунок 1.3. Конструктивна схема трубчатого скребкового конвеєра

Даний робочий орган є досить масивним та матеріаломістким, що збільшує сили тертя на його пересування трубчатих направляючих та відповідно енерговитрати на виконання технологічного процесу. Загальний вигляд таких типів скребків зображено на рис.1.4.

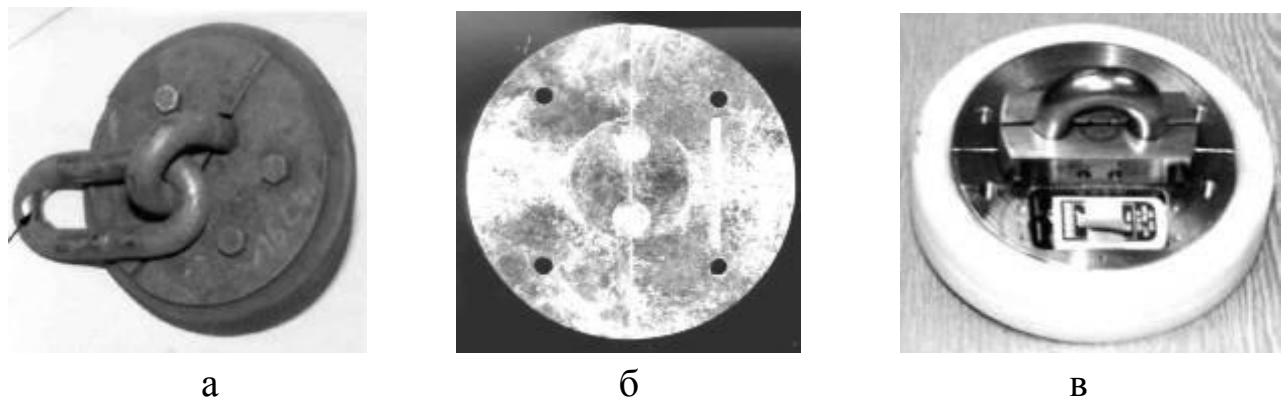
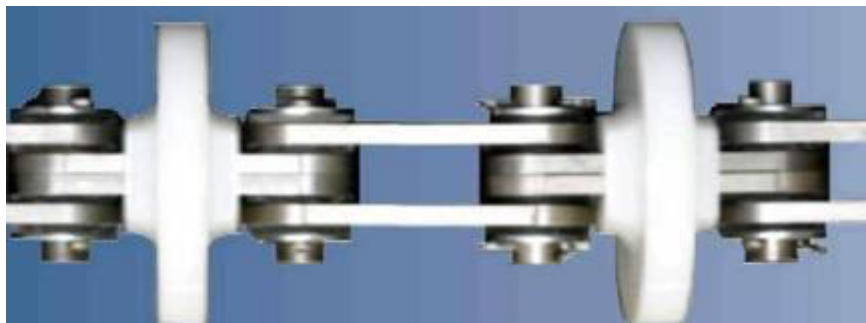


Рисунок 1.4. Варіанти виконання розбірних шайбових скребків:  
 а – комбінований з гумовим ободом; б – металеві напівдиски; в – комбінований з пластмасовим ободом



Робочий орган скребкового конвеєра фірми “Spiroflow Limited” представлено на рис.1.5 (Великобританія), який з’єднаний за допомогою паралельно розташованих зовнішніх пар пластин. Перевагою даного робочого органу є навантажувальна здатність і відповідно довжина технологічної магістралі.



а)



б)



в

Рисунок 1.5. Загальний вигляд робочого органу конвеєра фірми “Spiroflow Limited”

а– загальний вигляд; б – робочий орган з привідною зірочкою; в – з матеріалом в процесі його транспортування

У сучасному тваринництві використовується широка номенклатура стаціонарних механічних засобів роздавання кормів з різними конструктивними рішеннями робочих органів (стрічкові, скребкові, шнекові, штангові, шайбові, спіральні або пружинні тощо), а також гідравлічні і пневматичні системи.

Найбільшого поширення набули кормороздавачі з ланцюгово-скребковими (КРС-15, РВК-Ф-74), канатно-дисковими (ОКС-1000, КВД-Ф-1, КВД-Ф-2, РКД-Ф-2) та гвинтовими (ТУУ-2А) робочими органами.

Канатно-скребкові можуть транспортувати сипкі матеріали складними за конфігурацією кормопроводами з горизонтальними, похилими та вертикальними ділянками. Такі конвеєри складаються з тягового органа



(ланцюг або канат), на якому закріплені шайби (працюють як скребки), приводної і натяжної станцій, поворотних пристроїв і системи трубопроводів.

Для свиноферм з груповим або індивідуальним (в станках) способами обслуговування тварин застосовують комплекти шайбових кормороздавачів КШ-0,5. Роздавач (рис. 1.6.) представляє собою шайбовий транспортер з об'ємними груповими дозаторами 8 та системою зволоження сухих кормів у годівницях.

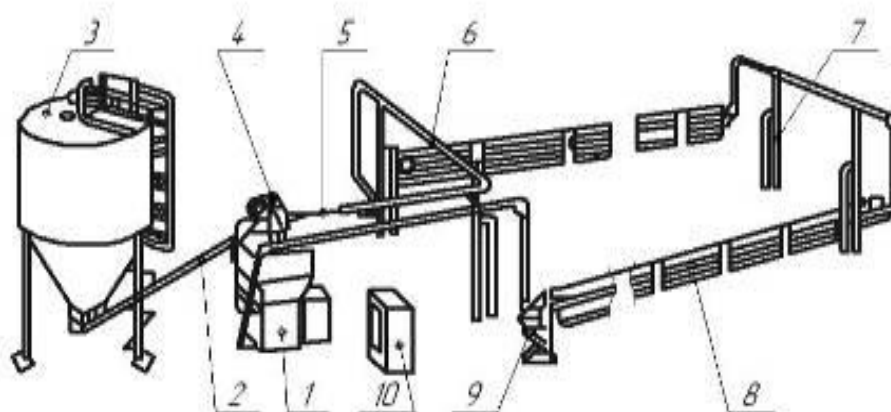


Рисунок 1.6. Структурна схема шайбового кормороздавача КШ-0,5: 1 - привод; 2 - завантажувальний шнек; 3 - бункер-накопичувач; 4 - горловина; 5 - шайбовий канат; 6 - кормопровід; 7 - стояк; 8 - дозатор; 9 - привод дозатора; 10 - шафа керування

Для автоматизованого роздавання сухих кормів на свинофермах використовують роздавач РКА-1000 (РКА-2000), конструкції ВИЭСХ. Він має приводну станцію 1 (рис. 1.7.), кормопроводи 2, дозатори 3 і бункер 5.

У кормопроводі розміщений шайбовий конвеєр 4 поступально-зворотного руху, який складається з окремих секцій штоків з шайбами (на прямолінійних ділянках), ланцюгів (в зоні поворотів) і зірочок. Для зміни норм видачі в дозаторах встановлені регульовальні заслінки.

Скребковий кормороздавач КРС-Ф-15А призначений для транспортування, групового дозування та розподілу кормових продуктів по фронту годування у приміщеннях для утримання молодняку ВРХ. Це закільцьований ланцюгово-скребковий транспортер 1 (рис. 1.8.) відкритого типу, змонтований на дні жолоба годівниці 2, яка має два паралельних фронти годівлі.

Корм завантажується поблизу привода та транспортується скребками вздовж жолобу годівниці до її рівномірного заповнення по всій довжині.

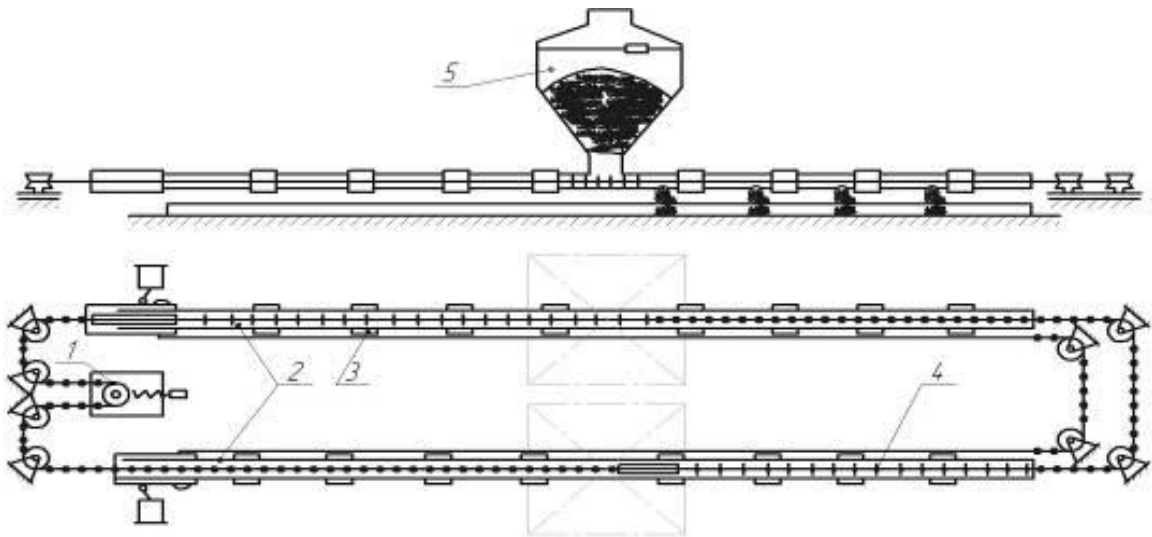


Рисунок 1.7. Конструктивно-функціональна схема кормороздавач РКА-1000: 1-приводна станція; 2,3-кормопровод; 4-шайбовий конвеєр; 5-бункер

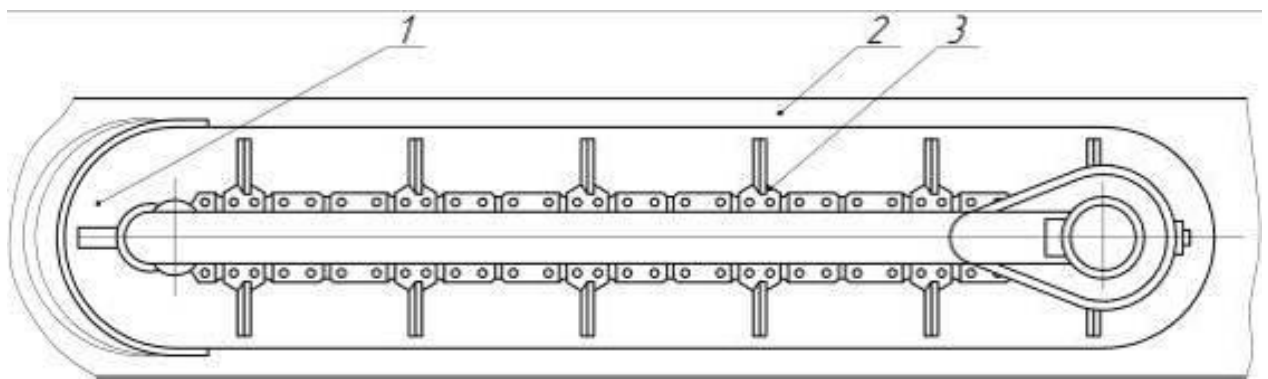


Рисунок 1.8. Конструктивна схема скрепкового кормороздавача КРС-Ф-15А: 1 - приймальний ківш; 2 - годівниця; 3 - скрепковий транспортер

Суттєво для зниження матеріаломісткості тягового робочого органу можуть застосовуватись канати із закріпленням скрепків, а їхнім недоліком є зміна довжини (витягування) тросу при значних навантаженнях, що негативно впливатиме на параметри зачеплення поверхнями привідного механізму.

Прикладом однієї з перших у світовій практиці програмних систем для транспортування сипучих матеріалів служить комплекс Schrage Rohrketten-system GmbH Conveying Systems (рис. 1.9.), створений (ФРН).

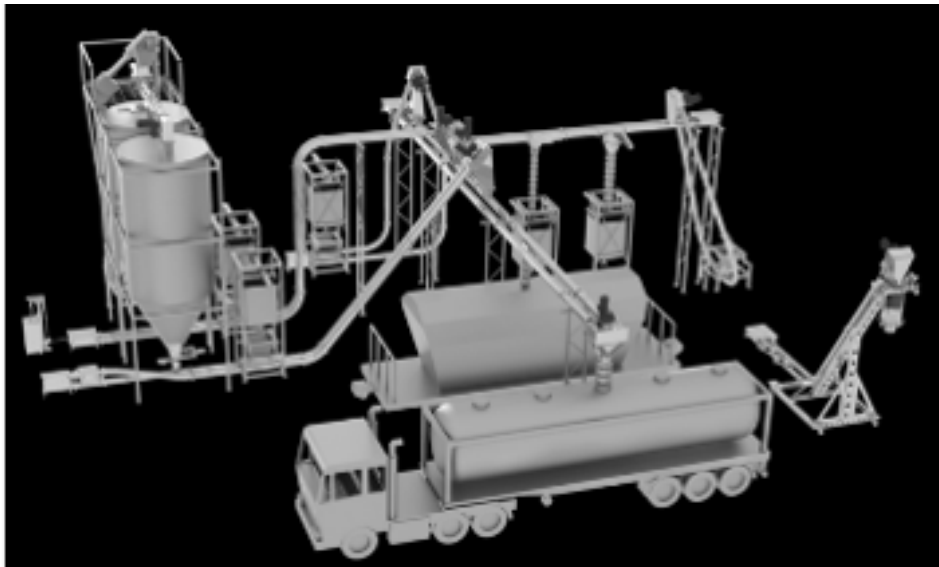


Рисунок 1.9. Трубчатий ланцюговий транспортер и коробчастий ланцюговий транспортер

При виготовленні скребків у найбільш простому вигляді використовують сталь, чавун, різні види високоміцних пластмас або гуми (рис.1.10а). Також скребки можуть виконуватись в основному зі сталі або чавуну з використанням бандажу з гуми або пластмаси (рис.1.10б).

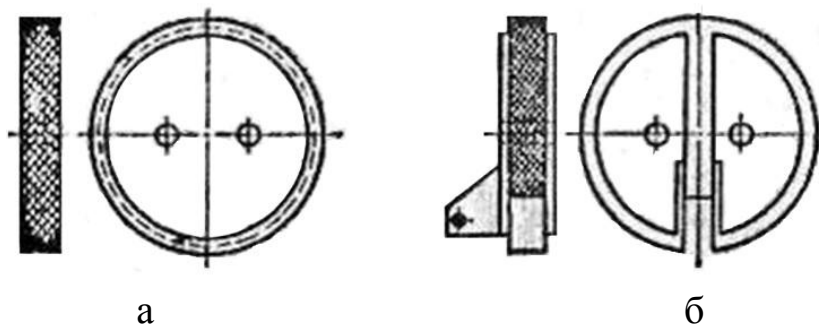


Рисунок 1.10. Варіанти виконання скребків: а – суцільний; б – комбінований

З метою зниження матеріаломісткості робочі органи виготовляються у вигляді канату, на якому закріплені пластмасові шайби (рис.1.11). В поданих конструкціях для їх більш міцного з'єднання в зоні кріплення скребка з канатом, пасма розплетена. У даному варіанті (А.С. СРСР № 591363) скребки виконані з похилими робочими поверхнями та заокругленою частиною і можуть транспортувати матеріал в обох напрямках. В другому варіанті (А.С. СРСР № 962126) робоча поверхня скребків виконана плоскою з гострими кромками, що дозволяє підвищити продуктивність конвеєра.

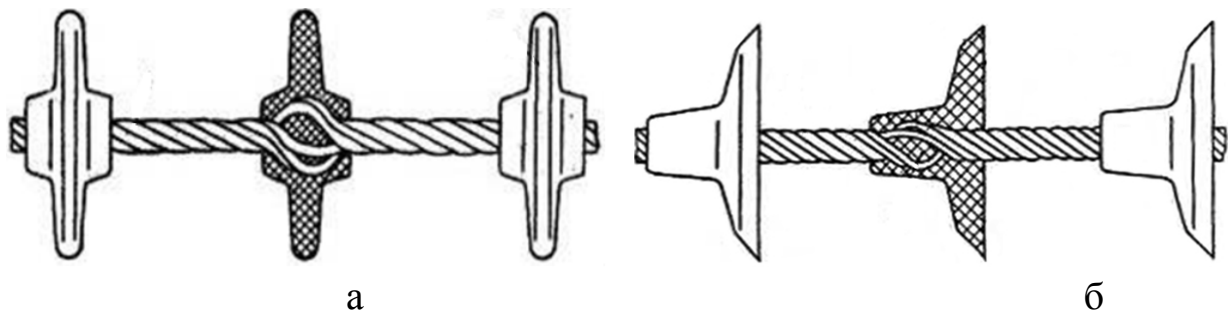


Рисунок 1.11. Варіанти виконання гумово-тросових робочих органів:  
а – з похилою робочою поверхнею; б – з плоскою робочою поверхнею

В дослідницьких розробках взято до уваги шарнірний трубчатий скребковий конвеєр (А.С.СРСР № 725964), в якому зменшується тертя між ланками на кінцях штанг, за допомогою з'єднання між собою скребків, та поєднання сферичними еластичними елементами (рис.1.12). У гніздах розбірних втулок, до яких кріпляться скребки розташовуються сферичні елементи сусідніх штанг. При проходженні криволінійних трас сферичні елементи провертаються у гніздах втулок, що зменшує сили тертя та відповідно енерговитрати.

Одним із недоліків даного робочого органу є складність його технологічної конструкції, значна матеріаломісткість скребків, яка визначається схемою їх компоновки з розбірними втулками.

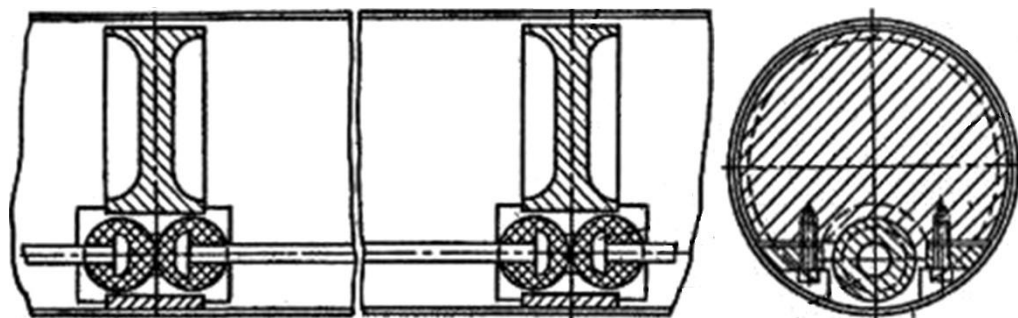


Рисунок 1.12. Шарнірний трубчатий скребковий конвеєр

Скребковий транспортер з ворсистою поверхнею скребків (Патент України №21746А) призначений для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів, які не повинні подрібнюватись в процесі переміщення (насіннєві зернові матеріали), конструктивна схема якого зображена на рис.1.13. Вздовж направляючої труби з протилежних сторін жорстко закріплені направляючі, які покриті антифрикційним матеріалом. З профілем направляючих співпадають дискові скребки які мають пази, а бокова поверхня кожного направляючого скребка має

ворсисту радіальну поверхню.

За допомогою вібраційного очисного пристрою очищують скребки та тяговий орган від налипання частинок вантажу. Даний пристрій складається з електродвигуна, ексцентрика зі штоком який закріплено на його валу. На кінці штока закріплена горизонтальна планка, яка контактує зі скребками, що ковзають на ній. Шток здійснює 750...1500 коливань за хвилину з амплітудою 2...3 мм. В залежності від інтенсивності налипання вантажу до скребок. очисний пристрій працює періодично. Очищення труби всередині здійснюється скребками ходової частини, які виготовлені з гуми або з гумовим ободом і встановлені в трубу з певним натягом. Ворсиста поверхня в процесі транспортування виконує дві функції: ущільнює зазор між внутрішньою стінкою направляючої труби і сприймає бокові зусилля від перекосу дискового скребка. Підвищенню продуктивності конвеєра та неможливості пошкодження насінневого матеріалу є наявність ворсистої поверхні.

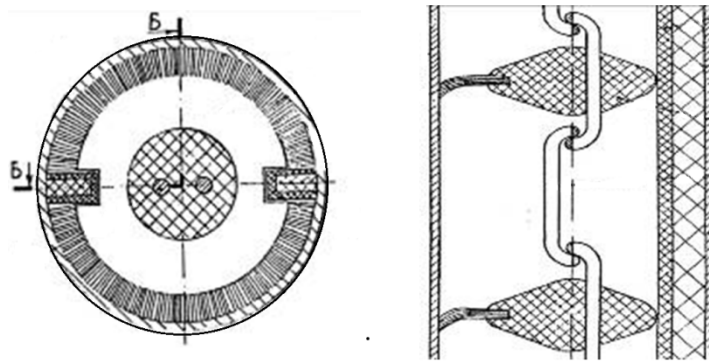
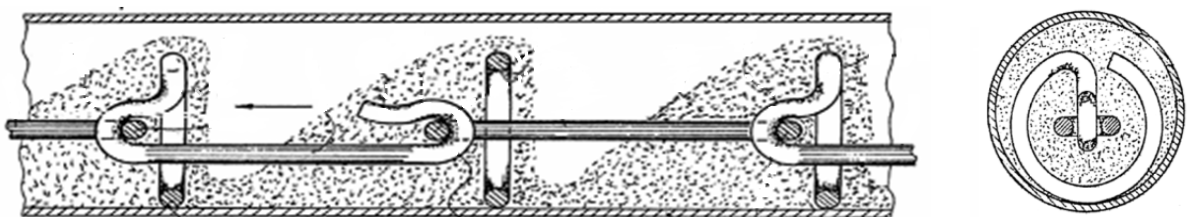


Рисунок 1.13. Скребокний транспортер з ворсистою поверхнею скребоків

Досить цікавим є варіанти виконання робочого органу трубчатого транспортера у вигляді пружних секцій, утворених з прутків круглого поперечного перетину (рис.1.16).



а

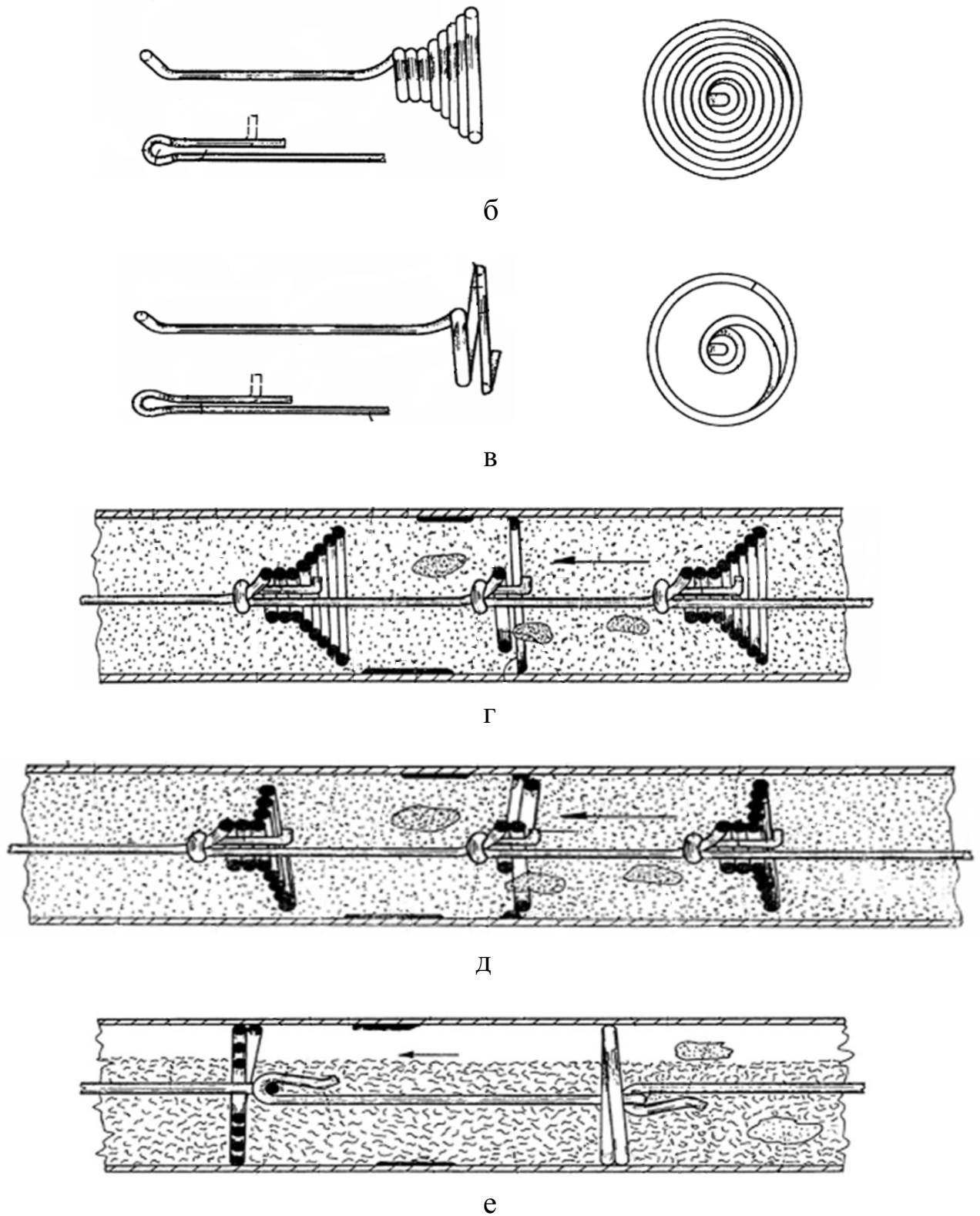


Рисунок 1.14. Пружинні робочі органи трубчатого конвеєра

Основним недоліком таких типів робочих органів є підвищене їх зовнішнє тертя з направляючою трубою, а також низька продуктивність хоча даний напрямок досліджень на нашу думку є перспективним.

Дані конструкції даної фірми CABLEVEY представленні на рис. 1.15. Дані конвеєри можуть переміщати крихкі матеріалів через закриту



пробірку без використання повітря. Системи можуть передати до 1240 м та продуктивність 49420 кг/год. і транспортують сипучі матеріали (зернові), порошок, пластівці, гранули, гранули кави, деталі, стружка, пух, де можуть бути оброблені з легкістю фірми Cablevey де замінюють ланцюгові конвеєри, шнекові, ковшові елеватори, гвинтові конвеєри, пневматичну та аеромеханічні системи.

Залежно від типу тягового органу доцільно застосовувати привід фрикційний з гладеньким ободом. Його найкраще застосовувати при горизонтальній трасі або із зачепленням з зірочкою при просторовій трасі. Привідну зірочку слід встановлювати в герметичному корпусі з оглядовим і ремонтними люками.



а)



б)

Рисунок 1.15.Конструкції привідної станції фірми CABLEVEY

Типова компоновка робочих коліс приводу трубчатого транспортера фірми “Daltec” зображена на рис.1.18. Поворотні елементи транспортера (рис.1.19) дозволяють змінювати напрямок технологічної магістралі трубчатого транспортера в межах до  $90^{\circ}$ . Корпус поворотного елемента переважно виконують з пластику або алюмінію, встановленому на двох підшипниках, що дозволяє змінювати напрямок руху робочого органу транспортера.

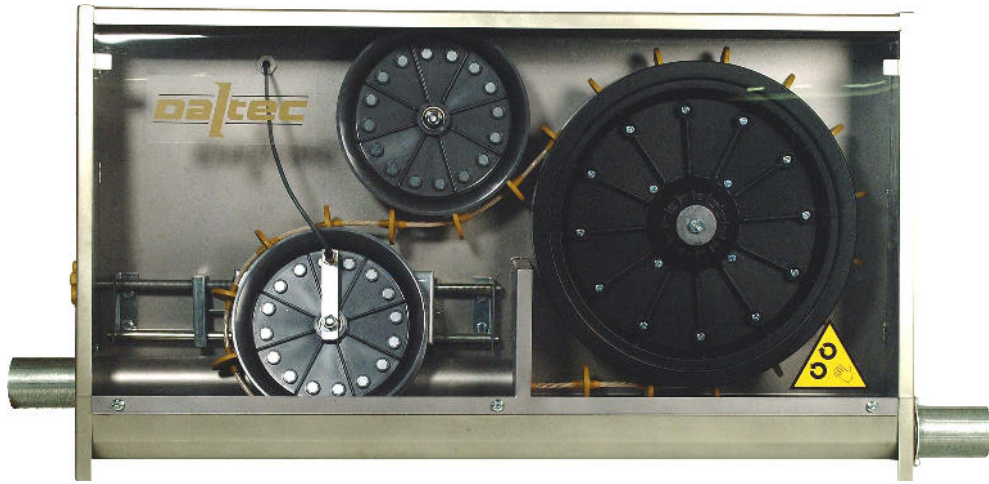


Рисунок 1.18. Компонівка робочих коліс приводу трубчатого транспортера фірми “Daltec”

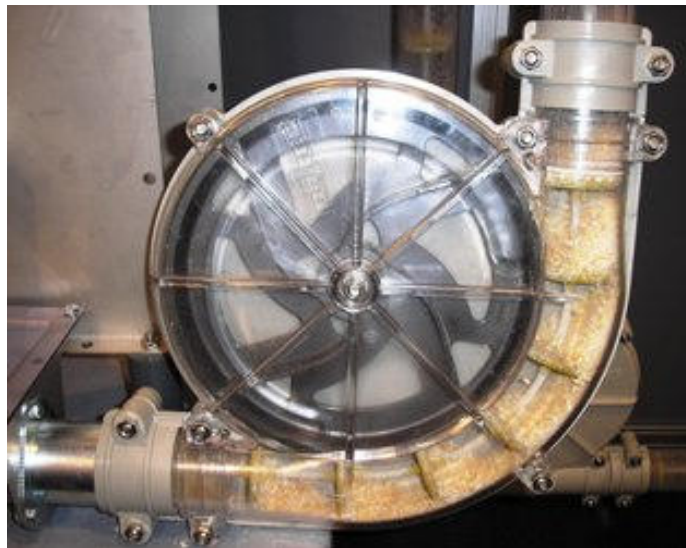


Рисунок 1.19. Компонівка поворотного елемента робочого органу трубчатого транспортера фірми “Daltec”



## РОЗДІЛ 2.

### СИНТЕЗ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

#### 2.1. Характеристика транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарського призначення

На практиці широко застосовують відомі транспортно-технологічні механізми сільськогосподарських машин (ТТМСМ) для переміщення на невеликі відстані сільськогосподарські насипні і штучні матеріали у горизонтальному, рідше вертикальному та похилому напрямку.

До переваг таких механізмів відносять простоту конструкцій і їх обслуговування, надійність у роботі, герметичність переміщуваного вантажу та можливість його розвантаження в будь-якому місці конвеєра, можливість транспортування по криволінійних трасах тощо.

Їхніми недоліками при використанні є часткове подрібнення матеріалу при переміщенні, підвищені витрати енергії внаслідок тертя вантажу об жолоб, порівняно невелика продуктивність і мала довжина транспортування.

Поділяють транспортно-технологічні механізми сільськогосподарських машин на скребкові, гвинтові, комбіновані та механізми (рис. 2.1). Найбільшого застосування набули скребкові гнучкі ТТМ з розширеними транспортно-технологічними можливостями типи мають значні перспективи розвитку.

За конструктивними особливостями їх класифікують наступним чином: гнучкі канатні, одноланцюгові і багатоланцюгові, циліндричним та профільним, пересувні та стаціонарні, з перервним і неперервним циклом, з постійним та змінним кроком.

За особливістю робочого органу ТТМСМ поділяють на: канатний робочий орган, приводні, роликові, втулочні і безвтулочні, суцільні, перервні, лопатеві, фасонні; гофровані, комбіновані, спеціальні змішувальні, з ребрами жорсткості; з розміщенням витка перпендикулярним.

Привідні вали ТТМ можуть бути жорсткими та гнучкими, у вигляді спіралі, карданного валу, гнучких тросів, ланцюгів, а також суцільними та секційними.

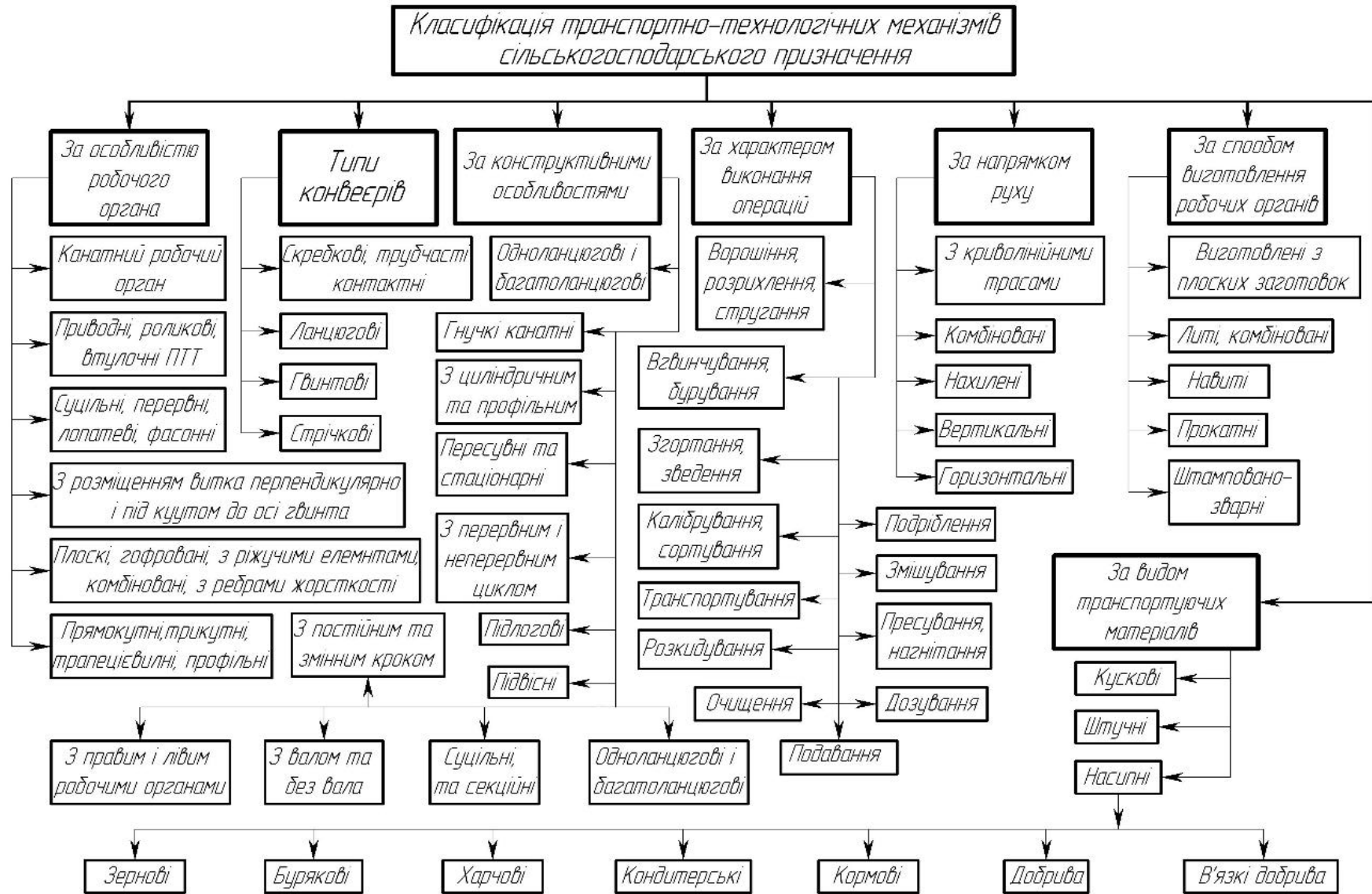


Рисунок .2.1. Класифікація транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарського призначення

За напрямку руху транспортування матеріалу ТТМСМ бувають горизонтальні, вертикальні, нахилені, комбіновані та з криволінійними трасами.

За способом виготовлення робочих органів технологічними особливостями виготовлення ГРО їх класифікують наступним чином: виготовлені з плоских заготовок, литі, комбіновані, прокатні, штамповано-зварні, прокатні. Спосіб отримання робочого органу залежить від матеріалу. але в основному в якості матеріалу використовують сталі, пластмаси для скребкових трубчастих конвеєрів, з яких виготовляють окремі сегменти або секції литвом. Серед способів виготовлення гвинтових робочих органів поширеними є навивання, прокатування і штампування.

З допомогою ТТМСМ виконують наступні операції: транспортування; очищення; подрібнення; пресування; змішування; пересипання; сепарування; калібрування; розкидування; згортання; викопування; ворошіння.

Транспортування вантажів у вертикальному напрямку можна ефективно здійснювати скребковими трубчастими конвеєрами.

## **2.2 Вибір конвеєрів з розширеними технологічними можливостями неперервної дії**

На даний час проектування та розрахунок транспортно-технологічних механізмів проводиться за типовими схемами без врахування особливостей та специфіки виробництва, зокрема сільськогосподарського.

Для обґрунтування вибору конвеєрів для транспортування сипких вантажів по криволінійних траєкторіях проведемо їх порівняльний техніко-економічний аналіз. До таких конвеєрів можна віднести трубчасті скребкові, пневматичні, жорсткі складні (складаються з двох і більше перевантажувальних вузлів) та гнучкі гвинтові конвеєри. Розробляючи дану модель спочатку визначимо вартість цих конвеєрів.

При структурному синтезу і проектуванні транспортно-технологічних механізмів (ТТМ), а також їх оптимізації, необхідно згенерувати множину компоновок ТТМ, яка б максимально відповідала функціональному призначенню механізму за мінімальних затрат. При цьому для виконання багатьох функціональних операцій з використанням

ТТМ визначальною є транспортуюча здатність робочого органу (РО), що визначається продуктивністю, довжиною і складністю траєкторії транспортування.

Для полегшення створення оригінальних схем компоновок канатних та гвинтових механізмів, які б задовольняли виконання функціональних операцій, проведено кодування функцій користуючись великими літерами алфавіту: «А» – повздовжнє транспортування; «Б» - змішування; «В» - дозування; «Г» - поштучне подавання; «Д» - калібрування; «Е» - стругання; «Ж» - подрібнення.

Для використання методики кодування використовуємо кілька операцій окремими конструкціями, зокрема для повздовжнього транспортування і змішування – «АБ», для транспортування, пресування і подрібнення – «АЕЖ». Для раціонального вибору напрямку елементів конструкції використовуємо методики кодування: «а» – вертикальне; «б» – нахилене; «в» – змінне; не кодується – горизонтальне.

Для ефективності застосування даних методик використаємо наступну схему кодування сукупностей конструктивних елементів (КЕ), де «і» змінюється в межах від 1 до∞):

- $1_i$  – приводи (електро-, пневмо-, вібро-, гідроприводи різної вартості, способу кріплення, потужності і частоти обертання);
- $2_i$  – передачі і редуктори (варіатори, редуктори, зубчаті, пасові, ланцюгові, фрикційні передачі з різним передаточним відношенням, різної вартості, якості, конструктивного виконання);
- $3_i$  – запобіжні і пружні муфти (різних конструкцій, функціональних можливостей, ціни);
- $4_i$  – елементи керування (електроперемикачі, кабеля, ПК, ЧПК, пульти, частотні перетворювачі тощо).
- $5_i$  – трубопровід (відкриті-закриті, гнучкий-жорсткий);
- $6_i$  – елементи завантаження і розвантаження - (різних конструкцій, типорозмірів, функціональних можливостей і ціни);
- $7_i$  – елементи з'єднувальні та опорно-поворотні (різних конструкцій);
- $8_i$  – робочі органи (різних конструкцій, типорозмірів, функціональних можливостей);

Якщо в конструкції міститься декілька КЕ одного виду, то їх кількість записується відповідним степенем, наприклад: 2 двигуни -  $(1_i)^2$ ; три робочі органи -  $(8_i)^3$ . Це стосується і елементів завантаження,

пересипу і розвантаження, якщо в конструкції їх окремих видів є більше одного. Відповідність різних компонок робочих органів ТТМ 7 основним функціональним операціям приведена в табл. 2.1, з якої видно, що комбіновані конвеєри з розширеними технологічними можливостями. Підтвердження теоретичних досліджень потребує практичного виготовлення складних РО, що є основною базою у конструкції ТТМСМ. Конструктивні елементи (КЕ) у виготовленні є різними у рівні затратності, а саме стандартні та нескладні. Розглянуто ситуацію, при якій вартість конструкції прийнята за 100%, то вартість окремих КЕ орієнтовно становить:  $1_i - 5...25\%$ ;  $2_i - 0,5...10\%$ ;  $3_i - 0,5...10\%$ ;  $4_i - 1...25\%$ ,  $5_i - 2...20\%$ ;  $6_i - 0,5...5\%$ ;  $7_i - 5...25\%$ ;  $8_i - 20...40\%$ ;

При проектуванні ТТМ визначена певна послідовність конструкції яка полягає у першочерговості КЕ  $8_i$ , подальшому КЕ  $5_i$  і  $6_i$ , і наступній групі КЕ  $1_i$ ,  $2_i$ ,  $3_i$ ,  $4_i$  та КЕ  $7_i$ . При розрахунку конструкцій конвеєрів слід враховувати, що їх собівартість залежатиме від типу виробництва, вартості купівлі чи виготовлення окремих конструктивних елементів, (приводів, редукторів, запобіжних чи пружних муфт, передач, робочих органів, жолобів, елементів керування, розвантаження, з'єднувальних та опорно-поворотних тощо), а також вартості складання самих конвеєрів. Виходячи з потреби виконання необхідних функціональних операцій важливим елементом є генерація раціональних компоновальних схем для вдалого вибору конвеєрів (табл. 2.2).

Таблиця 2.1

Основні функціональні операції транспортно-технологічних механізмів

Код операції	Функціональні операції	Робочий матеріал	Основні оптимізаційні параметри*
1	2	3	4
1	Повздожнє транспортування	Сипкий, в'язко-пластичний	$Q \rightarrow \max$ ; $C \rightarrow \min$
2	Змішування	Сипкий,	$Q \rightarrow \max$ ; $K_o \rightarrow \max$ ; $C \rightarrow \min$
3	Дозування	Сипкий, в'язко-пластичний	$dQ/dt \rightarrow \max$ ; $Q \rightarrow \max$ ; $C \rightarrow \min$
4	Поштучне подавання	Поштучний	$Q \rightarrow \max$ ; $dQ/dt \rightarrow \max$ ; $C \rightarrow \min$

5	Калібрування	Сипкий, поштучний	$Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
6	Стругання	Поштучний	$Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
7	Подрібнення	Кусковий, поштучний	$Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$

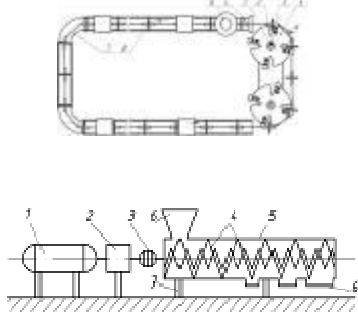


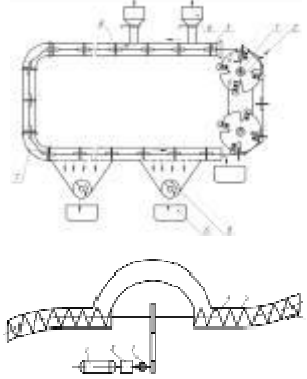
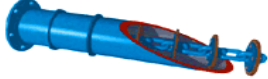

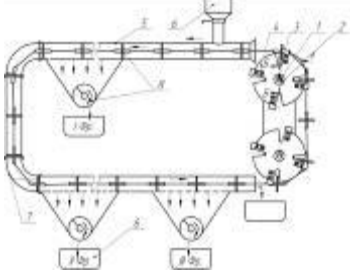


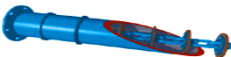
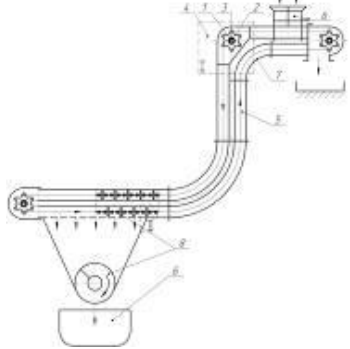


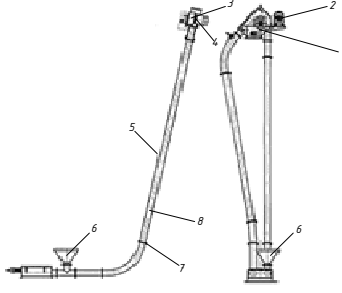



$Q$  – продуктивність;  $C$  – сукупні витрати;  $K_0$  – однорідність змішування;  $dQ/dt$  – точність.

Важливою умовою є взаємозв'язок конструктивних характеристик, що супроводжує виконання функціональних операцій. Значна кількість відповідних конструкцій (ГТМ) є генерованою із кожної компоувальної схеми, представлених в табл. 2.2. Собівартість виготовлення кожної створеної конструкції залежать від типу виробництва вартості купівлі та виготовлення КЕ, а саме приводи, передачі і редуктори, запобіжні і пружні муфти, гвинтові робочі органи, трубопровід, елементи завантаження і розвантаження, елементи з'єднувальні та опорно-поворотні, елементи керування, що враховується при генеруванні конструкцій.

Таблиця 2.2.

Раціональні компоувальні схеми транспортно-технологічних механізмів для виконання різних функціональних операцій та їх коди

Код операції	Код ГТМ	Схема з кодами конструктивних елементів	Робочий орган
1,3	АБа(1 <sub>i</sub> ) <sup>2</sup> 2 <sub>i</sub> 3 <sub>i</sub> 4 <sub>i</sub> 5 <sub>i</sub> (6 <sub>i</sub> ) <sup>3</sup> 7 <sub>i</sub> 8 <sub>i</sub>		$8_1$  $8_5$  $(8_2)^2$ 

<p>1,3,4,7</p>	<p>АБДа<math>1_2 3_4 5_i</math> <math>(6_i)^2 7_i 8_i</math></p>		<p><math>8_1</math></p>  <p><math>8_7</math></p> 
<p>1,2,3,4, 7</p>	<p>АВДаЕ<math>(1_i)^3 2_3 3_i</math> <math>(4_i)^3 5_i (6_i)^4 7_i 8_i</math></p>		<p><math>8_6</math></p>  <p><math>8_8</math></p> 
<p>1,2,3,4, 5,7</p>	<p>АБВДаЕ<math>(1_i)^4 2_3 3_i</math> <math>(4_i)^4 5_i (6_i)^5 7_i 8_i</math></p>		<p><math>8_1</math></p>  <p><math>8_8</math></p>  <p><math>8_6</math></p> 
<p>1,3,6,7</p>	<p>АБДВ<math>(1_i)^2 2_3 3_i (4_i)^2</math> <math>5_i (6_i)^2 7_i 8_i</math></p>		<p><math>8_8</math></p>  <p><math>8_7</math></p> 
<p>1,4,5</p>	<p>АДВ<math>1_2 3_4 6_i (7_i)^2</math> <math>8_i</math></p>		<p><math>8_1</math></p>  <p><math>8_8</math></p>  <p><math>(8_3)^2</math></p> 

Наступний етап вибору є оцінка показників характеристик якості кожної конструкції із загальної бази синтезованих, виходячи з технічних характеристик таблиця 2.3.

Таблиця 2.3

Оцінка показників характеристик якості транспортно-технологічних механізмів

№ фактора	Значення фактора ( $\Sigma 100$ )	Фактори якісних характеристик ТТМ
1	2	3
	1..95	Продуктивність
	50..95	Однорідність змішування
	60..95	Точність дозування
	30..95	Втрати (пошкодження)
	50..95	Належність до фракції
	40..95	Рівномірність
	1..95	Швидкість проходження процесу
	1..95	Довжина транспортування
	1..95	Траєкторія транспортування
	1..95	Мобільність зміни траєкторії транспортування
	1..30	Складність монтажу-демонтажу
	10..95	Безпека при експлуатації
	10..60	Складність (простота) завантаження-розвантаження
	20..90	Термін придатності
	10..90	Надійність
	15..50	Габаритні розміри
	5..60	Матеріаломісткість
	5..70	Енергоємність

Визначення собівартості будь-якого конвеєра можна здійснювати за формулою [130]:

$$C_B = k_{mp-3} \cdot \sum_{n=1}^m B_n + \sum_{r=1}^l C_r + \sum_{y=1}^o C_y + k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (2.1)$$



## 2.3 Синтез транспортно-технологічних механізмів машин

Технологічні процеси виробництва, пов'язані з сипкими, порошкоподібними матеріалами нерозривно пов'язані з переміщенням великої кількості вантажів по прямолінійних і криволінійних трасах. Тому в забезпеченні транспортних потоків, комплексної механізації й автоматизації праці на підприємствах провідну роль відіграють системи трубчастих транспортно-технологічних механізмів з криволінійними трасами транспортування, як екологічно чистий вид транспорту.

До їх переваг відноситься велика герметичність, різноманітність просторових криволінійних трас, можливість використовувати для жолобів стандартні труби, а для скребків – круглі тонкостінні диски. Основним недоліком цих конвеєрів є недостатня експлуатаційна надійність і довговічність, особливо при переміщенні на криволінійних трасах. Тому обґрунтування параметрів гнучких робочих органів канатних конвеєрів є актуальним і має важливе значення.

Важливим питанням проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин з гнучкими канатними і ланцюговими робочими органами є пошук їх удосконалених конструкцій для досягнення високих показників продуктивності і якості транспортних операцій, а також розширення технологічних можливостей.

Для створення нових конструкцій транспортно-технологічних систем одним важливим аспектом є втілення прогресивних методів пошуку нових технічних рішень на ранніх стадіях виробництва. Для досягнення мети використовується морфологічний аналіз, який передбачає синтез варіантів об'єкта, що на основі складеної морфологічної матриці дає можливість отримати певні обсяг рішень:

$$N = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \dots \cdot K_j = \prod_{j=1}^n K_j, \quad (2.2)$$

де  $n$  – характеристика;

$K_j$  – число альтернатив характеристики.

Велика кількість отриманих результатів такого синтезу є утруднює пошук найбільш раціональних рішень. За допомогою морфологічного аналізу нами використано метод синтезу ієрархічних груп. Цей метод базується на морфологічному аналізі [130], проте він передбачає поділ механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів (як правило 3) з

віднесенням до кожного окремих конструктивних елементів системи. Цим методом нами розкладено загальні задачі на часткові та знайдено раціональне рішення у часткових областях пошуку з подальшим їх компонуванням. До першого ієрархічного рівня відносяться конструктивні елементи механічної системи, які впливають на якість і продуктивність технологічного процесу (елементи першого порядку). До другого ієрархічного рівня відносяться конструктивні елементи, для реалізації функції відповідної механічної системи і мають вибіркового вплив на виконання технологічного процесу (елементи другого порядку). До третього ієрархічного рівня відносяться конструктивні елементи, що допомагають роботі механічної системи, і не впливають на реалізовувати технологічний процес (елементи третього порядку). Економічна доцільність, ціни та вартість експлуатації повинні привертати особливу увагу, при створенні механічної системи. Генерація альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів є необхідною генерування альтернатив пропонованим вдосконаленим методом. Для забезпечення отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при значно менших витратах зусиль та часу, ніж при використанні морфологічного аналізу проводиться добір можливих альтернативних варіантів конструктивних елементів з нижчих рівнів на наступному етапі запропонованих конструктивних рішень. Визначена формула для використання запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу:

$$N_{IT} = (K_{11} \cdot K_{12} \cdot K_{13} \cdot K_{1i}) + (K_{21} \cdot K_{22} \cdot K_{23} \cdot K_{2i}) + \dots + (K_{z1} \cdot K_{z2} \cdot K_{z3} \cdot K_{zi}) = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i, \quad (2.3)$$

де  $z$  – ієрархічний рівень;

$l$  – кількість ієрархічних рівнів;

$K_i$  – альтернатива конструктивного елемента певного ієрархічного рівня;

$m$  – кількість альтернатив конструктивного елемента певного ієрархічного рівня.

Запропонована модель транспортно-технологічної системи з канатним робочим органом, зображена на рис. 2.2. Згідно запропонованого групування до першої ієрархічної групи слід віднести такі конструктивні елементи: 1 – механізм транспортування вантажу; 2 – гнучкий канат; 3 – подавальні диски; до другої ієрархічної групи: 4 – привода зірочка; 5 – бункер; до третьої ієрархічної групи: 6 – двигун-редуктор. Відповідно при кодуванні використаємо наступну схему кодів конструктивних елементів

гвинтових конвеєрів з використанням символу «і» (де «і» змінюється в межах від 1 до  $\infty$ ):  $1_i$  – механізми транспортування вантажу;  $2_i$  – гнучкі канати;  $3_i$  – подавальні диски;  $4_i$  – приводні зірочки;  $5_i$  – бункери;  $6_i$  – двигун-редуктори. Якщо в конструкції міститься декілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість доцільно записати відповідним степенем, наприклад: дві приводні зірочки -  $(4_{12})^2$ , а якщо міститься декілька різних конструктивних елементів одного виду, то їх доцільно записати наступним чином: два бункери -  $(5_7 \cup 5_{92})$ .

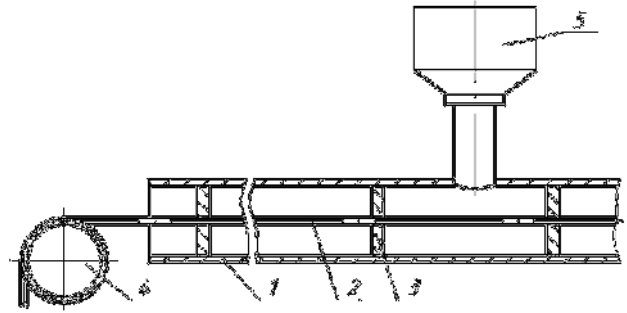
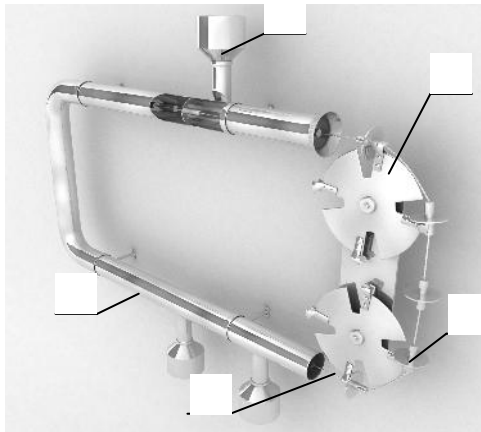
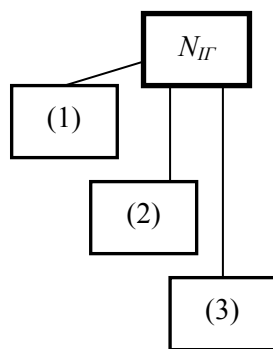


Рисунок 2.2. Структурна схема канатного гнучкого конвеєра []:  
 1- механізм транспортування вантажу; 2- канат; 3- робочий орган;  
 4-привідна зірочка; 5- бункер

В результаті генерування альтернатив конструкцій, на першому ієрархічному рівні одержано такі альтернативи (рис. 2.3):



$$N_H = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 3 \cdot 22 \cdot 3 + 4 \cdot 3 + 4 = 214$$

- (1)1<sub>1</sub>, (1)1<sub>2</sub>, (1)1<sub>3</sub>;  
 (1)2<sub>1</sub>, (1)2<sub>2</sub>, (1)2<sub>3</sub>, (1)2<sub>4</sub>, (1)2<sub>5</sub>, (1)2<sub>6</sub>, (1)2<sub>7</sub>, (1)2<sub>8</sub>, (1)2<sub>9</sub>,  
 (1)2<sub>9</sub>, (1)2<sub>10</sub>, (1)2<sub>11</sub>, (1)2<sub>12</sub>, (1)2<sub>13</sub>, (1)2<sub>14</sub>, (1)2<sub>15</sub>, (1)2<sub>16</sub>,  
 (1)2<sub>17</sub>, (1)2<sub>18</sub>, (1)2<sub>19</sub>, (1)2<sub>20</sub>; (1)2<sub>21</sub>; (1)2<sub>22</sub>;  
 (1)3<sub>1</sub>, (1)3<sub>2</sub>, (1)3<sub>3</sub>;  
 (2)4<sub>1</sub>, (2)4<sub>2</sub>, (2)4<sub>3</sub>; (2)4<sub>4</sub>;  
 (2)5<sub>1</sub>, (2)5<sub>2</sub>, (2)5<sub>3</sub>.  
 (3)6<sub>1</sub>, (3)6<sub>2</sub>, (3)6<sub>3</sub>, (3)6<sub>4</sub>.

Рис. 2.3. Модель механічної системи «гнучкий канатний і ланцюговий конвеєр» (1) – перший ієрархічний рівень; (2) - другий ієрархічний рівень;  
 (3) - третій ієрархічний рівень

- для першого ієрархічного рівня:  $(1)1_1 - (1)1_3$  (рис. 2.4.);  $(1)2_1 - (1)2_9$  (рис. 2.5.);  $(1)3_1 - (1)3_4$  (рис. 2.6);
- для другого ієрархічного рівня:  $(2)4_1 - (2)4_4$ ; (рис. 2.7.)  $(2)5_1 - (2)5_3$ ;
- для третього ієрархічного рівня:  $(3)6_1 - (3)6_4$ .

Приклади компоновок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня представлені на рис.2.4.

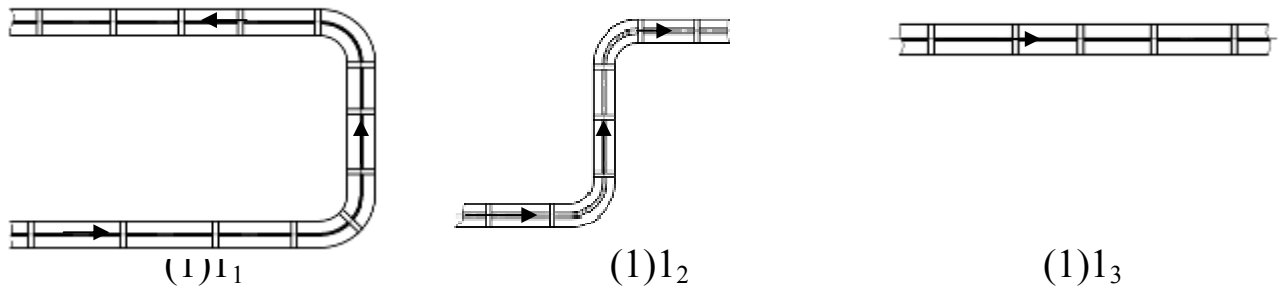
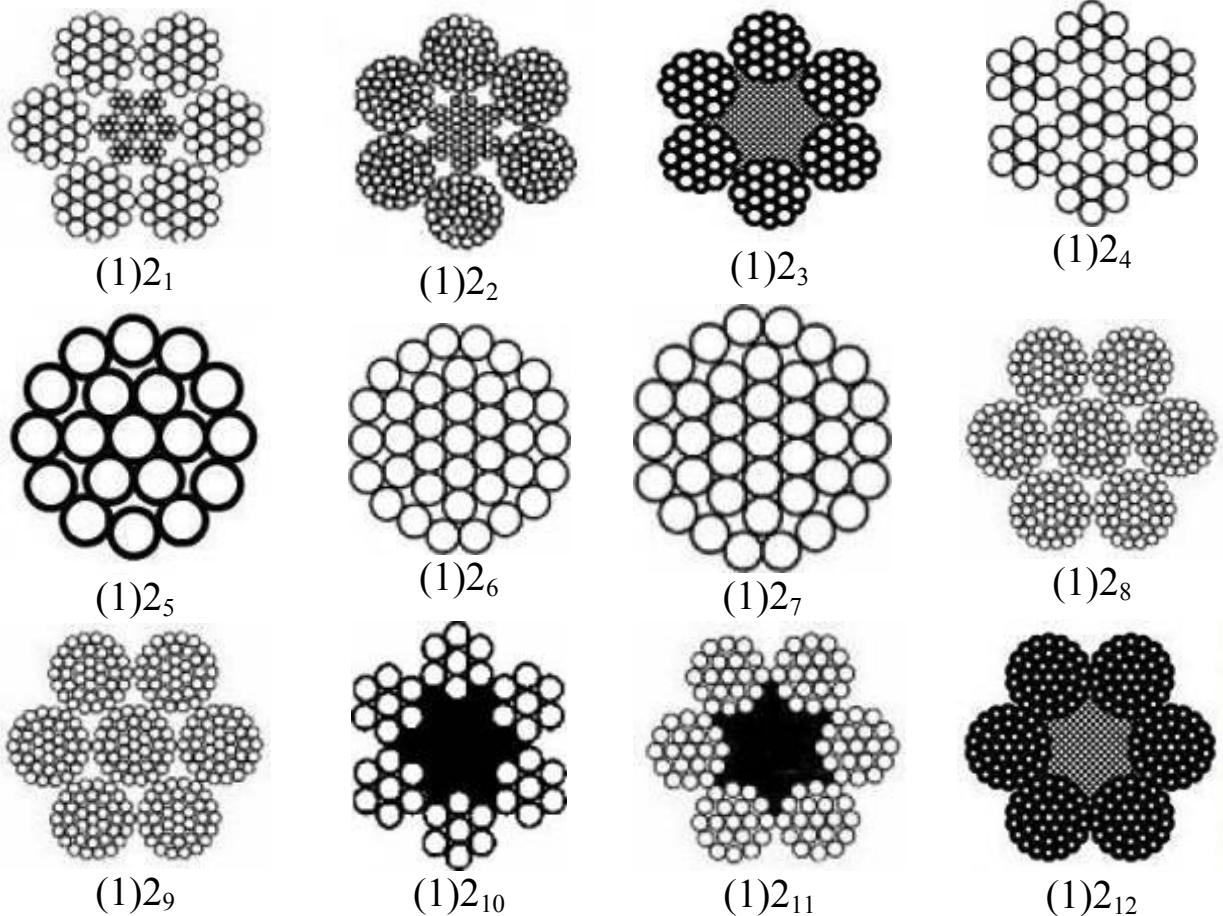
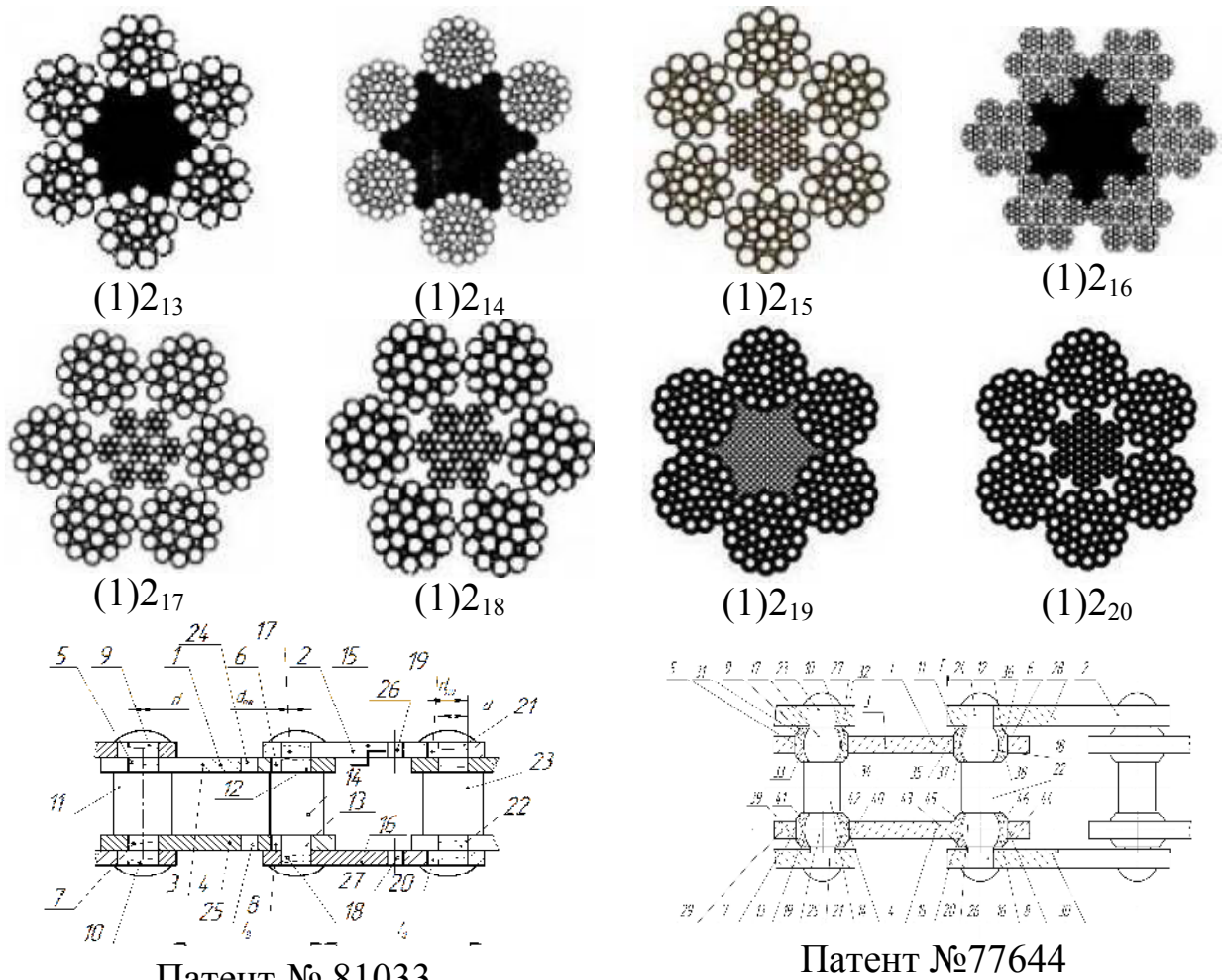


Рисунок 2.4. Варіанти розміщення механізмів транспортування вантажу:

$(1)1_1$  – U-подібне розміщення ;  $(1)1_2$  – S-подібне розміщення;  $(1)1_3$  – прямолінійне горизонтальне розміщення





Патент № 81033

(1)2<sub>21</sub>

Патент №77644

(1)2<sub>22</sub>

Рисунок 2.5. Варіанти конструкцій тягових елементів : (1)2<sub>1</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-Р; (1)2<sub>2</sub> - канат сталевий типу ЛК-РО с металічним осердям; (1)2<sub>3</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-Р; (1)2<sub>4</sub> - канат сталевий одинарної завивки типу ЛК-О; (1)2<sub>5</sub> - канат сталевий одинарної завивки типу ТК; (1)2<sub>6</sub> - канат сталевий одинарної завивки типу ТК; (1)2<sub>7</sub> - канат сталевий судновий подвійної завивки типу ЛК-О; (1)2<sub>8</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ТК; (1)2<sub>9</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ТК; (1)2<sub>10</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-О; (1)2<sub>11</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ТК; (1)2<sub>12</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ТК; (1)2<sub>13</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-О; (1)2<sub>14</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ТЛК-О; (1)2<sub>15</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-О; (1)2<sub>16</sub> - канат сталевий потрійної завивки типу ЛК-Р; (1)2<sub>17</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-3; (1)2<sub>18</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-3; (1)2<sub>19</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-РО; (1)2<sub>20</sub> - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-3; (1)2<sub>21</sub> - пластинчастий тяговий безвтулковий ланцюг; (1)2<sub>22</sub> - пластинчастий тяговий безвтулковий ланцюг підвищеної несучої здатності.





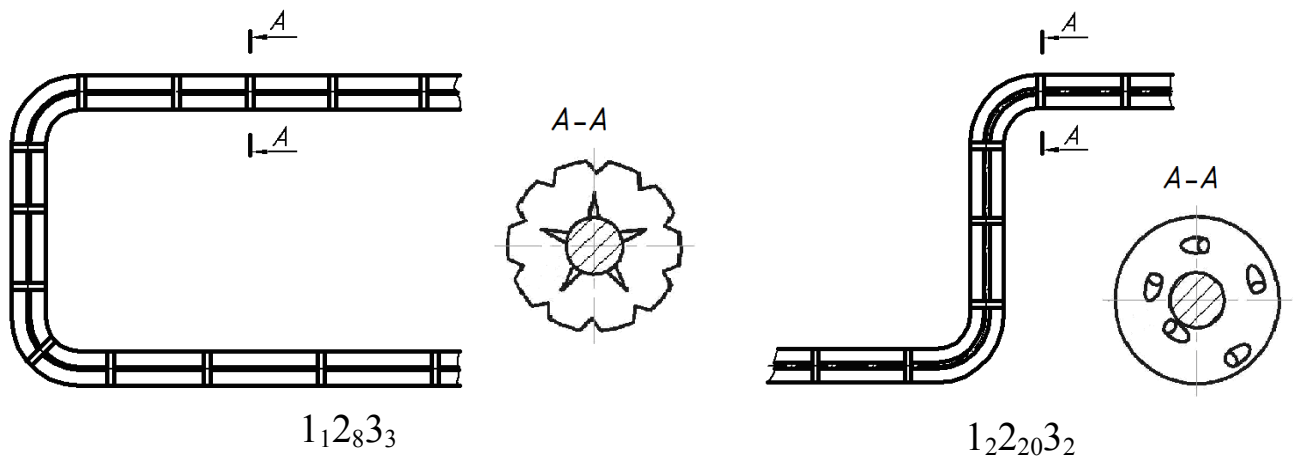


Рисунок 2.8. Приклади компоновок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня

В результаті синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу було згенеровано працездатні конструкції альтернативних варіантів транспортно-технологічних систем з канатними робочими органами (рис. 2.9), які захищені патентами України на винаходи.

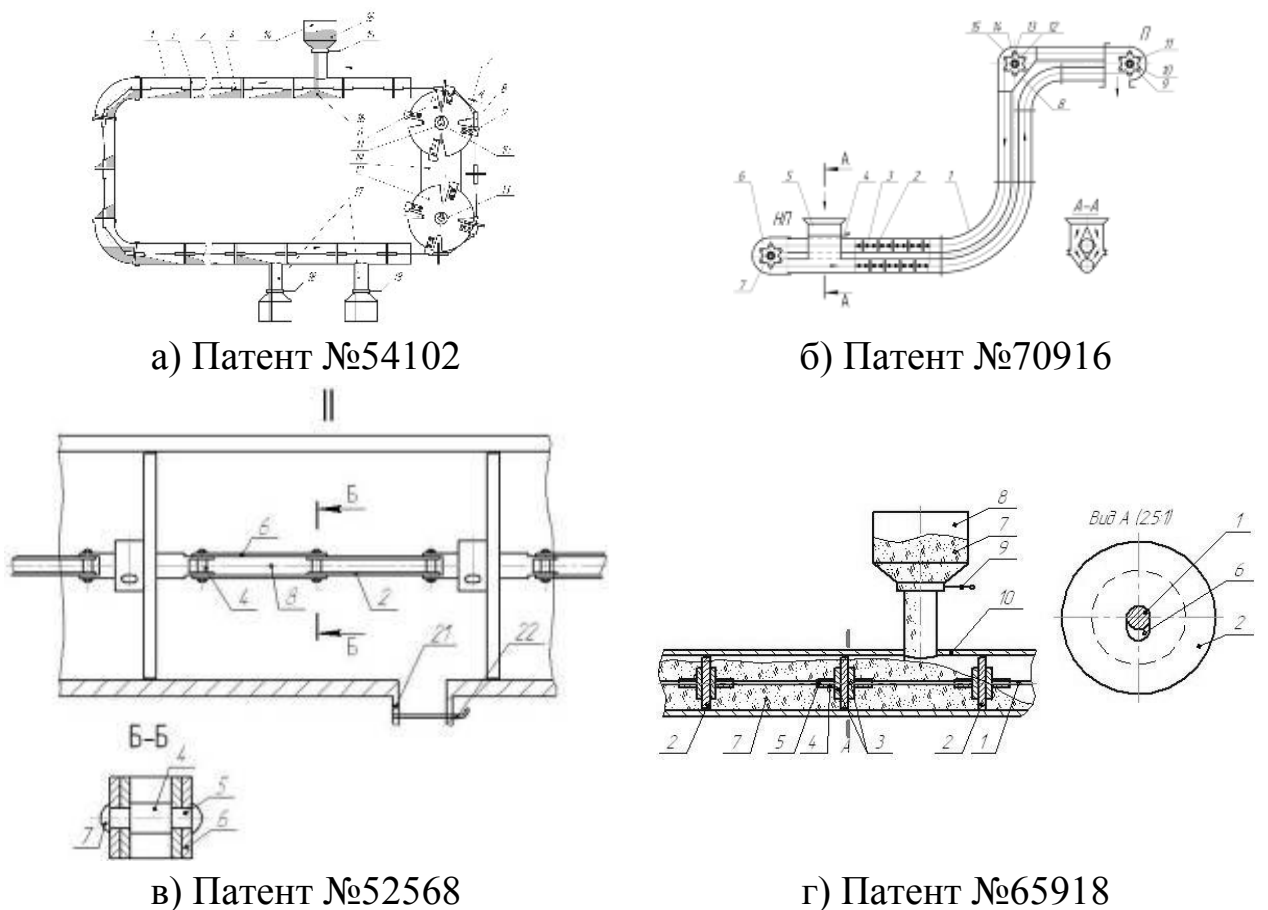


Рисунок 2.9. Синтезовані конструкції енергоощадних транспортно-технологічних систем з канатними робочими органами, захищених патентами України

## 2.4. Методологія вибору транспортно-технологічних механізмів

Як було зазначено у підрозділі дисертаційного дослідження 2.3, специфіка виконання транспортно-технологічних механізмами машин полягає в тому, що в процесі роботи досить часто виникають різноманітні перевантаження, що призводять до поломок робочих органів. Виходячи з цього приводи ТТМ, які виконують широку гамму технологічних операцій, потрібно оснащувати оптимальними захисними пристроями, які б у повній мірі відповідали умовам роботи та характеристикам перевантажень відповідних машин. Це зумовлює необхідність правильного підбору та їх класифікації в залежності від характеру операцій, а саме: величини передавального моменту; частоти обертання; вартісних показників; якісних показників.

Як правило, стандартні КЕ закуповуються на ринку чи напряму в заводів-виготовлювачів (електродвигуни, редуктори, елементи керування, силові кабелі тощо). Розрахунок виробничої собівартості типових КЕ напряму пов'язаний із матеріальними витратами на їх виготовлення й укрупнено визначається за формулою:

$$C_r = k_{сер} \cdot k_{вв} \cdot k_{тр-з} \cdot m_m \cdot C_m - m_e \cdot C_e, \quad (2.8)$$

де  $k_{сер}$  – коефіцієнт серійності, що враховує обсяги виготовлення КЕ, для одиничного виробництва:  $k_{сер\ од} = 1,25 \dots 1,5$ , для серійного виробництва:  $k_{сер\ с} = 1,01 \dots 1,25$ , для масового виробництва:  $k_{сер\ м} = 1$ ;  $k_{вв}$  – коефіцієнт, що враховує відношення витрат при виготовленні КЕ: виробнича собівартість / витрати на матеріали,  $k_{вв} = 1,35 \dots 2$ ;  $m_m$  – маса сортового металопрокату, який використовується для виготовлення КЕ, кг;  $C_m$  – усереднена ціна сортового металопрокату, грн.;  $m_e$  – маса відходів з металопрокату, кг;  $C_e$  – усереднена ціна відходів з металопрокату, грн.

При розрахунку виробничої собівартості оригінальних КЕ слід враховувати витрати на основні і допоміжні матеріали, основну і допоміжну заробітну плату і нарахування на них, а також енергію для технологічних цілей та загальновиробничі витрати. Розрахунок їх виробничої собівартості напряму пов'язаний із типом виробництва, технологією виготовлення і матеріальними витратами на їх виготовлення, й може бути проведений за формулою [129]:



$$C_y = k_{сер} \cdot k_{скл} \cdot ((k_{мп-з} \cdot k_{дм} \cdot (\sum_{z=1}^l n_z \cdot Ц_z + \sum_{j=1}^q m_j \cdot Ц_j - \sum_{j=1}^q m_{ej} \cdot Ц_{ej}) + (k_{допл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} + k_{зв}) \cdot (c_1 \cdot \sum_{e=1}^w T_e + c_2 \cdot T_r) + k_{вен} \cdot \sum_{j=1}^q m_j \cdot Ц_j) \quad (2.9)$$

де  $k_{скл}$  – коефіцієнт, що враховує конструктивну складність виготовлення КЕ,  $k_{скл} = 1 \dots 1,5$ ;  $k_{дм}$  – коефіцієнт, що враховує витрати на додаткові матеріали,  $k_{дм} = 1,01 \dots 1,05$ ;  $l$  – кількість видів комплектуючих, які використовуються для виготовлення КЕ;  $n_z$  – кількість комплектуючих  $z$ -го виду, які використовуються для виготовлення КЕ;  $Ц_z$  – ціна комплектуючої  $z$ -го виду, грн.;  $q$  – кількість матеріалів, які використовуються для виготовлення КЕ;  $m_j$  – маса матеріалу  $j$ -го виду, який використовується для виготовлення КЕ, кг;  $Ц_j$  – ціна матеріалу  $j$ -го виду, який використовується для виготовлення КЕ, грн.;  $m_{ej}$  – маса відходів матеріалу  $j$ -го виду, кг;  $Ц_{ej}$  – ціна відходів матеріалу  $j$ -го виду, грн.;  $k_{зв}$  – коефіцієнт, що враховує загальновиробничі витрати при виготовленні КЕ,  $k_{зв} = 1,4 \dots 1,8$ ;  $c_1, c_2$  – середньозважена погодинна тарифна ставка основних робітників, які, відповідно, зайняті виготовленням деталей для КЕ і його складанням, грн.;  $w$  – кількість видів деталей, які виготовляються для КЕ;  $T_e$  – трудомісткість механічної обробки  $e$ -го виду деталей КЕ, нормо/год.;  $T_r$  – трудомісткість складання і налагодження КЕ, нормо/год.;  $k_{вен}$  – коефіцієнт, що враховує витрати на енергію для технологічних цілей при виготовленні КЕ,  $k_{вен} = 1,05 \dots 1,2$ .

Часткові рішення при визначенні собівартості окремих видів конвеєрів є наступними (у приведених формулах вартість запобіжних чи пружних муфт є стандартними, але слід враховувати, що вони можуть бути також і типовими чи оригінальними КЕ):

- визначення собівартості трубчастого скребкового конвеєра (ТСК) можна проводити за формулою :

$$C_{ТСК} = k_{мп-з} \cdot (B_{нТСК1} + B_{нТСК2} + B_{нТСК3} + B_{нТСК4}) + C_{rТСК5} + C_{rТСК6} + C_{rТСК7} + i_{ТСК} \cdot C_{yТСК8} + C_{yТСК9} + k_{допл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h \quad (2.10)$$

де  $B_{нТСК1}$  – вартість приводу (електродвигуна), грн.;  $B_{нТСК2}$  – вартість редуктора, грн.;  $B_{нТСК3}$  – вартість запобіжної (пружної) муфти, грн.;  $B_{нТСК4}$  – вартість елементів керування, грн.;  $C_{rТСК5}$  – собівартість жолоба, грн.;  $C_{rТСК6}$  – собівартість елементів розвантаження, грн.;  $C_{rТСК7}$  – собівартість з'єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.;  $i_{ТСК}$  – кількість

передач (спеціальних зірочок з кріпленням), шт.;  $C_{yTCK8}$  – собівартість передач, грн.;  $C_{yTCK9}$  – собівартість робочого органу ТСК, грн.;

- визначення собівартості гнучкого гвинтового конвеєра (ГГК) можна проводити за формулою [129]:

$$C_{ГГК} = k_{mp-3} \cdot (B_{nГГК1} + B_{nГГК2} + B_{nГГК3} + B_{nГГК4} + B_{nГГК5}) + C_{rГГК6} + C_{rГГК7} + C_{yГГК8} + k_{донл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (2.11)$$

де  $B_{nГГК1}$  – вартість приводу (електродвигуна), грн.;  $B_{nГГК2}$  – вартість передачі чи редуктора, грн.;  $B_{nГГК3}$  – вартість запобіжної (пружно-запобіжної) муфти, грн.;  $B_{nГГК4}$  – вартість елементів керування, грн.;  $B_{nГГК5}$  – вартість гнучкого трубопроводу, грн.;  $C_{rГГК6}$  – собівартість елементів завантаження, пересипу і розвантаження, грн.;  $C_{rГГК7}$  – собівартість з'єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.;  $C_{yГГК8}$  – собівартість гнучкого гвинтового робочого органу ГГК, грн.;

- визначення собівартості жорсткого складного гвинтового конвеєра (ГК) можна проводити за формулою :

$$C_{ГК} = k_{mp-3} \cdot (B_{nГ1} + B_{nГ2} + B_{nГ3} + B_{nГ4}) + i_{ГК} \cdot C_{rГ5} + C_{rГ6} + C_{rГ7} + i_{ГК} \cdot C_{yГ8} + k_{донл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (2.12)$$

де  $B_{nГ1}$  – вартість приводу (електродвигуна), грн.;  $B_{nГ2}$  – вартість передачі чи редуктора, грн.;  $B_{nГ3}$  – вартість запобіжної (пружної) муфти, грн.;  $B_{nГ4}$  – вартість елементів керування, грн.;  $i_{ГК}$  – кількість жолобів (шнеків), шт.;  $C_{rГ5}$  – собівартість жолоба, грн.;  $C_{rГ6}$  – собівартість елементів завантаження, пересипу і розвантаження, грн.;  $C_{rГ7}$  – собівартість з'єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.;  $C_{yГ8}$  – собівартість жорсткого шнека ГК, грн.;

- визначення собівартості гнучкого пневматичного конвеєра (ПК) можна проводити за формулою:

$$C_{ПК} = k_{mp-3} \cdot (B_{nП1} + B_{nП2} + B_{nП3}) + C_{rП4} + C_{rП5} + C_{yП6} + C_{yП7} + k_{донл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (2.13)$$

де  $B_{nП1}$  – вартість компресора (турбомашини, вакуум-насоса), грн.;  $B_{nП2}$  – вартість гнучкого трубопроводу, грн.;  $B_{nП3}$  – вартість елементів керування, грн.;  $C_{rП4}$  – собівартість з'єднувальних та опорно-поворотних елементів,

грн.;  $C_{rII5}$  – собівартість жорсткого трубопроводу, грн.;  $C_{yII6}$  – собівартість елементів завантаження (всмоктувального наконечника, живильника, шлюзового затвору тощо), грн.;  $C_{yII7}$  – собівартість елементів пересипу (вантажовідділювача, фільтрів тощо), грн.

Експлуатаційні витрати при використанні трубчастих скребкових, пневматичних і гнучких та жорстких складних гвинтових конвеєрів за весь термін складатимуться із 4-х видів витрат: енергетичних; на основну і допоміжну заробітну плату операторів і нарахування на них; пов'язаних із пошкодженням частини продукції під час виконання транспортно-технологічних процесів; на монтаж-демонтаж. Усі зазначені види експлуатаційних витрат для об'єктивності розрахунків (враховуючи фактор зміни вартості грошей у часі) доцільно звести за весь період до 1-го року. Експлуатаційні витрати укрупнено визначаються за формулою:

$$C_E = \sum_{t=1}^x (k_{\text{вик}} \cdot k_{\text{зм}} \cdot k_{\text{ном}} \cdot P_{\text{вст}} \cdot \Pi_{\text{ен}} \cdot \Phi_{\text{ефо}} + k_{\text{вик}} \cdot k_{\text{зм}} \cdot c_4 \cdot N_{\text{оп}} \cdot k_{\text{допл}} \cdot k_{\text{доод}} \cdot k_{\text{нар}} \cdot \Phi_{\text{ефр}} + k_{\text{вик}} \cdot k_{\text{зм}} \cdot P_{\text{пошк}} \cdot m_{\text{вант}} \cdot \Pi_{\text{ен}} \cdot \Phi_{\text{ефо}} + N_{\text{скл}} \cdot c_5 \cdot k_{\text{допл}} \cdot k_{\text{доод}} \cdot k_{\text{нар}} \cdot (N_m \cdot T_b + N_d \cdot T_d)) / (1+u)^t, \quad (2.14)$$

де  $t$  – номер року використання;  $x$  – термін експлуатації конвеєра, роки;  $k_{\text{вик}}$  – коефіцієнт використання за зміну протягом року;  $k_{\text{зм}}$  – кількість змін використання,  $k_{\text{зм}}$ : 1, 2, 3;  $k_{\text{ном}}$  – коефіцієнт використання приводів по потужності,  $k_{\text{ном}} = 0,65 \dots 0,95$ ;  $P_{\text{вст}}$  – сумарна потужність енергообладнання, кВт;  $\Pi_{\text{ен}}$  – ціна одиниці енергетичних ресурсів, грн./кВт.;  $\Phi_{\text{ефо}}$  – ефективний фонд часу роботи на плановий період протягом зміни, год. ( $\Phi_{\text{ефо}} = 1970$  год.);  $c_4$  – середньозважена погодинна тарифна ставка операторів, що зайняті у виробничому процесі з використанням конвеєрів, грн.;  $N_{\text{оп}}$  – кількість операторів, чол.;  $\Phi_{\text{ефр}}$  – ефективний фонд робочого часу одного оператора, год. ( $\Phi_{\text{ефр}} = 1860$  год.);  $P_{\text{пошк}}$  – імовірність пошкодження частини продукції під час виконання транспортно-технологічних процесів;  $m_{\text{вант}}$  – маса перевантаженого вантажу протягом однієї години, кг;  $\Pi_{\text{ен}}$  – вартість вантажу, грн./кг;  $N_{\text{скл}}$  – кількість працівників, що зайняті у процесі монтажу-демонтажу, чол.;  $c_5$  – середньозважена погодинна тарифна ставка працівників, які зайняті процесом монтажу-демонтажу, грн.;  $N_m$ ,  $N_d$  – відповідно кількість монтажів і демонтажів протягом року;  $T_b$ ,  $T_d$  – відповідно трудомісткість одного монтажу і демонтажу, нормо/год.;  $u$  – ставка дисконтування,  $u = 0,2 \dots 0,4$ .

Витрати на технічний огляд і ремонт конвеєрів за весь термін

експлуатації укрупнено визначаються за формулою:

$$C_{TO} = \sum_{t=1}^x (C_B \cdot k_{nc} \cdot k_{nod} \cdot k_{np}) / (1+u)^t, \quad (2.15)$$

де  $k_{nc}$  – коефіцієнт переводу виробничої собівартості у повну (враховує величину адміністративних і позавиробничих витрат),  $k_{nc} = 1,1 \dots 1,7$ ;  $k_{nod}$  – коефіцієнт, що враховує величину податку на додану вартість;  $k_{np}$  – коефіцієнт річного відрахування на ТО і ремонт,  $k_{np} = 1,05 \dots 1,2$ .

Кінцевий вибір конвеєра для транспортування сипких вантажів по криволінійних траєкторіях з наявних альтернатив можна здійснювати за формулою:

$$A = C_B + C_E + C_{TO} + \sum_{t=1}^x (B_M \cdot k_{im}) / (1+u)^t, \quad (2.16)$$

де  $B_M$  – ймовірний річний обсяг втрат, що виникають внаслідок пошкодження транспортованого матеріалу;  $k_{im}$  – коефіцієнт, що враховує обсяг транспортуючих матеріалів, у яких виникають втрати в загальному обсязі протягом року,  $k_{im} = 0 \dots 1$ .

## РОЗДІЛ 3

### МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТНО - ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

#### **3.1. Фізична та математичні моделі динамічного процесу горизонтальних та вертикальної віток трубчастих скребкових канатних конвеєрів**

Дослідження динамічних процесів машин та механізмів на базі лінійних розрахункових моделей не дають змоги пояснити багато явищ, що їх супроводжують. Для випадку коливальних систем (привідного канату трубчастого скребкового конвеєра у тому числі) це, в першу чергу, комбінаційні резонанси, залежність частоти коливань від амплітуди, відсутність принципу суперпозиції, втрата стійкості [130-131] тощо. Одночасно коливальні процеси, які супроводжують технологічні процеси, як правило, призводить до небажаних явищ: pojawiaються значні деформації, знижується в кінцевому результаті довговічність експлуатації вузлів та механізмів складовими частинами яких вони є. У зв'язку із цим всебічний аналіз динамічних явищ на базі нелінійних розрахункових моделей має велике практичне значення. Для гнучких привідних елементів (канат) конвеєрів [132] він дозволяє ще на стадії проектування визначати спектр власних частот, вибирати параметри та режими експлуатації таким чином, щоб уникнути резонансні явища у них, а значить, забезпечити довготривалу їх експлуатацію. Зробити це можна тільки на основі побудови та аналізу розв'язків математичних моделей, які адекватні динамічному процесу.

Саме побудова аналітичних розв'язків нелінійних математичних моделей коливань гнучких елементів привідних елементів трубчастих скребкових канатних конвеєрів, які ураховують постійну складову швидкості їх руху та аналіз на їх основі впливу кінематичних, фізико-механічних, геометричних параметрів на динамічний процес є предметом роботи.

Вона базується на: а) принципі одночастотності коливань у нелінійних системах із багатьма ступенями вільності та розподіленими параметрами;

б) хвильовій теорії рух, яка адаптована для поздовжньо-рухомих систем [133];

в) поширенні основної ідеї методу Ван-дер-Поля [134] на розглядувані класи динамічних систем.

Для цього:

1. Запропоновано фізичну модель процесу переміщення сипкого середовища в трубчастих конвеєрах за допомогою каната з приєднаними до неї лопатками у вигляді системи пружних одновимірних тіл, котрі безвідривно переміщують сипке середовище;

2. На базі вказаної вище фізичної моделі побудовано адекватні математичні моделі динамічного процесу. Вони являють собою нелінійні диференціальні рівняння із частинними похідними, які описують динаміку горизонтальних, вертикальної віток трубчастого конвеєра з робочим органом та відповідні крайові умови;

3. Розроблено методику побудови розв'язку вказаних нелінійних крайових задач. Вона дозволяє отримати, так звані, рівняння у стандартному вигляді, які визначають вплив основних зовнішніх та внутрішніх чинників на визначальні параметри динамічного процесу робочого органу;

4. Аналізом останніх, встановлено умови існування резонансних коливань робочого органу та вплив на останню швидкості переміщення сипкого середовища.

Треба відзначити: фізична, а отже і математична моделі враховують рух робочого органу, що несе нерівномірно розподілену масу (сипке середовище) зі сталою складовою швидкості поздовжнього руху. Із рухом робочого органу та нелінійно- пружними її властивостями пов'язані основні труднощі аналітичного дослідження динаміки процесу. Щодо крайових умов, то вони враховують:

- по-перше, переміщення крайніх точок ділянок каната, які вважаються малими величинами;
- по-друге, що переміщення крайньої правої точки нижньої частини робочого органу узгоджується із переміщенням нижньої точки вертикальної частини робочого органу (канат), а переміщення крайньої правої точки верхньої частини - узгоджується із переміщенням верхньої точки вертикальної частини робочого органу (одні і ті ж фізичні точки).

До того ж диференціальні рівняння, які описують досліджуваний процес, представлені у змінних Ейлера. Використання останніх у певній мірі спрощує представлення крайових умов, а значить й саму математичну модель.

Динамічні системи, основні характеристики котрих змінюються за певним законом вздовж їх довжини (площі, об'єму) носять назву систем із розподіленими параметрами. Їх рух описується рівняннями з частинними похідними за певних крайових умов. Робочий орган конвеєра, за допомогою котрої переміщається сипке середовище, можна вважати одновимірним пружним тілом, маса котрого змінюється вздовж довжини (фізична модель, рис.3.1).

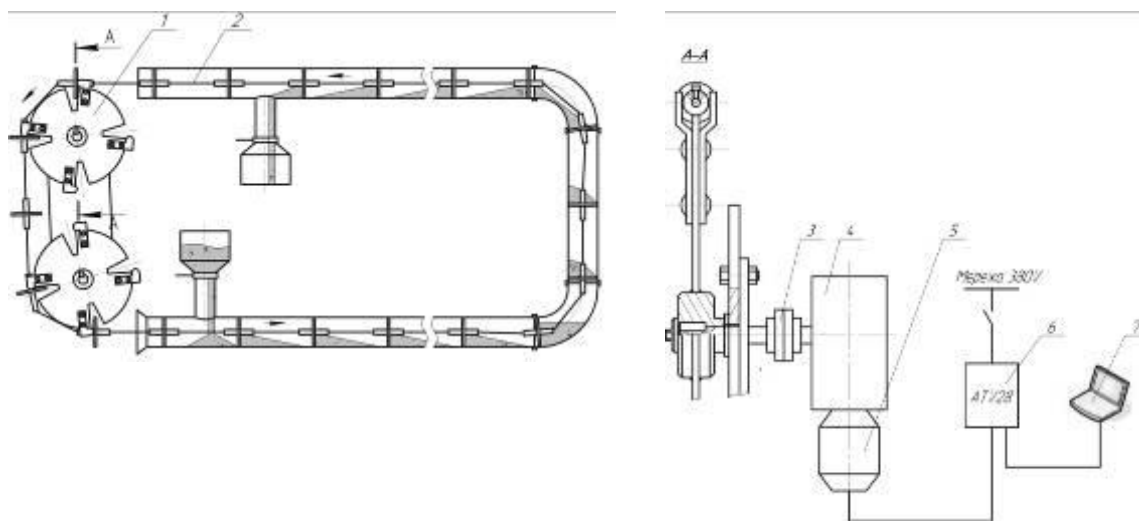


Рисунок 3.1. Фізична модель процесу переміщення сипкого середовища за допомогою ливного скребкового транспортера

Для випадку, коли рухом сипкого середовища відносно робочого органу в трубчастому скребковому конвеєрі можна знехтувати, масу сипкого середовища можна вважати розподіленою за певним законом вздовж каната. В такому разі всі точки нормальних поперечних перерізів системи сипке середовище – каната мають однакові кінематичні характеристики (за виключенням кутових областей). Вказане є підставою того, що досліджуваний об'єкт можна трактувати одновимірною механічною системою із розподіленими параметрами.

Зауважимо, різні моделі динаміки сипких середовищ у дещо інших випадках (процесі вібросепарації, віброоброблення, адгезії), розглядались, наприклад, у [135]. Для вказаних задач визначальними чинниками технологічного процесу є основні усереднені кінематичні та фізико-механічні характеристики динаміки сипкого середовища (умовні динамічний модуль пружності, амплітуда та частота коливань розглянутої моделі процесу сипкого середовища). Тому у вказаних роботах показано, що сипке середовище за вказаних технологічних операцій можна розглядати як пружне тіло із деякими усередненими інтегральними

характеристиками. У технологічному ж процесі транспортування сипкого середовища за допомогою робочого органу рух сипкого середовища відносно каната не становить, на наш погляд, ні теоретичної, ні практичної цінності. До того ж, переміщення частинок середовища відносно каната є незначними, особливо це стосується горизонтальних віток конвеєра. За масу одиниці довжини вказаного умовного одновимірного тіла (сипке середовище та канат) слід розуміти сумарну масу самої каната та сипкого середовища. Таким чином, наведене є підставою того, що задачу про переміщення сипкого середовища за допомогою робочого органу можна віднести до задачі динаміки одновимірної системи із розподіленими параметрами. Положення одновимірних систем із розподіленими параметрами при поздовжніх її коливаннях однозначно визначається функцією, яка описує деформацію умовної пружної матеріальної лінії в довільний момент часу. Для визначення вказаної функції умовно розглядається три ділянки роботи конвеєра: дві горизонтальні (верхня та нижня); одна вертикальна. Основні характеристики (кінематичні та фізико механічні) верхньої та нижньої віток конвеєра однакові за виключенням лише величини сили натягу.

### 3.1.1. Математична модель динамічного процесу горизонтальних частин трубчастого скребкового конвеєра.

Для отримання диференціального рівняння, яке описує динамічний процес нижньої (верхньої) вітки конвеєра, покажемо сили, які діють на умовно виділений її елемент довжиною  $\Delta$  ( $dx_2$  або  $dx_3$ ) (рис 3.2).

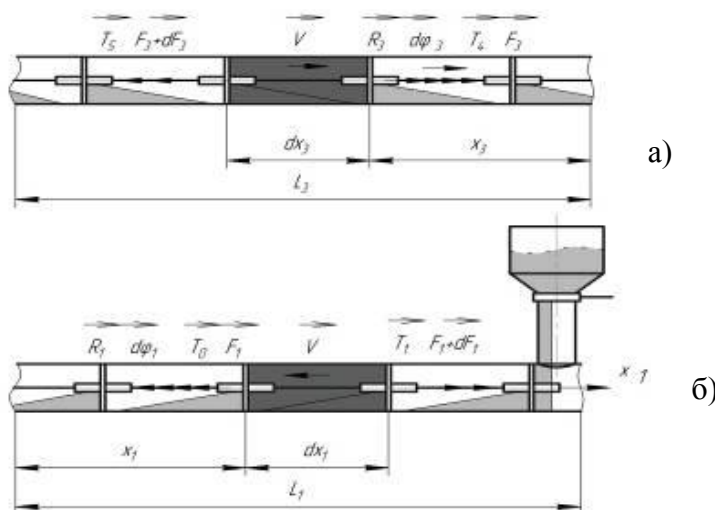


Рисунок 3.2. Розрахункова схема сил, які діють на умовно виділений елемент горизонтальної частини вітки трубчастого скребкового канатного конвеєра: - а)- нижньої; б) - верхньої



На представленому вище рис. 3.2 введені такі позначення:

$T_0$  ( $T_5$ ) – сила натягу, яка діє на ліву частину виділеного елемента;

$\bar{T}_1$  ( $T_4$ ) – сила натягу, яка діє на праву частину виділеного елемента;

$\bar{R}_1$  ( $\bar{R}_3$ ) – сила опору, природа котрої визначається механізмом взаємодії робочого органу із сипким середовищем та трубою;

$\bar{F}_1$  та  $\bar{F}_1 + d\bar{F}_1$ , ( $\bar{F}_3$  та  $\bar{F}_3 + d\bar{F}_3$ ) – сили пружності, зумовлені пружною деформацією умовного елемента;

$m_1$  ( $m_3$ ) - погонна маса вказаних елементів робочого органу разом із сипким середовищем.

Відповідно до принципу Д'Аламбера, рівняння “динамічної рівноваги” виділених елементів нижньої та верхньої віток конвеєра мають відповідно вигляд

$$d\bar{O}_1 + \bar{T}_0 + \bar{T}_1 + \bar{R}_1 + d\bar{F}_1 = 0, \quad (3.1)$$

та

$$d\bar{\Phi}_3 + T_4 + \bar{T}_5 + \bar{R}_3 + d\bar{F}_3 = 0, \quad (3.2)$$

де  $d\bar{\Phi}_1$  та  $d\bar{\Phi}_3$  – сили інерції вказаних умовно виділених елементів робочого органу. Досліджувати малі коливання частин робочого органу, які характеризуються сталою складовою швидкістю поздовжнього руху зручно у змінних Ейлера [136]. Якщо позначити відповідно  $u_1(x_1, t)$  та  $u_3(x_3, t)$  горизонтальні переміщення геометричних точок, які співпадають із серединами виділених елементів у довільний момент часу  $t$ , то повні похідні за часом виражаються через локальні у вигляді

$$\frac{du_1(x_1, t)}{dt} = \frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} + V \frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial x}, \quad (3.3)$$

$$\frac{du_3(x_3, t)}{dt} = \frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial t} + V \frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial x}, \quad (3.4)$$

$$\frac{d^2 u_1(x_1, t)}{dt^2} = V^2 \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} + 2V \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1 \partial t} + \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial t^2}, \quad (3.5)$$

$$\frac{d^2 u_3(x_3, t)}{dt^2} = V^2 \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} + 2V \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3 \partial t} + \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial t^2}. \quad (3.6)$$

У залежностях (3.3) – (3.6) враховано той факт, що верхні та нижні частини віток трубчастого конвеєра мають однакові сталі складові швидкості поздовжнього руху  $V$  робочого органу. Крім цього, приймаючи до уваги, що:

а) маса робочого органу із сипким середовищем змінюється вздовж довжини, тобто  $m_1 = m_1(\tilde{x}) = m_1(x_1 - Vt)$ ,  $m_3 = m_3(\tilde{x}) = m_3(x_3 - Vt)$ ;

б) сила опору залежить від швидкості -  
 $R_1 = R_1\left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t}\right)$ ,  $R_3 = R_3\left(\frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial t}\right)$  ;

в) пружні властивості матеріалу робочого органу задовольняють нелінійному закону пружності [137] і їх з достатньою точністю можна представити у вигляді

$$\sigma = E(1 + kE\varepsilon^2)\varepsilon ; \quad (3.7)$$

( $\sigma$  та  $\varepsilon$  відповідно напруження та відносні деформації елементів каната  $\left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial x_1}\right)$  чи  $\frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial x_3}$ ),  $E$  - модуль пружності, а  $k$  виражається через модуль об'ємного стиску  $K$ , модуль зсуву  $G$  та сталу матеріалу каната  $\gamma$ , залежністю

$$k = -\frac{2}{3} \cdot \frac{K_1}{3K_1 + G} \cdot \frac{\gamma}{G} . \quad (3.8)$$

Відзначимо, самі пружні характеристики робочого органу значною мірою відрізняються від пружних характеристик матеріалу із якого виготовлена, а графічні залежності модуля пружності каната від відносної деформації.

Із (3.1) та (3.2) отримано диференціальні рівняння, що описують поздовжні коливання нижньої та верхньої віток робочого органу в трубчастому скребковому конвеєрі

$$\begin{aligned} m_1(x_1 - Vt) \left( V^2 \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} + 2V \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1 \partial t} + \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial t^2} \right) = \\ = EA \left( 1 + kE \left( \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} - R_1 \left( \frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right), \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned}
& m_3(x_3 - Vt) \left( V^2 \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} + 2V \frac{\partial^2 u_3(x_1, t)}{\partial x_1 \partial t} + \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial t^2} \right) = \\
& = EA \left( 1 + kE \left( \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} - R_3 \left( \frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial t} \right).
\end{aligned} \tag{3.10}$$

У наведених вище співвідношеннях  $A$ - площа поперечного перерізу каната і вона вважається сталою величиною.

Динамічний процес систем із розподіленими параметрами однозначно визначається діючими силами, крайовими та початковими умовами. Щодо останніх, то у інженерних дослідженнях такого типу задач як вказана вони безпосередньо, не розглядаються, а можуть бути предметом окремого чисто математичного дослідження (мова йде про існування та єдність розв'язку). Тому, нижче, зупинимось лише на крайових умовах. Як було наголошено вище, горизонтальні переміщення геометричних точок, котрі співпадають із крайніми лівими кінцями горизонтальних віток конвеєра є малими. Останнє дозволяє крайові умови записати у вигляді

$$u_1(x_1, t)|_{x_1=0} = 0 \tag{3.11}$$

$$u_3(x_3, t)|_{x_3=0} = -l(1 - \cos \alpha). \tag{3.12}$$

$$u_1(x_1, t)|_{x_1=L_1} = l(1 - \cos \alpha), \tag{3.13}$$

$$u_3(x_3, t)|_{x_3=L_3} = 0. \tag{3.14}$$

У співвідношеннях (3.12) та (3.13) змінний параметр  $\alpha$  наближено можна визначити за допомогою тригонометричного рівняння  $l \sin \alpha = \frac{D}{2} \left( 1 - \cos \frac{V}{l} t \right)$ . У ньому  $l$ - віддаль між сусідніми скребками,  $D$  - внутрішній діаметр труби конвеєра,  $\alpha$  - кут нахилу робочого органу до горизонту у кутових точках.

Таким чином, дослідження динамічного процесу горизонтальних віток робочого органу трубчастого скребкового конвеєра, який безвідривним способом переміщає сипке середовище зводиться до інтегрування рівнянь (3.9) та (3.10) за відповідно крайових умов (3.11), (3.13) та (3.12), (3.14).

### 3.1.2. Математична модель динамічного процесу вертикальної частини трубчастого скребкового конвеєра.

Подібним чином, як для горизонтальних частин віток трубчастого скребкового конвеєра отримуємо диференціальне рівняння, яке описує динамічний процес у вертикальній частині конвеєра. На рис. 3.3 представлено розподіл сил, які діють на довільний умовно виділений елемент цієї вітки довжиною  $\Delta (dx_3)$

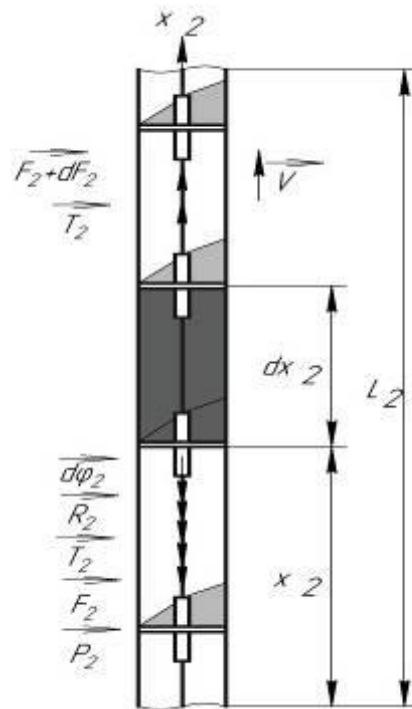


Рисунок 3.3. Розрахункова схема розподілу сил, які діють на умовно виділений елемент вертикальної частини вітки скребкового конвеєра

Порівнюючи їх із зусиллями, які діють на горизонтальні вітки скребкового конвеєра, можна зробити висновок, що вертикальна віка конвеєра завантажена додатковою змінною силою  $\bar{P}_2$ . Її величини рівна вазі умовно “відсіченої” частини робочого органу разом із сипким середовищем. Вказану силу  $\bar{P}_2$  знаходимо із співвідношення

$$P_2 = P_2(\tilde{x}_2) = g \int_0^{\tilde{x}_3} m_2(x) dx, \quad (3.15)$$

де  $\tilde{x}_2$  - координата Лагранжа відсіченої частини каната.

Поступаючи подібним чином, як і для горизонтальних віток скребкового конвеєра, для вертикальної її складової, диференціальне

рівняння поздовжніх її коливань набуває вигляду

$$\begin{aligned}
 m_2(x_2 - Vt) \left( V^2 \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} + 2V \frac{\partial^2 u_2(x_1, t)}{\partial x_2 \partial t} + \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial t^2} \right) = \\
 = EA \left( 1 + kE^2 \left( \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} - R_1 \left( \frac{\partial u_2(x_2, t)}{\partial t} \right) - g \int_0^{\tilde{x}_3} m_2(x) dx.
 \end{aligned}
 \tag{3.16}$$

До останнього долучаємо крайові умови вигляду

$$\begin{aligned}
 u_2(x_2, t)|_{x_2=0} &= -l(1 - \cos \alpha), \\
 u_2(x_2, t)|_{x_2=L} &= -l(1 - \cos \alpha).
 \end{aligned}
 \tag{3.17}$$

Їх фізичний зміст наступний: за рахунок руху лопаток транспортера вздовж з'єднувального колінна із горизонтальної частини труби транспортера у вертикальну (та навпаки – із вертикальної у горизонтальну) геометричні точки, які співпадають із фізичними точками у крайніх положеннях отримують описані вище переміщення.

### **3.1.3. Математична модель динаміки системи трубчатий ланцюговий скребковий конвеєр - зернова маса, яка переміщається**

За технологічним процесом сепарацією зернової суміші, є переміщення зерна у складське приміщення, його фасування чи вивіз для реалізації. З цією метою використовують різного роду машини для переміщення. Найбільш ефективними у роботі із них є конвеєрні лінії. Вони відносно прості у виготовленні, можуть переміщати зерно на значну віддаль (у тому числі і на значну висоту). До того ж, на відміну від шнекових машин значно менше травмують зерно. У конвеєрних машинах за робочий привідний елемент використовують, як правило канати, спеціальні ланцюги, шнеки, рідше спеціально змонтовані гумові секції. Використання того чи іншого привідного елемента у конвеєрних машинах має свої експлуатаційні особливості, а також існує низка особливостей динаміки системи привідний елемент - зерно, яке транспортується. Із динамікою вказаної системи пов'язана довговічність та надійність роботи конвеєра. Вказані питання для випадку канатного робочого органу ґрунтовно розглядалися в [138-140]. Однак, динамічні пружні властивості

канатів значною мірою відрізняються від ланцюгів: якщо основне співвідношення, яке описує пружні властивості канатів із достатнім ступенем точності можна описати лінійним або квазілінійним співвідношенням, то для ланцюгів – істотно нелінійним

$$\sigma = E\varepsilon^{\nu+1}, \quad (3.18)$$

причому параметр нелінійності  $\nu$  та модуль пружності  $E$  для різних типів ланцюгів змінюється відповідно в межах  $1,1 < \nu < 2,8$ ;  $1,9 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} < E < 7 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ . Це означає, що для трубчатих конвеєрів, які транспортують зерно математична модель процесу буде мати якісно новий вигляд у порівнянні із розглянутим у канатним робочим органом. Це вимагає для ланцюгового конвеєра транспортування зерна розробити свій метод аналізу впливу широкого спектру зовнішніх та внутрішніх чинників на процес транспортування зерна.

Для отримання диференціального рівняння, яке описує динаміку вказаної вище системи будемо вважати:

- ланцюг, до якого приєднані круглі скребки вважаємо одновимірним тілом пружні властивості котрого описуються нелінійною залежністю (3.18);
- бочкоподібні скребки з'єднані із круглими пружними елементами, що дозволяє їм переміщатись відносно останніх;
- на горизонтальній та вертикальній частинах скребкового конвеєру переміщення бочкоподібних скребок відносно привідного ланцюга є малими і ними нехтуємо;
- величина швидкості  $V$  переміщення ланцюга є сталою;
- зернова маса, які знаходиться між сусідніми парами скребок (круглим та бочкоподібними) розподілені за однаковими законами і їх переміщення відносно привідного ланцюга є малими (відносним переміщенням зерна відносно ланцюга нехтуємо)
- сила опору руху системи привідний ланцюг – зернова маса пропорційна швидкості руху і вона є малою величиною у порівнянні із максимальним значенням пружної сили ланцюга.

Примітка. Попарне розміщення бочкоподібних та круглих скребок використовуються для підвищення продуктивності конвеєра, мова йде про переміщення зернової маси у місцях спряження горизонтальної та

вертикальних частин конвеєра рис.3.4

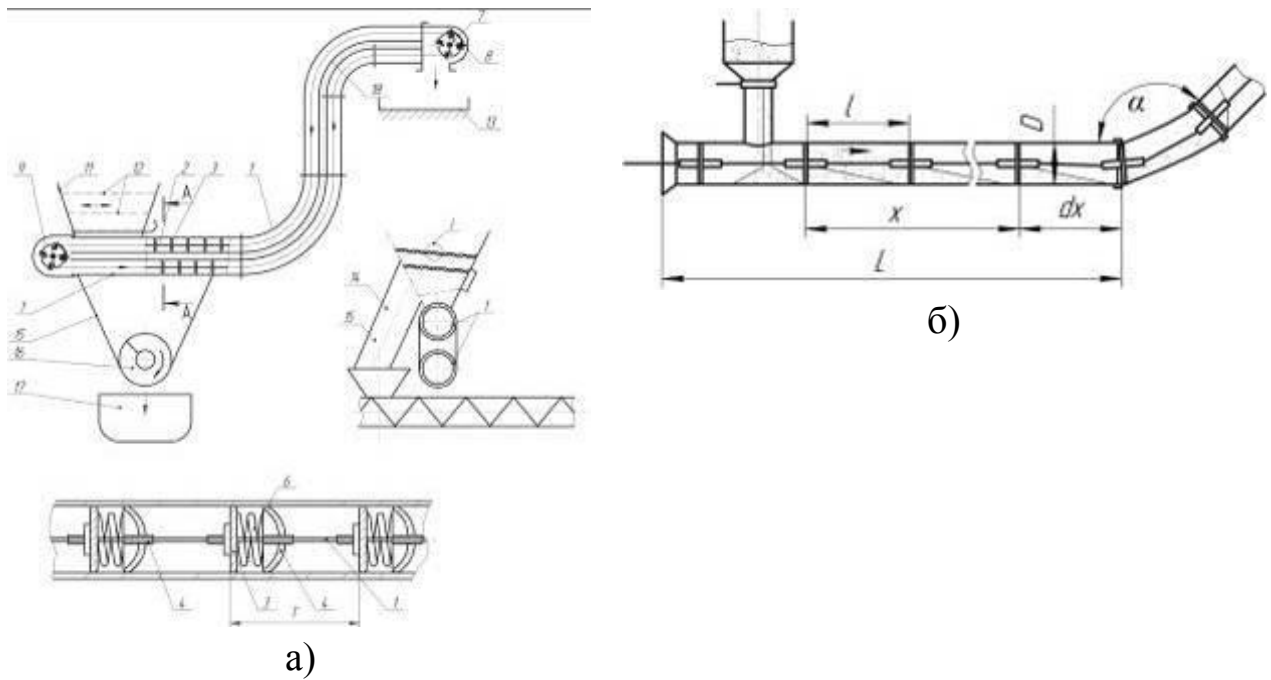


Рисунок 3.4. Схема трубчатий ланцюговий скребковий конвеєр а) та розрахункова схема горизонтальної вітки конвеєра б)

Наведене вище дозволяє для умовно виділеного елемента горизонтально розміщеної частини конвеєра довжиною  $dx$  записати основне співвідношення динаміки [141] у вигляді

$$m(x)dx \frac{d^2u(x,t)}{dt} = EA \left[ \left( \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)_{|x}^{v+1} - \left( \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)_{|x+dx}^{v+1} \right] - R \left( \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \right) dx \quad (3.19)$$

де  $m(x)$ - закон розподілу маси досліджуваної системи зернова маса – привідний ланцюг вздовж горизонтальної частини конвеєра;

$u(x,t)$ - переміщення перерізу ланцюга із лагранжевою координатою  $x$  в довільний момент часу  $t$ ;

$EA \left( \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)_{|x}^{v+1}$  - зусилля, яке діє на лівий кінець виділеного елемента зі сторони “відсіченої” частини ( $A$  - площа перерізу ланцюга);

$EA \left( \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)_{|x+dx}^{v+1}$  - зусилля, яке діє на правий кінець виділеного елемента зі сторони “відсіченої” частини;

$R\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t}\right)dx$  - рівнодійна сил опору, яка діє на виділений елемент.

Вираз у квадратних дужках останнього співвідношення (приріст функції  $\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x}\right)^{\nu+1}$  за рахунок приросту лінійної змінної) приймає вигляд

$$\left[\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x}\right)_{|x}^{\nu+1} - \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x}\right)_{|x+dx}^{\nu+1}\right] = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x}\right)^{\nu+1} dx = (\nu+1) \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x}\right)^{\nu} \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} dx.$$

Таким чином, диференціальне рівняння нижньої частини системи зернова маса – привідний ланцюг набуває вигляду

$$m(x) \frac{d^2 u(x,t)}{dt^2} = (\nu+1)EA \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x}\right)^{\nu} \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} - R \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t}\right).$$

Якщо урахувати, що привідний ланцюг рухається зі сталою відносною швидкістю  $V$  вздовж горизонтальної осі, то перейшовши до змінних Ейлера  $[\ ]$  для яких

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} &= \frac{\partial}{\partial t} + V \frac{\partial}{\partial x}, \\ \frac{d^2}{dt^2} &= \frac{\partial^2}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2}, \end{aligned}$$

диференціальне рівняння поздовжніх коливань горизонтальної вітки конвеєрної лінії набуває вигляду

$$m(x) \left( \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right) - (\nu+1)EA \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x}\right)^{\nu} \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = -R \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t}\right). \quad (3.20)$$

До рівняння (3.20) долучаємо крайові умови, які для ланцюгового робочого елемента аналогічні як і для канатного [138], а отже вони набувають вигляду

$$\begin{aligned} u(x,t)_{|x=0} &= 0 \\ u(x,t)_{|x=L} &= l(1 - \cos \alpha), \end{aligned} \quad (3.21)$$



де  $L$  - довжина горизонтальної вітки конвеєрної лінії,  $l$  - віддаль між сусідніми бочкоподібними та круглими скребками,  $\alpha$  - кут нахилу частини ланцюга у кутовій точці, яка знаходиться між скребками.

Однієї із причин виникнення коливань у системі привідний ланцюг конвеєра – зернова маса є збурення руху, які отримує вказана система під час переходу через кутові точки. Якщо врахувати, що віддаль між сусідніми скребками розглядуваного конвеєра є значно більшою величиною за діаметр труби конвеєрної лінії, перша визначна границя дозволяє  $\sin\alpha$  замінити на  $\alpha$  (кут вимірюється у радіанах). В такому разі крайову умову на правому кінці шнекової труби можна подати у вигляді

$$u(x, t)|_{x=L} = \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \cos^2 \frac{V}{l} t.$$

Примітка. Подібний вигляд має також і диференціальне рівняння поздовжніх коливань вертикальної вітки ланцюгового конвеєра із цією лише різницею, що до умовно виділеного елемента додатково прикладена сила ваги “відсіченої” частини.

### **3.2 Узагальнення основної ідеї методу Ван-дер-Поля на випадок коливань поздовжньо-рухомого робочого органу трубчастого скребкового конвеєра.**

Поширити основну ідею методу Ван-дер-Поля на досліджувані класи задач значною мірою полегшує принцип одночастотності коливань нелінійних систем. будемо шукати у вигляді

$$v(x, t) = a(t) [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi(t)) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi(t))]. \quad (3.22)$$

Параметри  $K, H, \Omega$  детально описані у пп. 3.2.1, зокрема власна частота коливань  $\Omega$  та хвильові числа  $K, H$  для розглядуваного випадку описується залежністю (3.22). Функції  $a(t)$  та  $\varphi(t)$  є невідомими і їх необхідно знайти таким чином, щоб представлення з точністю до величин порядку  $\mu^2$ . Тому, шляхом диференціювання залежності (3.22) за змінними  $x, t$ , із урахуванням вказаного, отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} = & a\Omega [-\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] + a_t [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \\ & - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a\varphi_t [\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) + \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} &= a_{tt} [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] + a\varphi_{tt} [\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) + \\
&\quad + \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a(\varphi_t)^2 [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - \\
- 2a_t\varphi_t [\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) + \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - 2\omega a\varphi_t [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - &\quad (3.23) \\
&\quad - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a\Omega^2 [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)]; \\
\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t\partial x} &= a\Omega [-K \cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - H \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a_t [K \sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \\
&\quad - H \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a\varphi_t [K \cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) + H \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)]; \\
\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x_i^2} &= a [-K^2 \cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) + H^2 \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)].
\end{aligned}$$

Якщо підставити наведені вище залежності у вихідне диференціальне рівняння, то отримуємо зв'язок між невідомими параметри  $a(t)$  і  $\varphi(t)$ , їх похідними та функцією, що описує нелінійні сили, у вигляді

$$\begin{aligned}
&a_{tt} [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] + a\varphi_{tt} [\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) + \\
&\quad + \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a(\varphi_t)^2 [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - \\
&\quad - 2a_t\varphi_t [\sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) + \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - 2\omega a\varphi_t [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \\
&\quad - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a\Omega^2 [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] + &\quad (3.24) \\
&\quad + 2V \{ a\Omega [-K \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi) - H \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a_t [K \sin(Hx_i + \Omega t - \varphi) - \\
&\quad - H \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi)] - a\varphi_t [K \cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) + H \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] \} - \\
&\quad - \left( \frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \{ a [-K^2 \cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) + H^2 \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi)] \} = \mu \bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}),
\end{aligned}$$

де  $\bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta})$  відповідає значенню правої частини рівняння (3.24) за умови, що похідні шуканої функції визначаються відповідно до розв'язку незбуреної задачі, а  $\psi = \Omega t + \varphi$ ,  $\bar{\vartheta} = 2\frac{V}{l}t$ .

Правою частиною диференціального рівняння (3.24) є аналітична функція, яка вказує на малу величину максимального значення нелінійних сил порівняно із відновлюючою силою гнучкого елемента ( відновлюючи сила – геометрична сума сил натягу та пружної сили зумовленої видовженням робочого органу). Як показано у [139], мале збурення в автономних системах (та і у неавтономних нерезонансних системах) викликає повільну зміну в часі амплітуди і початкової фази коливань. Це, для першого наближення поставленої задачі, дозволяє знехтувати

доданками порядку малини  $\mu^2$ , тобто доданками пропорційними  $a_{tt}$ ;  $\varphi_{tt}$ ;  $(\varphi_t)^2$ ;  $a_t\varphi_t$  і т.д.

Таким чином, із (3.24), приймаючи до уваги наведене, отримаємо для визначення закону зміни амплітуди і фази хвиль диференціальне співвідношення

$$\begin{aligned} & \dot{a} \{ -2\Omega \sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) - 2\Omega \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi) \\ & - 2VK \sin(Kx_i + \Omega t + \varphi) + 2VN \sin(Hx_i - \Omega t - \varphi) \} + \\ & + 2\Omega a \dot{\varphi} \{ -\cos(Kx + \Omega t + \varphi) + \cos(Hx - \Omega t - \varphi) - \\ & - 2V\kappa \cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - 2V\chi \cos(Hx_i - \Omega t - \varphi) \} = \mu \bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}). \end{aligned} \quad (3.25)$$

Долучаючи до нього рівняння, яке випливає із основної ідеї методу Ван-дер-Поля отримуємо систему двох звичайних диференціальних рівнянь, які зв'язують шукані функції.

$$a_t [\cos(Kx_i + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx - \Omega t - \varphi)] - a\varphi_t [\sin(Kx + \Omega t + \varphi) + \sin(Hx - \Omega t - \varphi)] = 0 \quad (3.26)$$

Шляхом нескладних перетворень залежності (3.26) можна привести до вигляду

$$\cos\psi \{ \dot{a} \Psi(x_i) + a\dot{\varphi} \Theta(x_i) \} + \sin\psi \{ \dot{a} \Theta(x) - a\dot{\varphi} \Psi(x_i) \} = \mu \bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}), \quad (3.27)$$

де

$$\Psi(x) = -2(\Omega + VK) \sin(Kx_i) - 2(\Omega - VN) \cos(Hx_i),$$

$$\Theta(x) = -2(\omega + VK) \cos(Kx_i) + 2(\Omega - 2VN) \cos(Hx_i).$$

Правою частиною диференціального співвідношення (3.27) є  $2\pi$ -періодична функція за змінними  $\psi, \vartheta, \bar{\vartheta}$ . Доданки пропорційні  $\sin \vartheta, \cos \vartheta, \sin \bar{\vartheta}, \cos \bar{\vartheta}$  відіграють роль періодичного збурення, тобто природа періодичного збурення за змінною  $\vartheta$  лежить у крайових умовах. Дійсно, за рахунок проходження робочого органу кутових точок змінюється періодично кут нахилу каната до труби. Це означає, що періодично змінюється величина сили натягу у каната за рахунок проходження кутових точок скребка.

Дещо іншу фізичну сутність мають доданки пропорційні гармонікам  $\bar{\vartheta}$ . Виходячи із їх фізичного змісту (додаткова сила натягу у довільному перерізі каната зумовлена вагою відсіченої частини разом із сипким

середовищам) у змінних Ейлера. До того ж, гармоніки  $\vartheta = \frac{2}{l}Vt - \varphi_0$  та  $\bar{\vartheta} = \frac{\pi V}{2l}t$  навіть при  $\varphi_0 = 0$  не мають спільної міри (не існує таких взаємно простих чисел  $p$  та  $q$ , для котрих виконується рівність  $p\vartheta = q\bar{\vartheta}$  за виключенням  $p = q = 0$ ). Тому, формально розглядаючи (3.44) як рівняння, яке еквівалентне диференціальному рівнянню вимушених коливань, для нього можливі наступні випадки:

- а) нерезонансний ( $p\Omega \neq q\frac{\pi}{2l}V$  та  $p\Omega \neq q\frac{2V}{l}$ );
- б) резонансний, зумовлений періодичним збуренням крайових умов ( $q\Omega \approx p\frac{2V}{l}$ );
- в) резонансний, зумовлений поданням у змінних Ейлера додаткової складової сили натягу – вагою умовно відсіченої частини робочого органу разом із сипким середовищем ( $q\Omega \approx p\frac{\pi V}{2l}$ ).

Розглянемо спочатку найбільш простий, нерезонансний випадок, де рівняння першого наближення, які визначають закони зміни амплітуди та частоти коливального процесу у нерезонансному випадку не залежать від фази зовнішнього періодичного збурення. Це дозволяє провести усереднення [139] рівняння (3.27) по фазах власних та вимушених коливань. Процедура усереднення дозволяє отримати систему звичайних диференціальних рівнянь відносно параметрів  $\dot{a}$  та  $\dot{\varphi}$  вигляду

$$\begin{aligned} \dot{a}\Psi(x_i) + a\dot{\varphi}\Theta(x_i) &= \frac{\mu}{4\pi^3} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \cos\psi d\psi d\vartheta d\bar{\vartheta}; \\ \dot{a}\Theta(x_i) - a\dot{\varphi}\Psi(x_i) &= \frac{\mu}{4a\pi^3} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \sin\psi d\psi d\vartheta d\bar{\vartheta}. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Зважаючи на те, що ми розглядаємо випадок коротких систем, тобто систем для яких амплітуда та фаза коливань вздовж довжини робочого органу змінюється незначною мірою ( $a = a(t)$  та  $\varphi = \varphi(t)$ ) систему диференціальних рівнянь (3.28) можна усереднити по лінійній змінній та отримати закони зміни амплітудно-частотної характеристики коливань робочого органу у вигляді

$$\dot{a} = \frac{\mu}{\pi L_i \left[ (\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2 \right]} \times \left( \int_0^{L_i} (\Psi(x_i) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \cos \psi d\vartheta d\bar{\vartheta} d\psi + \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \sin \psi d\vartheta d\bar{\vartheta} d\psi) dx_i; \right)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{\mu}{\pi L_i a \left[ (\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2 \right]} \times \left( \int_0^{L_i} (\Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \sin \psi d\vartheta d\bar{\vartheta} d\psi - \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \cos \psi d\vartheta d\bar{\vartheta} d\psi) dx_i \right). \quad (3.29)$$

Отримані співвідношення (3.29) є базовими для дослідженні нелінійних нерезонансних коливань віток скребкового конвеєра. Вони дають можливість визначити закони зміни амплітуди та її частоти у загальному випадку, тобто у випадку динамічного процесу що відповідає вихідним крайовим задачам.

Таким чином, співвідношення (3.27) описують динамічний процес збуреного нерезонансного руху, за умови, що параметри  $a(t)$  та  $\varphi(t)$  задані залежностями (3.29). Вони показують, що процес робочого органу не є ізохронним. Він визначається як крайовими умовами, зовнішніми, внутрішніми чинниками та швидкість поздовжнього руху.

Достовірність отриманих залежностей підтверджується граничним переходом при  $V \rightarrow 0$ . У вказаному випадку вихідні математичні моделі коливань віток скребкового конвеєра не ураховують швидкості поздовжнього руху і для їх аналізу можна використати більш просту методологію [139].

### 3.3 Дослідження коливань робочого органу трубчастого скребкового конвеєра із врахуванням сили опору пропорційної швидкості та нелінійних пружних властивостей матеріалу

Як було наголошено вище, до однієї із найсуттєвіших причин виникнення нелінійних коливальних процесів у механізмах чи елементах конструкцій є нелінійність їх пружних характеристик (фізична нелінійність), наявність сили опору, урахування геометричної форми об'єкта (геометрична нелінійність) та крайові умови. Останні для розглядуваного випадку дещо спростимо. Приймаючи до уваги що  $\frac{D}{2l} \ll 1$ , перша визначна границя дозволяє  $\sin \alpha$  замінити величиною кута нахилу

робочого органу у кутових точка, тобто  $\alpha$ . Зберігаючи вказаний порядок точності у крайових умовах, функції  $w_i(x_i, t)$  подамо у вигляді

$$\begin{aligned} w_1(x_1, t) &= \left(\frac{D}{2l}\right)^2 x_1 \cos^2 \frac{V}{l} t, \\ w_2(x_2, t) &= -\left(\frac{D}{2l}\right)^2 (1+x_2) \cos^2 \frac{V}{l} t, \\ w_3(x_3, t) &= \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \cos^2 \frac{V}{l} t. \end{aligned} \quad (3.30)$$

Враховуючи наведене вище, праві частин рівнянь (3.30), набувають вигляду

$$\begin{aligned} \bar{f}_1(a, x, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) &= \frac{a^3}{m_0} EA \left( k[-K \sin(Kx_1 + \psi) + H \sin(Hx_1 - \psi)]^2 \right) \left( [-K^2 \cos(Kx_1 + \psi) + H^2 \cos(Hx_1 - \psi)] \right) \\ &- \frac{k_1}{km_0} \left( a\Omega(-\sin(Kx_1 + \psi) - \sin(Hx_1 - \psi)) - \left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 x_1 \cos 2\frac{V}{l} t - \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \sin 2\frac{V}{l} t - \right. \\ &+ \left. \frac{m_1}{m_0} a\Omega[\Omega + 2V(K - H)](\cos(Kx_1 + \psi) - \cos(Hx_1 - \psi)) \cos\left(\frac{\pi}{2l}(x_1 - Vt) + \varphi_0\right) \right), \\ \bar{f}_3(a, x, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) &= \frac{a^3}{m_0} EA \left( k[-K \sin(Kx_3 + \psi) + H \sin(Hx_3 - \psi)]^2 \right) \left( [-K^2 \cos(Kx_3 + \psi) + H^2 \cos(Hx_3 - \psi)] \right) - \\ &- \frac{k_1}{km_0} \left( a\Omega(-\sin(Kx_3 + \psi) - \sin(Hx_3 - \psi)) + \left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 (1+x_3) \cos 2\frac{V}{l} t + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \sin 2\frac{V}{l} t + \right. \\ &+ \left. \frac{m_1}{m_0} a\Omega[\Omega + 2V(K - H)](\cos(Kx_3 + \psi) - \cos(Hx_3 - \psi)) \cos\left(\frac{\pi}{2l}(x_3 - Vt) + \varphi_0\right) \right), \end{aligned} \quad (3.30)$$

$$\begin{aligned} \bar{f}_2(a, x_2, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) &= \frac{a^3}{m_0} EA \left( k[-K \sin(Kx_1 + \psi) + H \sin(Hx_1 - \psi)]^2 \right) \left( [-K^2 \cos(Kx_1 + \psi) + H^2 \cos(Hx_1 - \psi)] \right) \\ &- \frac{k_1}{km_0} \left( a\Omega(-\sin(Kx_1 + \psi) - \sin(Hx_1 - \psi)) + \left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 (1+x_2) \cos 2\frac{V}{l} t + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \sin 2\frac{V}{l} t + \right. \\ &+ \left. \frac{m_1}{m_0} a\Omega[\Omega + 2V(K - H)](\cos(Kx_2 + \psi) - \cos(Hx_2 - \psi)) \cos\left(\frac{\pi}{2l}(x_2 - Vt) + \varphi_0\right) + g(x_2 - Vt) + \frac{m_1}{m_0} g \frac{2l}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{2l}(x_2 - Vt) + \varphi_0\right) \right). \end{aligned}$$

Відповідно визначається також амплітудно-частотна характеристика динамічного процесу робочого органу, яка у випадку рівномірного розподілу сипкого середовища між скребками, визначається диференціальними рівняннями

$$\frac{da}{dt} = \frac{-\mu k_1 \Omega (2\Omega + V(H - X))}{2[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} a,$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\mu EA \left\{ \omega(K^4 + 4K^2H^2 + H^4) + V(K^5 + 2K^3H^2 - 2K^2H^3 - H^5) \right\} a^2}{4m_0 k \pi [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \quad (3.31)$$

Нижче, на рис. 3.5 та рис. 3.6 представленні залежності в часі амплітуди та частоти коливань робочого органу за різних швидкостей її руху. Представлені графічні залежності показують, що:

- для більших значень швидкості руху робочого органу трубчастого скребкового конвеєра бистрота зникання амплітуди є меншою;
- домінуючу роль впливу на частоту коливань робочого органу відіграє швидкість її поздовжнього руху.

Наведене вище слід враховувати для дослідження більш складного випадку коливань робочого органу – резонансного.

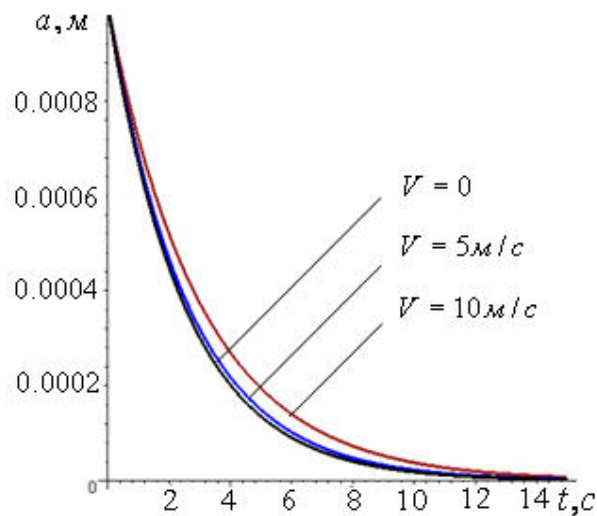


Рисунок 3.5. Зміна в часі амплітуди коливань робочого органу за різних значень швидкостей її поздовжнього руху

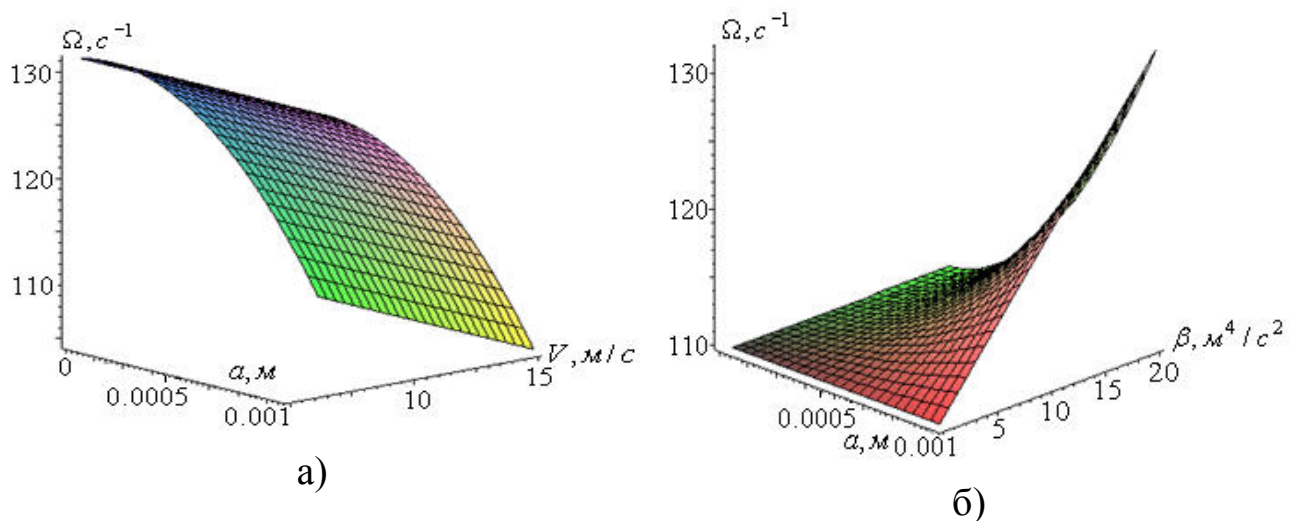


Рисунок 3.6. Вплив амплітуди, швидкості руху та параметрів  $\beta = \frac{kEA}{m_0}$  на частоту власних коливань системи трубчастого скребкового конвеєра

### 3.4. Резонансні коливання гнучких двовимірних елементів в трубчастому скребковому конвеєрі

Набагато складнішим і одночасно більш важливішим з огляду на практичну сторону є дослідження резонансного випадку робочого органу [139]. Як наголошувалось вище, резонансні коливання в трубчастому скребковому конвеєрі можуть виникати на частотах кратних  $\frac{2V}{l}$  або  $\frac{\pi V}{2l}$  їх дробовим частинам. Із математичної сторони всі викладки, які стосуються резонансу зумовленого збуренням крайових умов (резонанс на частоті  $\frac{2V}{l}$  або кратній чи дробовій її частині) ідентичні резонансу на іншій частоті (зумовленій нерівномірним розподілом маси сипкого середовища між скребками та використанням змінних Ейлера). Тому нижче зупинимось на більш важливому, на наш погляд, першому випадку, а для другого - наведемо тільки остаточні розрахункові залежності. Зважаючи на вказане вище, розглянемо випадки

$$\Omega^2 = \left( \frac{p}{q} \frac{2V}{l} \right)^2 + \mu\Delta,$$

або

$$\Omega^2 = \left( \frac{p}{q} \frac{\pi V}{2l} \right)^2 + \mu\Delta, \quad (3.32)$$

де  $\mu\Delta$  – відхилення квадрата власної частоти від частоти зовнішнього збурення. Оскільки це відхилення є порядку  $\mu$ , то формально його можна віднести до правої частини рівняння (3.31). Таким чином у резонансному випадку, як і у нерезонансному, розв'язком задачі у котрій амплітуда та фаза коливань є функціями часу. Проте, у резонансному випадку визначальним параметром динамічного процесу є різниця фаз власних та вимушених коливань:  $\phi = \psi - \vartheta$ . Якщо формально ввести цей параметр, то у резонансному випадку розв'язок буде представлятись у вигляді

$$u(x,t) = a(t)(\cos(Kx + \phi + \vartheta) + \vartheta(t)) - \cos(Hx - \phi - \vartheta)). \quad (3.33)$$

До того ж, на відміну від розглянутого нерезонансного випадку, у



резонансному величини  $\frac{da}{dt}$  та  $\frac{d\psi}{dt}$ , є функціями, що залежать не лише від амплітуди  $a$ , але і від різниці фаз  $\phi$  ( $\psi = \phi - \vartheta$ ). Таким чином, базою для визначення основних амплітудно-частотних характеристик резонансного динамічного процесу є диференціальні рівняння

$$\begin{aligned}\frac{da}{dt} &= \mu\Lambda(a, \phi); \\ \frac{d\phi}{dt} &= \Omega - \frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \mu\Xi(a, \phi).\end{aligned}\quad (3.34)$$

де  $\Lambda(a, \phi)$ ,  $\Xi(a, \phi)$  – невідомі функції, котрі необхідно знайти таким чином, щоб залежність (3.33), із урахуванням (3.34), задовольняла вихідну задачу із розглядуваним ступенем точності.

З урахуванням наведеного, шляхом диференціювання (3.33) по змінних  $t, x$ , отримуємо

$$\begin{aligned}\frac{\partial u(x, t)}{\partial t} &= a \frac{d\phi}{dt} [-\sin(Kx + \phi + \vartheta) - \sin(Hx - \phi - \vartheta)] + \frac{da}{dt} [\cos(Kx + \phi + \vartheta) - \\ &- \cos(Hx - \phi - \vartheta)] - a \frac{p}{q} \frac{2V}{l} [-\sin(Kx + \phi + \vartheta) + \sin(Hx - \phi - \vartheta)]; \\ \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} &= \frac{d^2 a}{dt^2} [\cos(Kx + \phi + \vartheta) - \cos(Hx - \phi - \vartheta)] - 2 \frac{da}{dt} \left( \frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \frac{d\phi}{dt} \right) \times \\ &\times [\sin(Kx + \phi + \vartheta) + \sin(Hx - \phi - \vartheta)] - a \frac{d^2 \phi}{dt^2} [\sin(Kx + \phi + \vartheta) + \\ &+ \sin(Hx - \phi - \vartheta)] - a \left( \frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \frac{d\phi}{dt} \right)^2 [\cos(Kx + \phi + \vartheta) - \cos(Hx - \phi - \vartheta)];\end{aligned}\quad (3.35)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} &= \frac{da}{dt} [-K \sin(Kx + \phi + \vartheta) + H \sin(Hx - \phi - \vartheta)] - \\ &- a \left( \frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \frac{d\phi}{dt} \right) [K \cos(Kx + \phi + \vartheta) + H \cos(Hx - \phi - \vartheta)]; \\ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} &= a [-K^2 \cos(Kx + \phi + \vartheta) + H^2 \cos(Hx - \phi - \vartheta)].\end{aligned}$$

Подібним чином як і для нерезонансного випадку, із (3.31), враховуючи (3.35), для першого наближення маємо систему лінійних

неоднорідних алгебраїчних рівнянь відносно невідомих функцій  $\frac{da}{dt}$  та  $\frac{d\phi}{dt}$

$$\begin{aligned} & \frac{da}{dt} \{-2\Omega \sin(Kx + \phi + \vartheta) - 2\Omega \sin(Kx + \phi + \vartheta) - 2VK \sin(Kx + \phi + \vartheta) + 2VH \sin(Hx - \phi - \vartheta)\} + \\ & + a \left( \frac{d\phi}{dt} + \frac{p}{q} \frac{2V}{l} - \Omega \right) \left\{ -2\Omega \cos(Kx + \phi + \vartheta) + 2 \frac{p}{q} \frac{2V}{l} \cos(Kx + \phi + \vartheta) - \right. \\ & \left. - 2VK \cos(Kx + \phi + \vartheta) - 2VH \cos(Kx + \phi + \vartheta) \right\} = \varepsilon \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}). \end{aligned} \quad (3.36)$$

Після нескладних перетворень із них знаходимо

$$\begin{aligned} & \cos(\phi + \theta) \left\{ \frac{da}{dt} [(-2\Omega - 2VK) \sin Kx + (-2\Omega + 2VH) \sin Hx] + \right. \\ & \left. + a \left( \frac{d\phi}{dt} + \frac{p}{q} \frac{2V}{l} - \Omega \right) [(-2\Omega - 2VH) \cos Kx + (2\Omega - 2VH) \cos Hx] \right\} + \end{aligned} \quad (3.37)$$

$$\begin{aligned} & + \sin(\phi + \theta) \left\{ a \left( \frac{d\phi}{dt} + \frac{p}{q} \frac{2V}{l} - \Omega \right) [(2\Omega + 2VK) \sin Kx + (2\Omega - 2VH) \sin Hx] + \right. \\ & \left. + \frac{d\phi}{dt} [(-2\Omega - 2VK) \cos Kx - (-2\Omega + 2VH) \cos Hx] \right\} = \varepsilon \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}). \end{aligned}$$

Усереднюючи останні співвідношення за повільнозмінними величинами, визначаємо зв'язок між амплітудою та різницею фаз у вигляді

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{\mu}{4\pi L [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \times \left( \int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}) \cos(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} + \right. \\ & \left. + \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}) (\sin(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta}) dx; \right. \\ \frac{d\phi}{dt} &= \Omega - \frac{p}{q} \frac{2V}{l} - \frac{\mu}{4\pi L [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \times \left( \int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}) \sin(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} - \right. \\ & \left. - \Theta(x) \int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \phi + \theta, \bar{\vartheta}) \cos(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} \right) dx. \end{aligned} \quad (3.38)$$

У наведених вище залежностях функції  $\Psi(x)$  та  $\Theta(x)$  мають вигляд аналогічний, як і для нерезонансного випадку. Це дозволяє у першому наближенні резонансні коливання робочого органу трубчастого скребкового конвеєра, яка переміщає сипке середовище, описати

залежністю (3.34), в котрій параметри  $a(t)$  та  $\phi(t)$  визначаються залежностями (3.38).

Подібним чином, як було наголошено вище, визначаються співвідношення, які описують резонансні коливання у випадку, коли власна частота коливань  $\Omega$  близька до  $\frac{\pi V}{2l}$  чи між ними існує зв'язок вигляду  $q\Omega \approx p\frac{\pi V}{2l}$  .:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{\mu}{4\pi L[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \times \left( \int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x, \theta, \phi + \bar{\vartheta}) \cos(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} + \right. \\ &+ \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x, \vartheta, \bar{\phi} + \bar{\vartheta}) \sin(\phi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} \left. \right) dx; \\ \frac{d\bar{\phi}}{dt} &= \Omega - \frac{p\pi V}{q2l} - \frac{\mu}{4\pi L[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \times \left( \int_0^L \left( \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x, \vartheta, \bar{\phi} + \bar{\vartheta}) \sin(\bar{\phi} + \bar{\vartheta}) d\vartheta d\bar{\vartheta} - \right. \right. \\ &\left. \left. - \Theta(x) \int_0^L \left( \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f(a, x, \vartheta, \bar{\phi} + \bar{\vartheta}) \cos(\bar{\phi} + \bar{\vartheta}) d\vartheta d\bar{\vartheta} \right) dx. \right. \end{aligned} \quad (3.39)$$

Таким чином, у другому резонансному випадку коливання робочого органу описуються залежністю  $u(x, t) = a(t)(\cos(Kx + \bar{\phi} + \bar{\vartheta}) + \vartheta(t)) - \cos(Hx - \bar{\phi} - \bar{\vartheta}))$  в якій параметри  $a$  та  $\bar{\phi}$  визначаються залежністю (3.57) ( $\psi = \bar{\phi} + \bar{\vartheta}$ ). Наведені вище загальні результати дозволяють для описати амплітудно-частотну характеристику поздовжніх коливань віток трубчастого скребкового конвеєра у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{\mu}{2[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \left\{ -k_1\Omega(2\Omega + V(H - X))a + \alpha_1 \cos \phi + \alpha_2 \sin \phi \right\} \\ \frac{d\phi}{dt} &= \Omega - \frac{p2V}{q l} + \frac{\mu}{[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} a \left\{ \alpha_3 a^3 + \alpha_4 \cos \phi + \alpha_5 \sin \phi \right\} \\ \text{де} \\ \alpha_1 &= \pi \left[ -\left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 \int_0^L x\Psi(x)dx + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Theta(x)dx \right], \alpha_2 = \pi \left[ \left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L x\Theta(x)dx + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Psi(x)dx \right], \\ \alpha_3 &= \frac{EA\{\Omega(K^4 + 4K^2H^2 + H^4) + V(K^5 + 2K^3H^2 - 2K^2H^3 - H^5)\}}{4m_0ak\pi}, \\ \alpha_4 &= \pi \left[ \left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 \int_0^L x\Theta(x)dx - \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Psi(x)dx \right], \alpha_5 = -\pi \left[ \left(\frac{DV}{2l^2}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L x\Psi(x)dx + \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Theta(x)dx \right]. \end{aligned}$$

На базі отриманих співвідношень нижче представлені резонансні криві (рис.3.7) та закони зміни амплітуди при переході через головний резонанс (рис.3.8 )

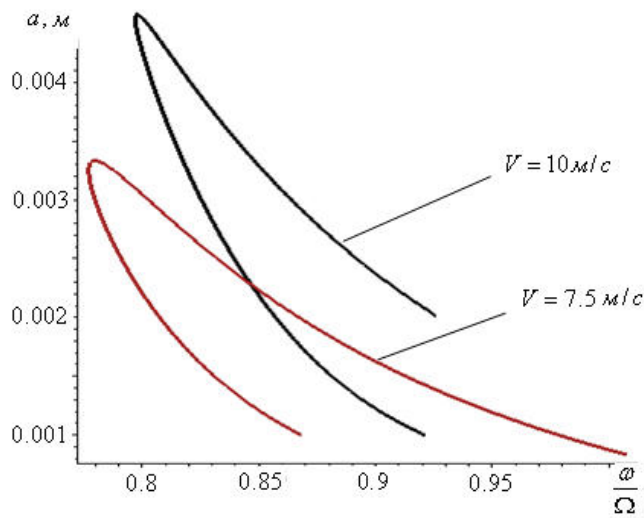


Рисунок 3.7. Резонансні амплітуди за різних значень швидкості руху системи

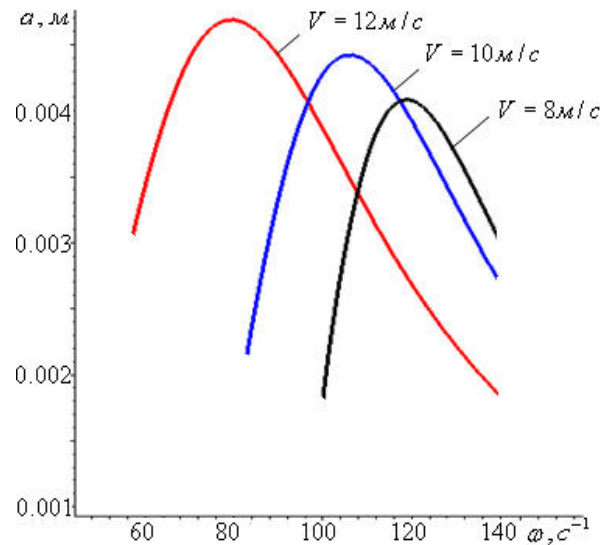
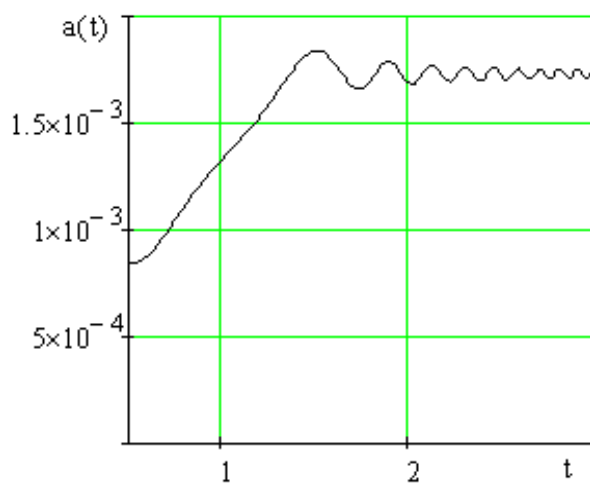
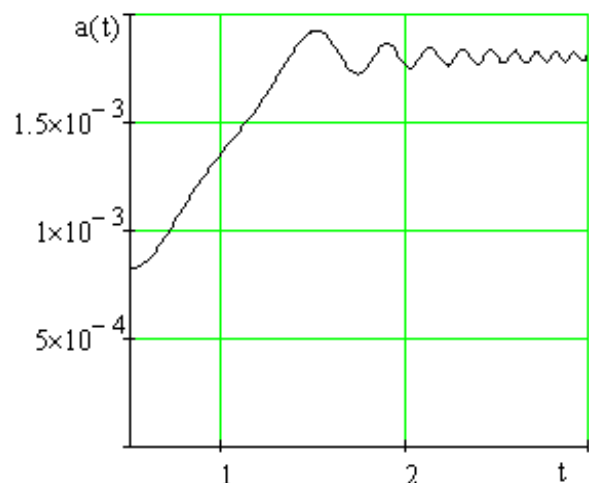


Рисунок 3.8. Залежність амплітуди коливань від частоти вимушуючої сили при проходженні головного резонансу за різних швидкостей руху робочого органу

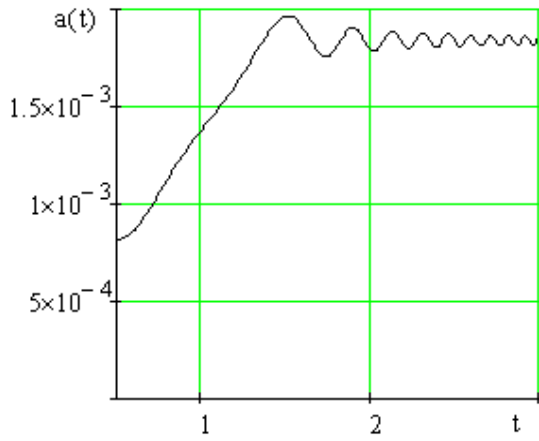
Отримані співвідношення (3.40) дозволяють навести графічні залежності різних власних частот та швидкостей її руху в трубчастого скребкового конвеєра які наведено на (рис.3.9 ).



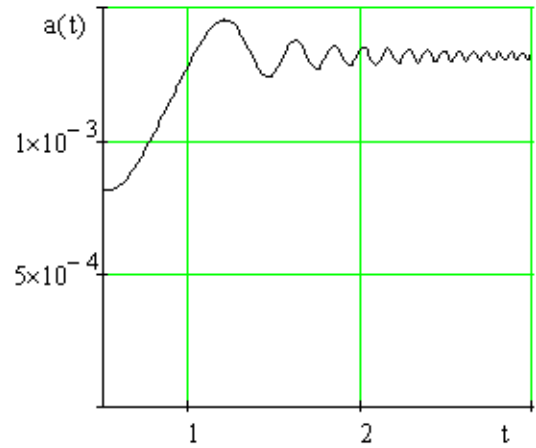
а)



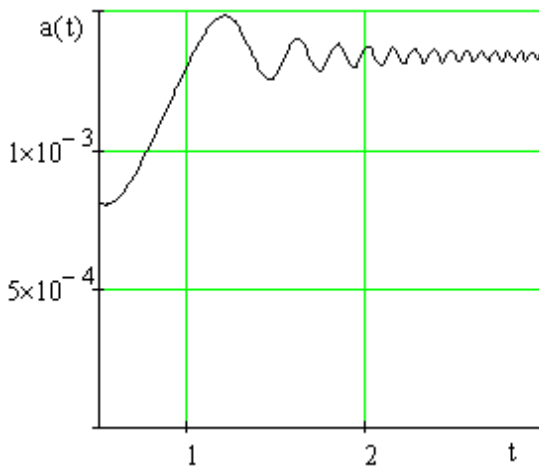
б)



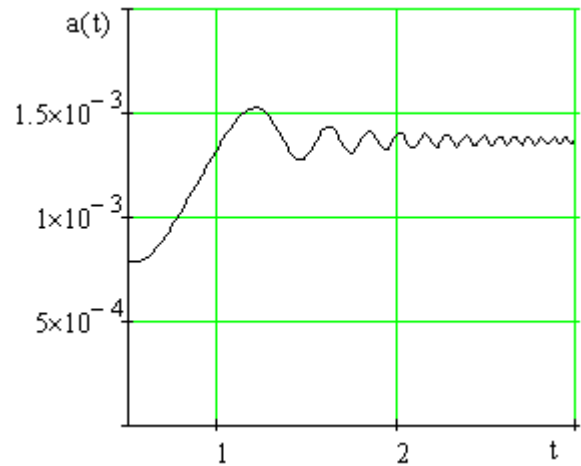
б)



г)



д)



е)

Рисунок 3.9. Закони зміни амплітуд коливань робочого органу при переході через резонанс за частот власних коливань  $100 \text{ с}^{-1}$  – а), б), в) та  $140 \text{ с}^{-1}$  – г), д), е) швидкостей її руху 0- а), г); 4- б) д)Б; 10- в), е)

### 3.5. Динамічні навантаження у привідному ланцюзі конвеєра під час резонансних коливань

Динамічні зусилля у елементах машин та споруд визначаються переміщеннями відповідних перерізів та співвідношеннями, які описують пружні властивості матеріалу розглядуваного об'єкту. Для привідного ланцюга конвеєра для транспортування сипкого матеріалу та наведені вище графічні залежності (3.9) для амплітуди його коливань при переході через резонанс. Нехай попередній його натяг  $T_0$ . Це зумовлює видовження горизонтальної частини ланцюга конвеєра на величину  $\Delta L$

$$T_0 = \bar{A} \cdot E \cdot \left( \frac{\Delta L}{L} \right)^{\nu+1} \Rightarrow \Delta L = L \left( \frac{T_0}{\bar{A} \cdot E} \right)^{\frac{1}{\nu+1}} \quad (3.41)$$

де  $\bar{A}$  - площа поперечного перерізу ланцюга.

Під час переходу через резонанс, максимальне значення динамічної деформації ланцюга рівне значенню відповідної амплітуди. Отже, найбільше динамічне зусилля ( $\bar{T}$ ) у ланцюгу рівне

$$\bar{T} = E \left( \frac{a + \Delta L}{L} \right)^{\nu+1}. \quad (3.42)$$

Приймаючи до уваги, що для випадку переходу через резонанс  $a \gg \Delta L$  для оцінки максимального динамічного зусилля можна обмежитись залежністю

$$\bar{T} = \frac{E}{L^{\nu+1}} \left( a^{\nu+1} + (\nu+1) a^{\nu} \Delta L \right), \quad (3.43)$$

а відтак максимальне нормальне динамічне напруження у прямолінійній вітці ланцюга рівне

$$\bar{\sigma} = \frac{\bar{T}}{A} = \frac{E}{AL^{\nu+1}} \left( a^{\nu+1} + (\nu+1) a^{\nu} \Delta L \right) \quad (3.44)$$

У табл.3.1 наведено значення вказаного напруження за різних величин параметрів руху та фізико-механічних характеристик матеріалу ланцюга

Таблиця 3.1.

Значення динамічного напруження у прямолінійних ділянках ланцюга конвеєру для транспортування зерна

$m_0$ , кг/м	$L$ , м	$\nu$	$V$ , м/с	$a$ , м	$\sigma$ , Н/м
40	20	1,3	1	$1,8150 \cdot 10^{-3}$	$1,0091 \cdot 10^6$
40	20	1,3	2	$3,7642 \cdot 10^{-3}$	$5,3381 \cdot 10^6$
40	20	1,3	3	$6,012 \cdot 10^{-3}$	$1,585 \cdot 10^7$
40	20	1,5	1	$2,612 \cdot 10^{-3}$	$3,8910 \cdot 10^5$

продовження таблиці 3.1

40	20	1,5	2	$7,123 \cdot 10^{-3}$	$4,7881 \cdot 10^6$
40	20	1,5	3	$11,311 \cdot 10^{-3}$	$1,48812 \cdot 10^7$
40	10	1,5	1	$1,2131 \cdot 10^{-3}$	$3,2421 \cdot 10^6$
40	10	1,5	2	$2,803 \cdot 10^{-3}$	$2,6270 \cdot 10^6$
40	10	1,5	3	$4,4317 \cdot 10^{-3}$	$8,2690 \cdot 10^6$
60	10	1,3	1	$5,1023 \cdot 10^{-3}$	$5,1131 \cdot 10^7$
60	10	1,3	2	$9,8102 \cdot 10^{-3}$	$2,4041 \cdot 10^8$
60	10	1,3	3	$15,106 \cdot 10^{-3}$	$6,4962 \cdot 10^8$
60	10	1,5	1	$1,3672 \cdot 10^{-3}$	$4,3710 \cdot 10^5$
60	10	1,5	2	$4,912 \cdot 10^{-3}$	$1,069110^7$
60	10	1,9	1	$3,142 \cdot 10^{-3}$	$1,3901 \cdot 10^5$
60	10	1,9	2	$6,931 \cdot 10^{-3}$	$1,3780 \cdot 10^6$
60	10	1,9	3	$13,12 \cdot 10^{-3}$	$8,7710 \cdot 10^6$

Наведені результати засвідчують:

- динамічне напруження у привідному ланцюгу є більшим для більших швидкостей транспортування зерна;
- для привідних ланцюгів із більшим значенням параметру нелінійності  $V$  амплітуда коливань переходу через резонанс є більшою однак максимальне динамічне напруження є меншим;
- для ланцюгів із меншими прямолінійними ділянками максимальне динамічне напруження є більшим.

## РОЗДІЛ 4. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

### 4.1 Нові конструкції тягових пластинчастих ланцюгів та обґрунтування їх параметрів

Пластинчасті тягові ланцюги без втулкові (ПТБЛ) різних конструкцій отримали широке використання в механізмах транспортно-технологічних систем для виконання різноманітних операцій для переміщення матеріалів. До таких засобів відносяться машини неперервного транспорту що переміщують вантаж по заданій трасі. Одними з основних елементів таких машин є тягові пластинчасті ланцюги широко використовувані в конвеєрах.

Особливо слід зазначити роботи [140] по створенню і дослідженню функціонування тягових пластинчастих відкрито шарнірних ланцюгів, при використанні їх в конвеєрах, що транспортують сипкі вантажі.

На рис. 4.1 показана конструктивна схема пластинчастого тягового безвтулочного ланцюга нової конструкції [(патент України на корисну модель №81033)]. Дана конструкція складається з послідовно шарнірно сполучених внутрішніх 3 і зовнішніх 7 ланок.

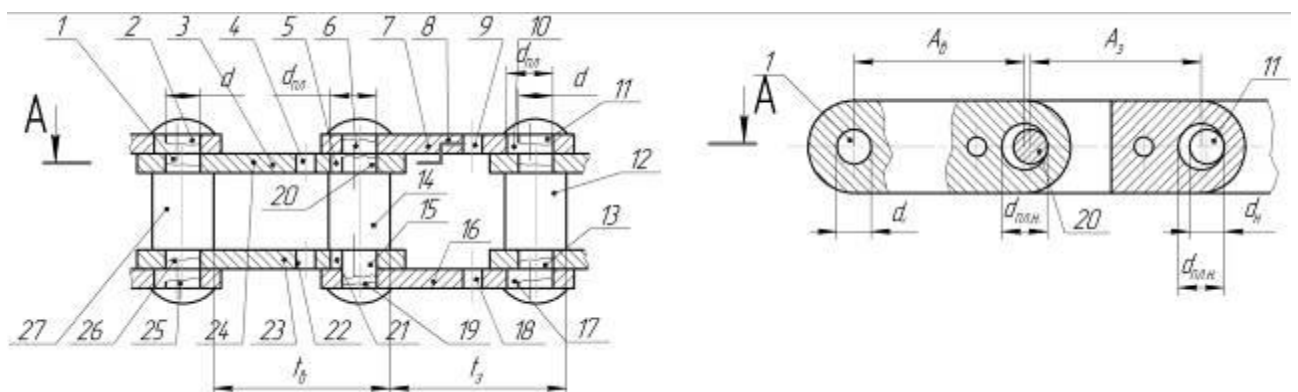


Рисунок 4.1. Конструктивна схема тягового пластинчастого безвтулочного ланцюга

Внутрішня ланка 3 створено двома паралельно розташованими внутрішніми пластинами 23 і 24, в яких, симетрично відносно їх середини, виконані отвори 21, 26 і 5, 1 причому в ліві отвори 1, 26 цих пластин запресовані відповідно кінці 2, 25 ступінчастого валика 27, а в праві



отвори 5, 21 внутрішніх пластин кінці 6, 15, ступінчастого валика 14 встановлені із зазором.

Зовнішня ланка 7 створено двома, паралельно розташованими по обоє сторони від внутрішньої ланки 3, зовнішніми пластинами 8, 16, в яких, симетрично відносно їх середини, виконані отвори 6, 10 і 19, 17, причому в ліві отвори 6, 19 меншого діаметру відповідні кінці 20, 15 валика 14 встановлені з натягом, а в отвору 10, 17 більшого діаметру зовнішніх пластин 8, 16 кінців 11, 13 ступінчастого валика 12 встановлені із зазором. Товщина внутрішніх і зовнішніх пластин однакова і зліва на однаковій відстані від отворів 5, 21 внутрішніх пластин 24, 23 і отворів 10, 17 зовнішніх пластин 8, 16 виконані крізні циліндрові отвори 4, 22 і 9, 18 використовуваних для орієнтації внутрішніх і зовнішніх пластин при збірці внутрішніх ланок і ланцюга в цілому.

Номінальні значення діаметрів відповідних отворів симетрично розташованих відносно середини внутрішніх і зовнішніх пластин і відповідно міжцентрові відстань отворів цих пластин рівні між собою

$$d_{н.м.в.} = d_{н.м.з.} = d_{н.м.}; d_{н.б.в.} = d_{н.б.з.} = d_{н.б.}; A_{н.в.} = A_{н.н.} = A_{н.} \quad (4.1)$$

де  $d_{н.м.в.}$  і  $d_{н.м.з.}$  - відповідно номінальні значення діаметрів менших отворів внутрішніх і зовнішніх пластин;

$d_{н.б.в.}$  та  $d_{н.б.з.}$  - відповідно номінальні значення діаметрів великих отворів внутрішніх і зовнішніх пластин;

$A_{н.в.}$  і  $A_{н.з.}$  - номінальні значення міжцентрових відстаней отворів внутрішніх і зовнішніх пластин.

Номінальні значення контактних кроків внутрішніх і зовнішніх ланок, відповідно  $t_в$  і  $t_з$  рівні між собою і виражається залежностями

$$t_{н.в.} = t_{н.з.} = A_{н.} + 0,5 \cdot (d_{н.пл.в.} - d_{н.}) = A_{н.} + 0,5 \cdot (d_{н.пл.з.} - d_{н.}), \quad (4.2)$$

де  $d_{н.пл.з.}$  і  $d_{н.пл.в.}$  - відповідно номінальні значення діаметрів великих отворів внутрішніх і зовнішніх пластин.

Так як площі в шарнірі контактами валик - отвір пластини поверхонь для зовнішніх і внутрішніх пластин однакові, то в процесі експлуатації таких ланцюгів збільшення контактних кроків буде однаковим і крокова різнорозмірними практично дорівнюватиме нулю.

На рис. 4.2 схематично зображено тяговий пластинчастий безвтулкового ланцюга підвищеної несучої здатності, [(патент України на корисну модель №77644)].

Він полягає з послідовно сполучених внутрішніх 9 і зовнішніх 15 ланок. Внутрішньо ланка утворена паралельно розташованими

внутрішніми пластинами, в яких, симетрично відносно їх середини, виконані отвори 1 і 14, в яких з натягом запресовані роз'ємні сухарі 3, 8 і 10, 12. Внутрішні поверхні цих сухарів виконані сферичними і зв'язані із зовнішніми сферичними поверхнями 4, 16 валиків 23, 17, на кінцях яких є циліндрові рівні 5, 11 запресовані в отвори зовнішніх пластин 7, 15. На верхніх і нижніх торцях сухарів виконані західні фаски 3, 24, 6, 22, і 10, 19, 12, 18.

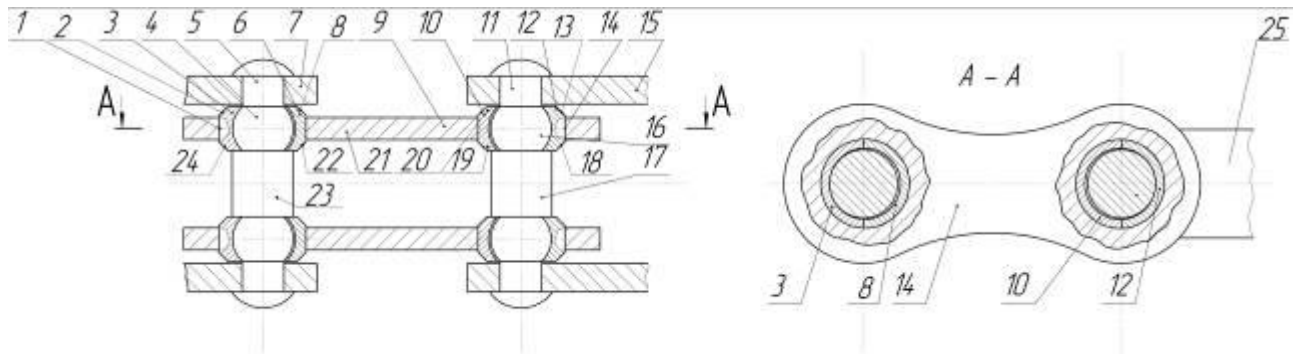


Рисунок 4.2. Конструктивна схема тягового пластинчастого безвтулкового ланцюга підвищеної несучої здатності[141]

Зона контакту сферичного шарніра обмежується плоским кутом  $\alpha$  при вершині конуса рівним  $0,5 \pi$  рад.

Тоді тілесний кут визначиться по формулі  $\Omega = 2\pi \cdot (1 - \cos \alpha / 2)$  стер. і в нашому випадку він буде  $\Omega = 1,84$  стер.

Визначимо радіус внутрішньої сферичної поверхні  $R_{сф}$  сухарів. Виходячи з умови, що  $\alpha = \pi/2$  і прийнявши, що діаметр кінцевого циліндрового рівня валика –  $d$ , використовуючи  $\Delta AOC$ , отримаємо  $OD = 0,5 \cdot d + 0,5 \cdot \Delta$ , і  $R_{сф} = 0,71 \cdot (d + \Delta)$ , де  $\Delta$  – діаметральний зазор в сполученні сферичних поверхонь.

Виразив висоту сухарів як  $t = d + \Delta$  і розглянувши  $\Delta AO_1E$ , де  $AE = d/2$ , а  $O_1E = (d + \Delta)/2$ , радіус зовнішньої сферичної поверхні  $r_{сф}$  на валику визначиться з вираження  $r_{сф} = AO_1 = 0,5 \cdot \sqrt{2 \cdot d^2 + 2 \cdot d \cdot \Delta}$ .

Підвищення здатності запропонованого тягового пластинчастого ланцюга, що забезпечується за рахунок збільшення площі опорної поверхні, утвореної сферичними поверхнями шарніра по відношенню до площі опорної поверхні циліндрових шарнірів з діаметром валика  $d$  і товщиною пластини  $S$ .

Опорну поверхню  $A_{сез}$  сферичного шарніра визначимо як частина

сегментної поверхні, яка дорівнює її висоті на довжину кола великого круга

$$A_{\text{сез}} = 2\pi h R_{\text{сф}} = 2\pi \frac{d + \Delta}{2} \cdot 0,21(d + \Delta) = 0,21\pi(d + \Delta)^2 = 0,66(d + \Delta)^2 \quad (4.3)$$

Опорною поверхня циліндрового шарніра для тягового пластинчастого безвтулкового ланцюга визначимо із залежності:

$$A_y = \pi d / 4 \cdot S = 0,785 \cdot kd^2, \quad (4.4)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що враховує товщину пластини відносно діаметру валика. Як показує розрахунки зроблені на підставі [142]  $k \approx 0,35$  тоді  $A_y = 0,275d^2$ .

Збільшення площі контакту сферичного шарніра по відношенню до циліндрового з параметрами  $d$  і  $S = 0,35d$ , складає 2,4 разу.

На рис. 4.3 представлена конструктивна схема пластинчастого відкрито шарнірного ланцюга з сектороподібними втулками.

Представлена конструктивна схема складається з паралельно розташованих внутрішніх пластин 7, в яких симетрично, відносно їх середини, виконані фігурні отвори 9 як зв'язані частини концентричних отворів 10 і 8 відповідно великого  $D$  і меншого  $d$  діаметрів, в які в їх частині фігурних отворів великого діаметру запресовані сектороподібні втулки 7, 4. Менший діаметр внутрішньої циліндрової поверхні 5 сектороподібних втулок дорівнює діаметру частини фігурних отворів 6 меншого діаметру виконаний у внутрішніх пластинах.

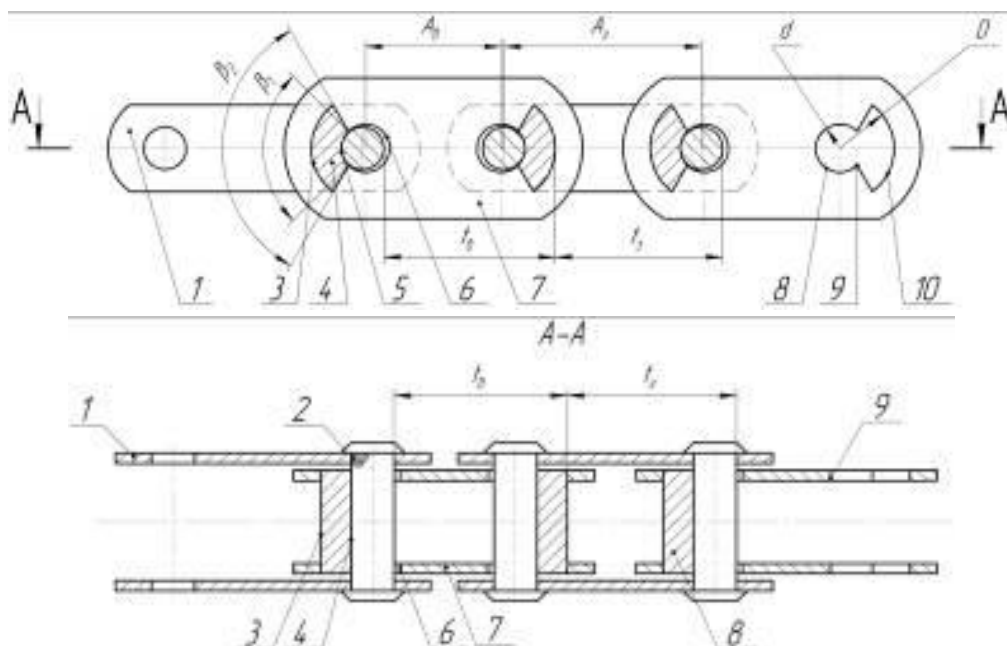


Рис.4.3 Конструктивна схема пластинчастого відкрито шарнірного ланцюга

Сектороподібні втулки 4 виконані з різними кутами обхвату внутрішніх 5

–  $\beta_1$  і зовнішніх 3 –  $\beta_2$  циліндричних поверхонь, а саме:  $\beta_1 = \pi/2$  і  $\beta_2 = 2\pi/3$ .

Внутрішня циліндрична поверхня 5 сектороподібної втулки 4 створює з циліндричною поверхністю 6 меншого діаметру фігурного отвору 9 внутрішньої пластини 7 отвір, через який пропущений валик, який своїми кінцями запресований в отвір 2 зовнішньої пластини 1. Для забезпечення  $\beta_1 = \pi/2$ , при збереженні  $\beta_2 = 2\pi/3$  необхідно знати величину  $b = 0.5d_{пл.н.} \cdot \cos \pi/4 \cdot (1 - \operatorname{tg} \pi/6)$  (рис.4.4.).

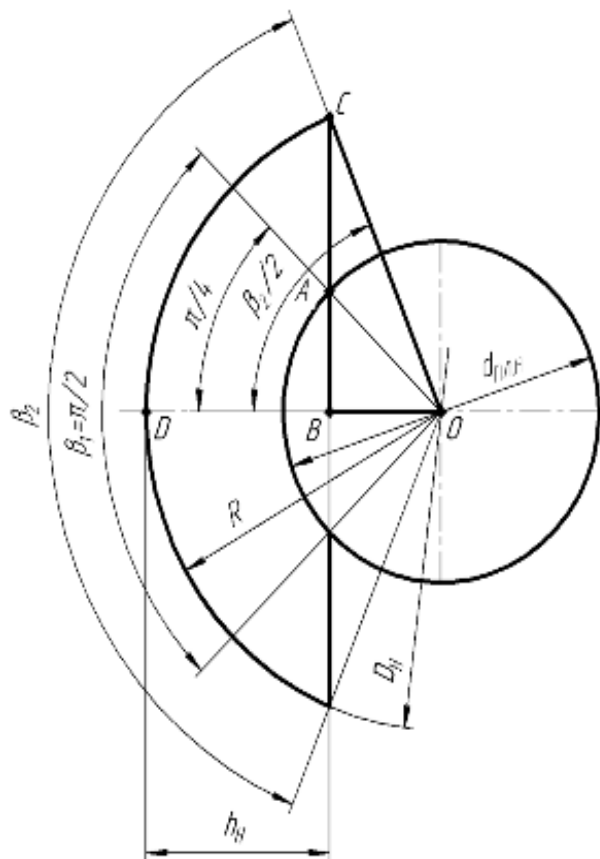


Рис.4.4. Розрахункова схема для визначення величини  $b$  зміщення вершин обхоплюючих кутів

Розглянемо  $\triangle OAB$ .

$$\angle AOB = \pi/4, \quad \text{тоді} \quad \frac{BO}{AO} = \sin \frac{\pi}{4};$$

$$BO = \frac{d_{пл.н.}}{2} \cdot \cos \frac{\pi}{4}. \quad \text{Із } \triangle OBC$$

$$\text{отримаємо} \quad \frac{BO}{OC} = \sin \frac{\beta_2}{2};$$

$$\sin \frac{\beta_2}{2} = \frac{d_{пл.н.} \cdot \sin \frac{\pi}{4}}{D_H}, \quad \text{звідки}$$

$$\beta_2 = 2 \arccos \left( \frac{d_{пл.н.} \cdot \sin \frac{\pi}{4}}{D_H} \right); \quad \beta_2 = 2 \arccos \left( \frac{0,7071 \cdot d_{пл.н.}}{D_H} \right).$$

Номінальна висота сегмента  $BD = h_H = OD - BO$ ;

$$h_H = \frac{D_H}{2} - \frac{d_{пл.н.}}{2} \cdot \sin \frac{\pi}{4}; \quad h_H = 0,5(D_H - 0,7071 \cdot d_{пл.н.}).$$

Номінальне значення міжцентрових відстаней отворів внутрішніх –  $A_{н.в.}$  і зовнішніх –  $A_{н.з.}$  пластин визначаються з розрахункових схем поданих на рис.4.5.

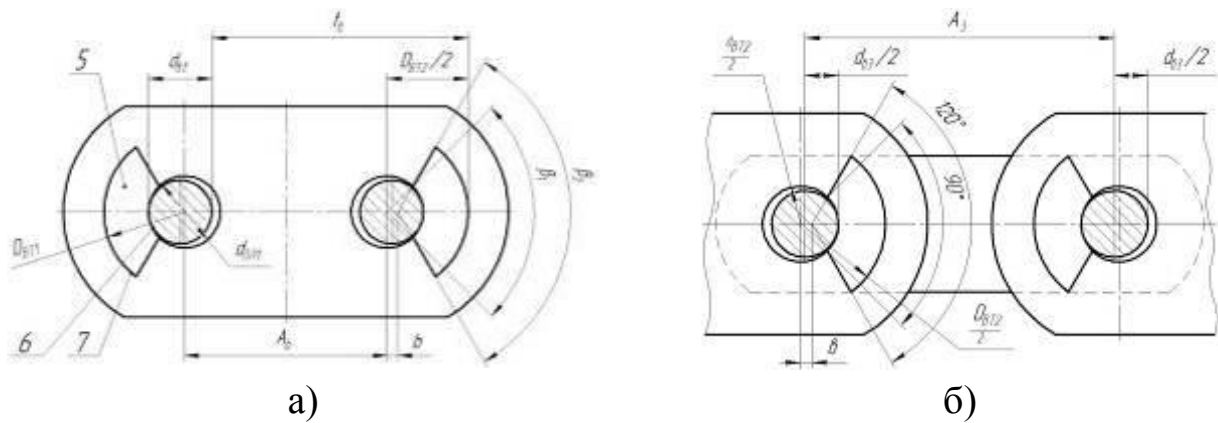


Рисунок 4.5. Розрахункові схеми для визначення міжцентрових відстаней отворів пластин: а) для внутрішніх пластин; би) для зовнішніх пластин.

Як видно з представлених схем значення  $A_{н.в.}$  і  $A_{н.з.}$  визначається із залежностей:

$$\dot{A}_{i.в.} = t_i - 0,5(D_i + d_{i.в.}) + d_{i.в.}, \quad (4.5)$$

$$\dot{A}_{i.з.} = t_i - 0,5(d_{i.в.} - D_i) \quad (4.6)$$

де  $t_n$  – номінальне значення контактної кроку внутрішніх і зовнішніх ланок ланцюга;

$D_n$  – номінальне значення діаметру зовнішньої циліндричної поверхні сектороподібної втулки;

$d_{н.в.}$  – номінальне значення діаметру валика.

Запропонована конструкція пластинчастого відкрито шарнірного ланцюга забезпечує надійність міцності з'єднань втулка-отвору внутрішньої пластини, як одного з найважливіших критеріїв працездатності відкрито шарнірного ланцюга.

## 4.2 Вплив стохастичності розмірних параметрів елементів тягового пластинчастого безвтулкового ланцюга удосконаленої конструкції на його несучу здатність

Несуча здатність ланцюгових передач оснащених приводними роликівими і втулковими ланцюгами (ПРВЛ) ТТМСМ у відповідності до основного критерію їх роботоздатності – зношування шарнірів ланцюга визначається з умови, при якій тиск в шарнірах не повинен перевершувати допустимого при заданих умовах експлуатації. Виходячи з вищеподаного, допустиме корисне зусилля  $F$ , яке може передати ланцюг з шарнірами ковзання дорівнює  $F = [p_0] \cdot A / K_e$ , де  $[p_0]$  – допустимий тиск, МПа в шарнірах для середніх експлуатаційних умов;  $A$  – проекція опорної поверхні

втулкового шарніра,  $\text{мм}^2$ ,  $K_e$  – коефіцієнт експлуатації.

Тягові пластинчасті безвтулкові ланцюги (ТПБЛ), які широко використовуються при легких режимах роботи в конвеєрах різних транспортних машин на несучу здатність розраховується за методом Івашкова І. І.. При цьому спочатку здійснюється розрахунок тягових ланцюгів на міцність, шляхом визначення руйнівного навантаження за границями міцності для матеріалів пластин, валиків та втулок. Потім, задавшись коефіцієнтом запасу міцності, визначають допустимі навантаження за границями текучості і міцності матеріалів деталей ланцюга, які повинні бути не меншими максимального зусилля, що передає робоча вітка.

Описані вище методи визначення несучої здатності ПРВЛ і ТПБЛ не враховують стохастичності розмірних параметрів деталей ланцюгів, таких, наприклад, як міжцентрова віддаль і діаметри отворів пластин, діаметри валиків, тощо, які безперечно впливають на нерівність тисків в шарнірах ланцюгів і напружень, що виникають в пластинах. В кінцевому результаті це призводить до зниження несучої здатності ланцюгів, особливо для ТПБЛ удосконаленої конструкції, які схематично подані на рис. 5.6. В працях Івашкова І. І. в основному розглянуто і запропоновано нові методи розрахунку деталей ланцюгів в тому числі ТПБЛ на міцність за границями витривалості і міцності. Відзначено, що при роботі ТПБЛ можливі три види його граничного стану за критеріями міцності: втомне руйнування деталі; поява в них недопустимих пластичних деформацій; повне руйнування під дією короткочасного перевантаження. Подані залежності для визначення руйнівного навантаження за границями втоми і міцності матеріалів пластин, валиків, втулок і роликів. Показано, що несуча здатність тягових пластин ланцюгів виражається зміною складової зусилля натягу ланцюга  $S_v = S_p - S_x$ , тут  $S_p$  – максимальне зусилля натягу ланцюга на робочій вітці, визначене як сума статичного і динамічного навантажень;  $S_x$  – мінімальний натяг ланцюга на холостій вітці, яка повинна бути меншою за допустиме навантаження за границею витривалості  $Q_{\partial.y.}$  тобто  $S_v \leq Q_{\partial.y.} = Q_{p.y.} / n_1$ , де  $Q_{p.y.}$  – руйнуюче навантаження за границею втоми матеріалу;  $n_1$  – коефіцієнт запасу міцності за границею втоми. Подані аналітичні залежності для визначення несучої здатності за границею текучості і міцності матеріалів деталей  $S_{\text{нік}} \leq Q_{\partial.s} = Q_{p.s.} / n_2$ ;  $S_{\text{нік}} \leq Q_{\partial.в} = Q_{p.в.} / n_3$ , де  $S_{\text{нік}}$  – пікове робоче навантаження;  $Q_{\partial.s.}$  і  $Q_{\partial.в.}$  –

відповідно допустимі навантаження за границями текучості і міцності;  $Q_{p.s.}$  і  $Q_{p.в.}$  – відповідно руйнівні навантаження отримані за границями текучості і міцності;  $n_2$  і  $n_3$  - коефіцієнти запасу.

Встановлено, що при розгляді напруженого стану в шарнірах ланцюга в роботі [142] прийнято, що колові напруження на контурі в інтервалі від  $-\pi/2$  до  $\pi/2$  (кут контакту в шарнірі  $2\varphi_0 = 180^\circ$ ) постійні і розподілені рівномірно, в той же час як максимальний кут контакту  $2\varphi_{\max} \approx 85^\circ$  і напруження змінюються за косинусоїдальним законом.

Схема контактних деформацій валика і втулки і визначена довжина площадки дотику валика з втулкою при деформації валика, що виникає при випробуванні валика на розрив. Показано, що величина довжини площадки дотику зростає при збільшенні діаметру валика і навантаження.

В роботі [143] встановив вплив величини кроку пластинчастого ланцюга на його жорсткість, показавши, що із збільшенням кроку жорсткість зменшується. Але при цьому не було відзначено, що жорсткості одних і тих елементів ланцюга приймалися, як величини постійні чи випадкові.

При оцінці коефіцієнта експлуатації необхідно хоча б орієнтовно враховувати стохастичний характер параметрів, які його визначають, і тільки в роботі [144] несуча здатність визначалась з врахуванням стохастичності контактних кроків ланцюгів в паралельнорядних двоконтурних передачах, оснащених ПРВЛ.

Для визначення несучої здатності ТПБЛ удосконаленої конструкції використано (рис. 4.6 і рис 4.7.) [145]. На (рис. 4.6 а) схематично подана конструкція ТПБЛ, а на рисунку 1б його розмірні параметри до і після навантаження допустим корисним зусиллям. ТПБЛ удосконаленої конструкції (рис. 6.6 а) складається із внутрішньої ланки 1, яка створена двома паралельно-розміщеними внутрішніми пластинами 2 і 3, в яких виконані отвори 4, 6 діаметром  $d_1$ . В ці отвори запресовані циліндричні кінцеві ступені валика 5 в отвори 7, 8 внутрішніх пластин діаметром  $d_2$ , причому  $d_2 > d_1$  вільно (із зазором) встановлені кінцеві ступені валика 9. Зовнішня ланка 10 ТПБЛ створена так, що в отвори діаметром  $d_1$  пластин 11, 12, які розміщені з двох боків внутрішніх пластин 2, 3, запресовані циліндричні кінцеві ступені валика 9, а у наступні отвори 13 і 14 діаметром  $d_2$  цих же пластин вільно встановлені циліндричні кінцеві ступені валика 15. На рисунку 5.6 а зображено миттєве положення

відрізка ТПБЛ, на якому зафіксовано, що діаметр  $d_{2.в.л}$  отвору 7 лівої внутрішньої пластини 2 більший від діаметра  $d_{2.з.л}$  отвору 8 правої внутрішньої пластини 3, а діаметр отвору 13 правої зовнішньої пластини 11  $d_{2.з.н}$  менший від діаметра  $d_{2.з.л}$  отвору 14 лівої зовнішньої пластини 12.

Прийняті припущення.

1. На основі центральної граничної теореми і експериментальних даних поданих у літературі приймемо, що закони розсіювання таких конструктивних елементів ТПБЛ як міжцентрові віддалі отворів пластин –  $A_y$ , діаметри менших  $d_1$  та більших  $d_2$  отворів пластин та діаметри валиків –  $d_6$  є нормальними;

2. Жорсткість  $C$  пластин ТПБЛ при їх розтягу величина постійна;

3. На діаграмі зусилля розтяг-деформації пластин  $F - \Delta_{пл.}$  показникові ділянки контактної жорсткості приймаємо прямолінійними;

4. Напружений стан пластин розглядаємо тільки в області пружних деформацій;

5. Математичні сподівання і середні значення діаметрів отворів внутрішніх і зовнішніх пластин, міжцентрові віддалі отворів внутрішніх та зовнішніх пластин та дисперсії розсіювання вказаних розмірних параметрів приблизно рівні, тобто

$$M(d_{16}) \approx \bar{d}_{16} = M(d_{13}) \approx \bar{d}_{13}; M(d_{26}) \approx \bar{d}_{26} = M(d_{23}) \approx \bar{d}_{23}; M(A_6) \approx \bar{A}_6 = M(A_3) \approx \bar{A}_3;$$

$$D(d_1) = D(d_2); D(A_6) = D(A_3).$$

де  $M(d_{16})$ ,  $M(d_{13})$  та  $\bar{d}_{13}$ ,  $\bar{d}_{16}$  – відповідно математичні сподівання та середні значення діаметрів менших отворів внутрішніх і зовнішніх пластин;

$M(d_{26})$ ,  $M(d_{23})$  та  $\bar{d}_{23}$ ,  $\bar{d}_{26}$  – відповідно математичні сподівання та середні значення діаметрів більших отворів внутрішніх і зовнішніх пластин;

$M(A_6)$ ,  $M(A_3)$  та  $\bar{A}_6$ ,  $\bar{A}_3$  – відповідно математичні сподівання та середні значення міжцентрових віддалей отворів внутрішніх та зовнішніх пластин;

$D(d_1)$  і  $D(d_2)$  - відповідно дисперсії розсіювання діаметрів менших та більших отворів пластин;

$D(A_6)$  і  $D(A_3)$  - відповідно дисперсії розсіювання міжцентрових віддалей отворів внутрішніх і зовнішніх пластин.

У випадку ідеального забезпечення однакових розмірних параметрів ТПБЛ, використавши [145], допустиме корисне зусилля, яке передає



ланцюг, тобто його несуча здатність визначається із залежності:

$$F_{\text{за.}} = 2[p_0] \cdot \hat{A}_i / \hat{E}_d. \quad (4.7)$$

Так як розмірні параметри ТПБЛ: діаметри валиків  $d$ , отворів менших і більших діаметрів  $d_1$ ,  $d_2$  пластин величини випадкові, то для визначення допустимого корисного зусилля, використовуємо (рис. 4.6 і рис. 4.7.). Для перемагання корисної сили опору  $F_0$  (рис. 4.6, а) необхідно прикласти певне зусилля  $F > F_0$ . Врахувавши те, що внутрішні пластини 2, 3 своїми отворами діаметром  $d_1$  напресовані на циліндричні кінцеві ступені валика 5, а зовнішні пластини таким же чином з'єднані із валиком 9 приймемо, що при прикладанні зусилля  $F$  валик здійснює плоско-паралельний перенос. Тоді при наявності зазору  $\Delta$  в шарнірі, створеного отвором 7 більшого діаметру  $d_2$  пластини 2 та діаметром циліндричної кінцевої ступені  $d$  валика 9 (рис. 4.6), спочатку буде деформуватись тільки пластина 3. Після вибору зазору  $\Delta$  почне деформуватися друга внутрішня пластина 2. При досягненні навантаження правої внутрішньої пластини 3 зусилля  $F_1$  (рис. 4.7) і її пружної деформації  $\Delta_{\text{нл.н}}$ , ліва внутрішня пластина здеформується на величину  $\Delta_{\text{нл.л.}} = \Delta_{\text{нл.н}} - \Delta_i$  і передасть навантаження  $F_2$ .

В цьому випадку несуча здатність ТПБЛ – допустиме корисне зусилля  $F_g$  визначиться із залежності:

$$F_g = \frac{K_m[p_0] \cdot A_n}{K_e}, \quad (4.8)$$

де  $K_m$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження пластин.

Скориставшись [146] запишемо:

$$K_m = 2 - \frac{|F_1 - F_2|}{F_1 + F_2}, \quad (4.9)$$

де  $F_1$  і  $F_2$  – відповідно навантаження, що передаються лівою 2 і правою 3 (рис. 4.6) внутрішніми пластинами. З формули (4.9) виходить, що при умові, коли  $F_1 = F_2$   $K_m = 2,0$  і тоді несуча здатність ТПБЛ рівна  $F_g$ , а коли  $F_1 = 0$ , або  $F_2 = 0$  то  $K_m = 1,0$  і ланцюг може передати корисне навантаження



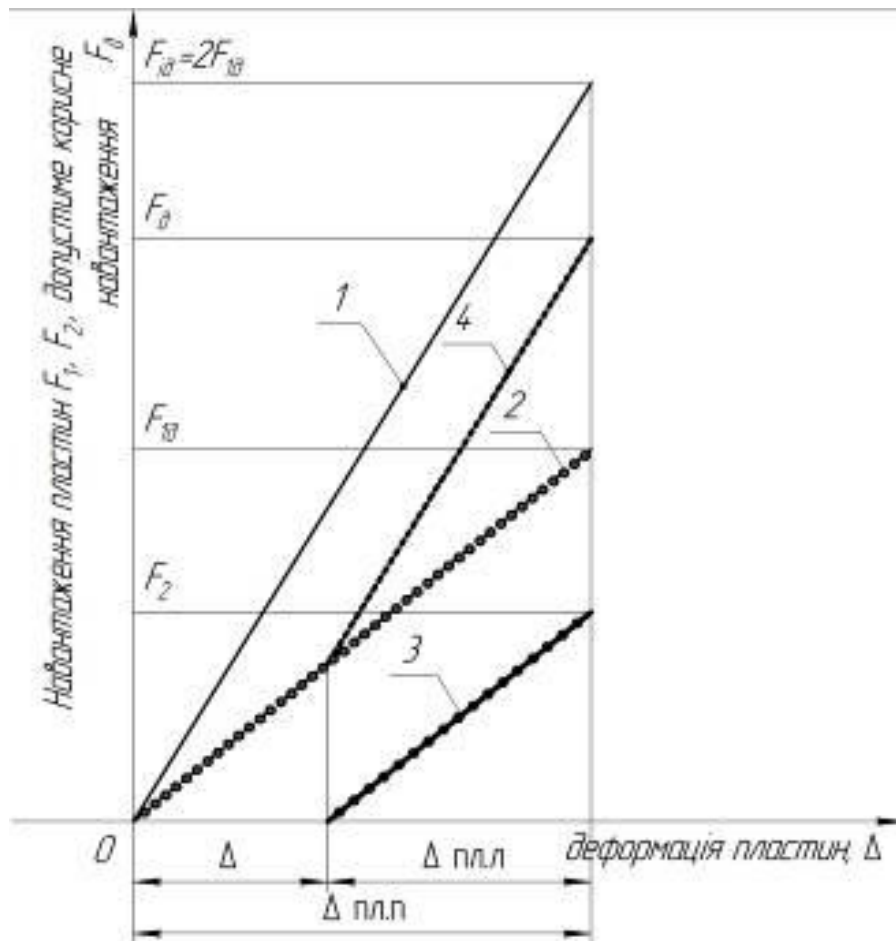


Рисунок 4.7. Схематична діаграма навантаження-деформація пластин: 1 – сумарне зусилля  $F_c$ , що передається ТПБЛ у випадку однакових розмірів і однакових деформацій двох пластин; 2 – залежність допустимого навантаження  $F_1$  від деформації внутрішньої пластини 3; (рис. 4.6) 3 – залежність навантаження  $F_2$  від деформації внутрішньої пластини 2; 4 – залежність сумарного навантаження  $F_0$  у випадку різних за величиною деформацій пластин 2 і 3.

В іншому випадку, діаметр більшого отвору лівої пластини 2 буде менший, ніж діаметр більшого отвору правої пластини 3 і тоді величина  $\Delta < 0$ . Але як у першому так і у другому випадках нерівномірність навантаження пластин збережеться і в загальному виразиться залежністю

$$K_m = 2 - \frac{|\Delta|}{2\Delta_{nl} - |\Delta|}. \quad (4.11)$$

Так як величина  $\Delta$  формується сукупністю розмірних параметрів, які є випадковими величинами, то і сама величина  $\Delta$  буде випадковою, і з врахуванням [147] гіпотетично приймемо, що вона підпорядковується

нормальному закону розподілу.

Миттєве значення величини  $\Delta$ , використавши (рис. 4.6) можна виразити залежністю

$$\Delta = B - C. \quad (4.12)$$

Розглянемо величину  $\Delta_i$  і визначимо закон і характеристики її розподілу.

На основі прийнятих допущень будемо мати:

$$\bar{d}_{13} = \bar{d}_{16} = \bar{d}_1, \quad (4.13)$$

$$\sigma(d_{13}) = \sigma(d_{16}) = \sigma(d_1), \quad (4.14)$$

$$\bar{d}_{23} = \bar{d}_{26} = \bar{d}_2, \quad (4.15)$$

$$\sigma(d_{23}) = \sigma(d_{26}) = \sigma(d_2), \quad (4.16)$$

де  $\bar{d}_{13}$  і  $\bar{d}_{16}$  – відповідно середні значення діаметрів менших отворів зовнішніх і внутрішніх пластин;

$\sigma(d_{13})$ ,  $\sigma(d_{16})$  – відповідно середньоквадратичні відхилення випадкових величин  $\bar{d}_{13}$  і  $\bar{d}_{16}$ ;

$\bar{d}_{23}$  і  $\bar{d}_{26}$  – відповідно середні значення діаметрів більших отворів зовнішніх і внутрішніх пластин;

$\sigma(d_{23})$ ,  $\sigma(d_{26})$  – відповідно середньоквадратичні відхилення випадкових величин  $\bar{d}_{23}$  і  $\bar{d}_{26}$ .

Середні значення міжцентрових віддалей отворів пластин і поля їх розсіювання (допуски) приймаємо однаковими як для зовнішніх, так і внутрішніх пластин, тобто :

$$\bar{A}_3 = \bar{A}_6 = A_n, \quad (4.17)$$

$$6\sigma(A_3) = 6\sigma(A_6) = \delta, \quad (4.18)$$

де  $\bar{A}_3$ ,  $\bar{A}_6$  – відповідно середні значення міжцентрових віддалей отворів внутрішніх і зовнішніх пластин;

$A_n$  – номінальне значення міжцентрових віддалей отворів зовнішніх і внутрішніх пластин;

$\sigma(A_3)$  і  $\sigma(A_6)$  – середньоквадратичні відхилення випадкових величин  $A_3$  і  $A_6$ ;

$\delta$  – регламентоване відповідним квалітетом симетрично розміщене поле допуску на розмір  $A_n$ .

З врахуванням вищеподаного (рис.4.6. б) визначимо густину розподілу величини  $B$ . Врахувавши те, що закони розподілу випадкових

величин  $A$  і  $d_2$ , через обмеження їх значень у певних інтервалах, строго підходячи до цього, будуть зрізаними нормальними законами, густини розподілу  $f(A)$  і  $f(d_2)$  виразяться відповідними залежностями

$$f(A) = \frac{c_1}{\sqrt{2\pi}\sigma(A)} \exp\left[-\frac{(A_i - A_n)^2}{2\sigma^2(A)}\right], \quad (4.19)$$

$$f(d_2) = \frac{c_2}{\sqrt{2\pi}\sigma(d)} \exp\left[-\frac{(d_{2i} - \bar{d}_2)^2}{2\sigma^2(d_2)}\right], \quad (4.20)$$

де  $c_1$  і  $c_2$  - нормуючі множники.

В загальному випадку для випадкової величини  $x$  нормуючий множник  $c$  визначається з умови  $\int_k^l f(x)dx = 1$ , де  $k$  і  $l$  – відповідно нижня і верхня границі інтервалу.

Тоді величина  $c$  буде дорівнювати

$$c = \frac{1}{0,5 \left\{ \Phi\left[\frac{l - m_x}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma(x)}\right] - \Phi\left[\frac{k - m_x}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma(x)}\right] \right\}}, \quad (4.21)$$

де  $m_x$  – математичне сподівання випадкової величини  $x$ ;

$\sigma(x)$  – середньоквадратичне відхилення розсіювання величин  $x$ ;

$\Phi\left[\frac{l - m_x}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma(x)}\right]$  і  $\Phi\left[\frac{k - m_x}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma(x)}\right]$  – значення функції Лапласа.

Прийнявши, що  $k = m_x - K_0 \cdot \sigma(x)$  і  $l = m_x + K_0 \cdot \sigma(x)$ , отримаємо

$$c = 1 / \Phi(K_0 / \sqrt{2}). \quad (4.22)$$

Взявши до уваги рекомендовані значення величин допусків на міжцентрові віддалі і діаметри отворів пластин ТПБЛ, визначали  $K_0$  встановили, що ймовірність невиходу випадкової величини за границі інтервалу  $(k-l)$   $P = 0.9973$ . Тому практично у подальших розрахунках немає необхідності враховувати зрізаність нормального розподілу у формулах (4.20) і (4.21).

Величину  $B$  (рис. 4.6 б) виразимо залежністю

$$B = A + 0,5d_{2л}, \quad (4.23)$$

де  $A$  – міжцентрова віддаль отворів лівої пластини;

$d_{2л}$  – діаметр більшого отвору лівої пластини.

Для отримання густини розподілу величини  $B$  введемо позначення

$Y = 0,5d_{2л}$ . Тоді середнє значення  $\bar{Y}$  величини  $Y$  і її дисперсія  $D(Y)$  будуть дорівнювати:  $\bar{Y} = 0,5\bar{d}_2$ ;  $D(Y) = 0,25\sigma^2(d_{2л}) = 0,25\delta_{d_2}^2 / 36 = \delta_{d_2}^2 / 144$ .

Використавши композицію нормальних законів розподілу і формулу (4.23) густина розсіювання  $f(B)$  величини  $B$  визначаємо за формулою

$$f(B) = \frac{12}{\sqrt{2\pi(4\delta_A^2 + d_2^2)}} \exp\left\{-\frac{72[B_i - (A_n + 0,5\bar{d}_2)]^2}{4\delta_A^2 + \delta_{d_2}^2}\right\}. \quad (4.24)$$

Інтервал величини  $B$  буде

$$A_n - 0,5\delta_A + 0,5(d_n - \delta_{d_{2н}}) \leq B \leq A_n + 0,5\delta_A + 0,5(d_n + \delta_{d_{2н}}), \quad (4.25)$$

де  $\delta_{d_{2л}}$  і  $\delta_{d_{2н}}$  – відповідно верхня і нижня границі допусків діаметрів більших отворів пластин.

Середнє значення  $\bar{B}$  величини  $B$  і дисперсія її розсіювання  $D(B)$  відповідно будуть дорівнювати

$$\bar{B} = A + 0,5\bar{d}_2, \quad (4.26)$$

$$D(B) = \frac{4\delta_A^2 + \delta_{d_2}^2}{144}. \quad (4.27)$$

Використавши (рис. 4.6 б) випадкову величину  $C$  подамо у вигляді

$$C = A + 0,5d_{2нр.} - 0,5d_{л.} + 0,5d_{нр.}, \quad (4.28)$$

де  $d_{2нр.}$  – значення діаметра більшого отвору у правій пластині;

$d_{л.}$  і  $d_{нр.}$  – відповідно діаметри лівого і правого кінців валика.

Опираючись на центральну граничну теорему і врахувавши, що члени правої частини (4.26) підкоряються нормальному закону розподілу, що випадкова величина  $C$  буде підпорядкована закону розподілу Гаусса.

Густина розподілу  $f(C)$  величини  $C$  виразиться залежністю

$$f(C) = \frac{12}{\sqrt{2\pi(4\delta_A^2 + \delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2)}} \exp\left\{-\frac{72[C_i - (A_n - 0,5\bar{d}_{нр.})]^2}{4\delta_A^2 + \delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}\right\}, \quad (4.29)$$

де  $\delta_A$ ,  $\delta_{d_2}$  та  $\delta_d$  – відповідно допуски на розміри: міжцентрової віддалі

отворів пластин; діаметрів більших отворів пластин та діаметри кінців валиків.

Характеристики розсіювання випадкової величини  $C$  за вищеподаною аналогією при визначенні їх стосовно випадкової величини  $B$  будуть:

середнє значення

$$\bar{C} = A_n + 0,5\bar{d}_{2np}. \quad (4.30)$$

дисперсія розсіювання

$$D(C) = \frac{4\delta_A^2 + \delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}{144}. \quad (4.31)$$

Тоді густина розподілу випадкової величини  $\Delta = B - C$ , яка підпорядкована нормальному закону буде дорівнювати

$$f(\Delta) = \frac{12}{\sqrt{2\pi(8\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2)}} \exp\left\{-\frac{72\Delta_i^2}{8\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}\right\}, \quad (4.32)$$

а характеристики її розподілу будуть:

середнє значення

$$\bar{\Delta} = 0, \quad (4.33)$$

дисперсія

$$D(\Delta) = \frac{4\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}{144}. \quad (4.34)$$

Знаходження густину розподілу модуля випадкової величини  $|\Delta| = |B - C|$ , коли математичні сподівання і дисперсії випадкових величин  $B$  і  $C$  не рівні між собою є досить складною задачею. Тому обмежимося визначенням характеристик розсіювання випадкової величини  $|\Delta|$ : математичне сподівання  $M(|\Delta|)$  та дисперсії  $D(|\Delta|)$ .

В загальному випадку, прийнявши, що математичне сподівання приблизно дорівнює середньому значенню випадкової величини  $|\Delta|$  і не дорівнює нулю тобто  $M(|\Delta|) \approx |\bar{\Delta}| \neq 0$  можемо записати

$$2M(|\Delta|) = \frac{1}{\sigma(\Delta) \cdot \sqrt{2\pi}} \int_0^\infty \Delta \left[ e^{-\frac{(\Delta_i - \bar{\Delta})^2}{2\sigma^2(\Delta)}} + e^{-\frac{(\Delta_i + \bar{\Delta})^2}{2\sigma^2(\Delta)}} \right] d\Delta, \quad (4.35)$$

$$D(|\Delta|) = \int_0^{\infty} \Delta^2 f(\Delta) d\Delta - [M(|\Delta|)]^2. \quad (4.36)$$

Взявши інтеграли у (4.35) і (4.36) та спростивши отримаємо

$$M(|\Delta|) = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sigma(\Delta) \cdot e^{-\frac{\bar{\Delta}}{2\sigma^2(\Delta)}} + 2 \cdot \bar{\Delta} \cdot \Phi\left[\frac{\bar{\Delta}}{\sigma(\Delta)}\right], \quad (4.37)$$

де  $\Phi\left[\frac{\bar{\Delta}}{\sigma(\Delta)}\right] = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_0^{\frac{\bar{\Delta}}{\sigma(\Delta)}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt$ .

$$D(|\Delta|) = \Delta^2 + \sigma^2(\Delta) - \left[ \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \sigma(\Delta) \cdot e^{-\frac{\Delta^2}{2\sigma^2(\Delta)}} + 2 \cdot \bar{\Delta} \cdot \Phi\left(\frac{\bar{\Delta}}{\sigma(\Delta)}\right) \right]^2. \quad (4.38)$$

У випадку, коли випадкова величина  $\Delta$  підпорядкована нормальному закону розподілу із математичним сподіванням, яке приблизно дорівнює середньому значенні і рівне нулю, густина розподілу модуля цієї випадкової величини на основі виражається формулою

$$f(|\Delta|) = \frac{24}{\sqrt{2\pi(8\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2)}} \exp\left\{-\frac{72|\Delta_i|^2}{8\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}\right\}. \quad (4.39)$$

Інтервал значень величини  $|\Delta|$  буде

$$0 \leq |\Delta| \leq 0,5(4\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2). \quad (4.40)$$

Отримаємо характеристики розподілу величини  $|\Delta|$ , а саме:  
середнє значення

$$|\bar{\Delta}| = 0,0665 \sqrt{4\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}. \quad (4.41)$$

дисперсія

$$D|\Delta| = 0,0025 \sqrt{4\delta_A^2 + 2\delta_{d_2}^2 + 2\delta_d^2}. \quad (4.42)$$

Якщо врахувати, що розміри  $d_2$  і  $d$  відносяться до одного розмірного інтервалу і виконують за одним квалітетом точності, тобто  $\delta_{d_2} = \delta_d$  і формули (4.39), (4.40), (4.41) і (4.42) набудуть вигляду

$$f(|\Delta|) = \frac{12}{\sqrt{2\pi(2\delta_A^2 + \delta_d^2)}} \exp\left\{-\frac{18|\Delta_i|^2}{2\delta_A^2 + \delta_d^2}\right\}; \quad (4.43)$$

$$0 \leq |\Delta| \leq \delta_A^2 + \delta_d^2; \quad (4.44)$$

$$|\bar{\Delta}| = 0,133 \sqrt{\delta_A^2 + \delta_d^2}; \quad (4.45)$$



$$D|\Delta| = 0,01\sqrt{\delta_A^2 + \delta_d^2}. \quad (4.46)$$

Теоретичні криві розподілу випадкових величин  $\Delta$  і  $|\Delta|$  подані на рис. 4.8.

Проаналізуємо з врахуванням формул (4.45) і (4.46) залежність (4.12).

Мінімальне значення коефіцієнта  $K_m$  буде при умові, коли  $|\Delta|$  максимальне, тобто

$$K_{m \min} = 2 - \frac{3\sigma(\Delta)}{2\Delta_{nl} - 3\sigma(\Delta)} = 2 - \frac{0,5\sqrt{\delta_A^2 + \delta_d^2}}{2\Delta_{nl} - 0,5\sqrt{\delta_A^2 + \delta_d^2}}. \quad (4.47)$$

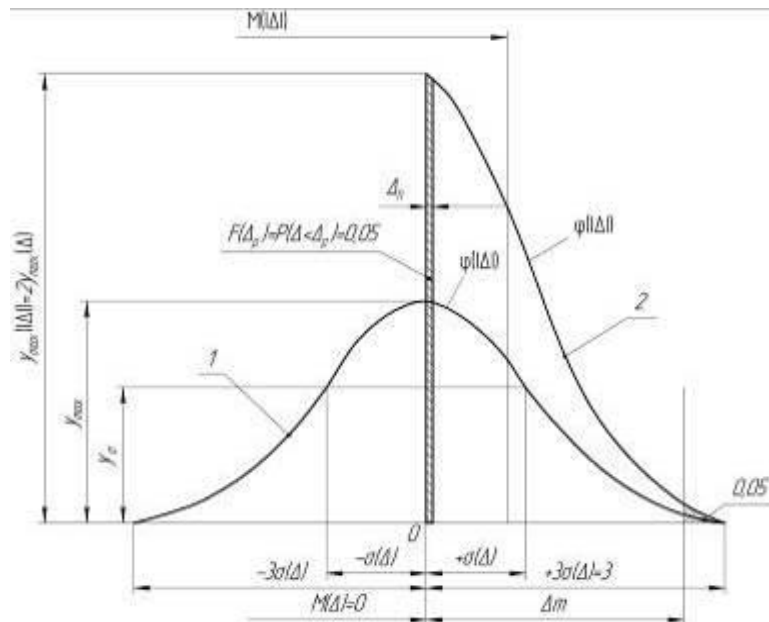


Рисунок. 4.8. Теоретичні криві розподілу випадкових величин: 1 – випадкової величини  $\Delta$ ; 2 – випадкової величини  $|\Delta|$

Максимальне значення коефіцієнта  $K_m$  буде при умові, коли  $|\Delta| = 0$ , тобто  $K_{m \max} = 2$ .

Найбільш імовірне значення  $K_{m.n.i.}$ , буде тоді, коли у залежність (4.12) підставити значення  $|\bar{\Delta}|$ , тобто

$$K_{m.n.i.} = 2 - \frac{0,133\sqrt{\delta_A^2 + \delta_d^2}}{2\Delta_{nl} - 0,133\sqrt{\delta_A^2 + \delta_d^2}}. \quad (4.48)$$

За критерій оцінки впливу стохастичності розмірних параметрів ТПБЛ на його несучу здатність приймемо мінімально допустиме значення  $K_{m.d.}$ , яке отримуємо при заданому рівні ризику 0,05 за верхньою межею інтервалу. Для цього необхідно знайти квантиль випадкової величини  $|\Delta|$ , тобто таке можливе значення  $\Delta_m$ , для якого функція розподілу  $F(\Delta_m) = P\{\Delta < \Delta_m\} = p = 0,95$ .

### **4.3 Розмірний аналіз точності контактних кроків тягових безвтулкових пластинчастих ланцюгів із співвісними ступінчастими валиками**

Пластинчасті тягові ланцюги безвтулкові (ПТБЛ) різних конструкцій отримали широке використання в механізмах транспортно-технологічних систем для виконання різноманітних операцій для переміщення матеріалів. Ланки ТПБЛ утворюють з пластин, які вільно посаджені на кінці валиків, внутрішні ланки яких утворюються внутрішніми пластинами і валиками, а зовнішні ланки утворюються зовнішніми пластинами і теж валиками. Одним із найважливіших параметрів пластинчастих конвеєрних ланцюгів є точність контактних кроків внутрішніх і зовнішніх ланок, яка забезпечує нормальний спосіб зачеплення шарнірів ланцюга із зубами зірочок зовнішніх ланок і нормальні умови експлуатації.

#### **Розмірний аналіз контактних кроків ПТБЛ з вільно встановленими в отвори пластин співвісними валиками.**

Для визначення характеристик розсіювання і допусків на контактні кроки внутрішніх і зовнішніх ланок ПТБЛ з вільно встановленими в отвори пластин співвісними валиками скористаємось конструктивною схемою поданою на рис.4.9.

На основі теорії розмірних ланцюгів контактний крок внутрішньої ланки визначиться із залежності

$$t_{\epsilon} = A_{нл.в} - 0,5d_{c1} + 0,5(d_{нл.в.1} - d_1) + 0,5(d_{нл.в.2} - d_2) + 0,5d_{c2}; \quad (4.49)$$

де  $A_{нл.в}$  – міжцентрова віддаль отворів внутрішньої ланки;

$d_{c1}$  і  $d_{c2}$  – відповідно діаметри середньо циліндричної ступені валиків на першому і другому шарнірах;

$d_{нл.в.1}$  і  $d_{нл.в.2}$  – діаметри лівого і правого отворів внутрішньої пластини на

першому і другому шарнірах, відповідної.

$d_1$  і  $d_2$  – діаметри кінцевих циліндричних ступенів валиків першого і другого шарнірів відповідно.

Члени правої частини рівняння (4.49) є випадковими незалежними величинами з нормальним законом розподілу.

Запишемо формули для визначення математичного сподівання  $M(t_g)$ , яке приблизно рівне середньому значенню  $\bar{t}_g$  контактного кроку внутрішньої ланки та дисперсії розсіювання  $D(t_g)$  величини  $t_g$ .

$$M(t_g) \approx \bar{t}_g = \varphi [M(A_{нл.г}) - 0,5M(d_{c1}) + 0,5M(d_1) + 0,5M(d_{нл.г.2}) - 0,5M(d_2) + 0,5M(d_{c2})] \quad (4.50)$$

$$D(t_g) = \sum_{i=1}^7 \left( \frac{d\varphi}{dt_i} \right)^2 D(t_i), \quad (4.51)$$

де члени правої частини рівняння (4.51) в квадратних дужках є математичні сподівання складових з рівняння (4.50);  $\left( \frac{d\varphi}{dt_i} \right)$  – коефіцієнт впливу  $i$ -ї складової ланки розмірного ланцюга на дисперсію розсіювання  $D(t_i)$  величини  $t_g$ ;

$D(t_i)$  – дисперсія розсіювання  $i$ -ї складової ланки –

Врахувавши, що у (4.68)  $M(d_{c1}) = M(d_{c2}) = M(d_c) \approx \bar{d}_c$ .

$M(A_{нл.г}) \approx \bar{A}_{нл.г.}$ ;

$M(d_{нл.г.1}) = M(d_{нл.г.2}) = M(d_{нл.г}) \approx \bar{d}_{нл.г.}$

$M(d_1) = M(d_2) = M(d) \approx d$ ;

$\bar{A}_{нл.г.}$  – середнє значення міжцентрової віддалі отворів внутрішніх пластин;

$\bar{d}_{нл.г.}$  і  $d$  – відповідно середні значення діаметрів середньої ступені валиків, отворів внутрішніх пластин і циліндричних поверхонь кінцевих ступенів валиків, отримаємо

$$M(t_g) \approx \bar{t}_g = \bar{A}_{нл.г.} + \bar{d}_{нл.г.} - \bar{d}. \quad (4.52)$$

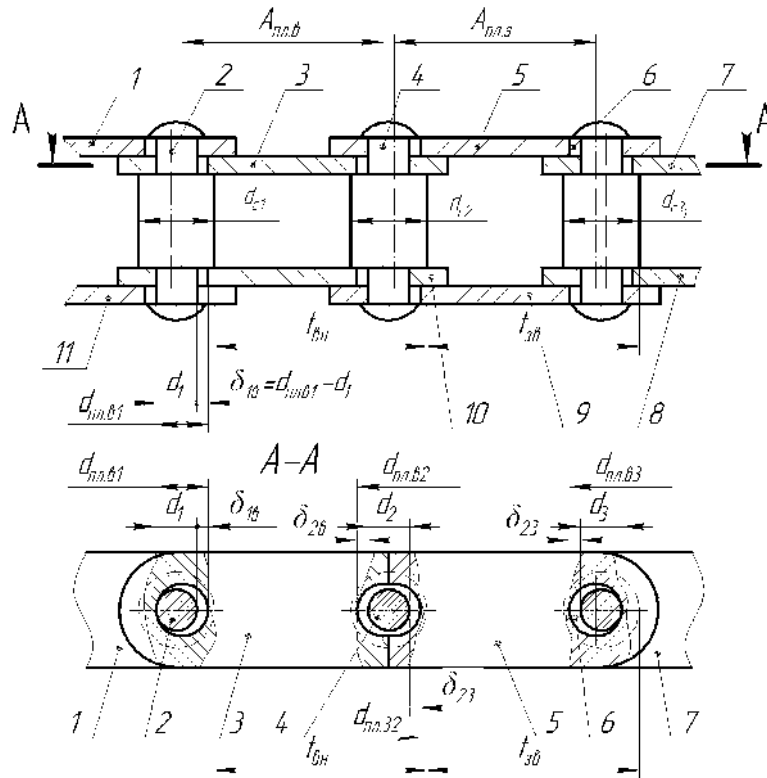


Рисунок 4.9. Конструктивна схема пластинчастого тягового без втулкового ланцюга з вільно посадженими кінцями валів в отворах пластин: 1, 5, 9, 11 – зовнішні пластини; 3, 7, 8, 10 – внутрішні пластини; 2, 4, 6 – валики

Взявши до уваги те, що дисперсія випадкової величини  $y=ax$ , де  $a$  – не випадкова величина, а  $x$  – випадкова величина рівна

$$D(y) = a^2 D(x) \text{ і врахувавши, що дисперсії } D(d_{c1}) = D(d_{c2}) = D(d_c);$$

$$D(d_{нл.в.1}) = D(d_{нл.в.2}) = D(d_{нл.в.});$$

$$D(d_1) = D(d_2) = D(d); \text{ рівняння (4.51) набуде виду}$$

$$D(t_6) = D(A_{пл.в.}) + 0,5[D(d_c) + D(d_{нл.в.}) + D(d)] \quad (4.53)$$

Густина розподілу  $f(t_6)$  контактного кроку внутрішньої ланки ПТБЛ як випадкової величини з нормальним законом розподілу буде рівна

$$f(t_6) = \left\{ \sqrt{2\pi} \sqrt{D(A_{нл.в.}) + 0,5[D(d_{нл.в.}) + D(d)]} \right\}^{-1} \times \exp \left[ - \frac{(t_{6i} - (\bar{A}_{нл.в.}) + \bar{d}_{нл.в.} - \bar{d})^2}{2[D(A_{нл.в.}) + 0,5[D(d_c) + D(d_{нл.в.}) + D(d)]]} \right] \quad (4.54)$$

Прийнявши, що поле допуску для нормального закону розподілу замикаючої ланки  $\delta_3 = 6\sigma$ ; тут  $\sigma$  - середньоквадратичне відхилення і виразивши значення дисперсій, що стоять у правій частині рівняння (4.52)

через поля допусків відповідних складових, отримаємо поле допуску для внутрішнього контактної кроку

$$\delta(t_g) = \sqrt{\delta^2(A_{nl.g.}) + 0,5[\delta^2(d_c) + \delta^2(d_{nl.g.}) + d^2(d)]}, \quad (4.55)$$

де  $\delta(A)$ ,  $\delta(d_c)$ ,  $\delta(d_{nl.g.})$  і  $\delta(d)$  – відповідно поля допусків на міжцентрову віддаль отворів, діаметри середньої циліндричної ступені, отворів у внутрішніх пластинах і кінцевих циліндричних ступеней валиків.

Аналіз залежностей (4.53) і (4.55) показує наступне. По-перше, при збільшенні  $d$  середнє значення  $\bar{t}_g$  зменшується і при досягненні умови  $\bar{d}_{nl.g.} = \bar{d}$  з'єднання, кінцева циліндрична ступень валика – внутрішня пластина, стає беззасторожним і середнє значення контактної кроку стає рівним середньому значенню міжцентрової віддалі отворів внутрішніх пластин, тобто  $\bar{t}_g = \bar{A}_{nl.g.}$ . По-друге. На величину поля допуску  $\delta(t_g)$  контактної кроку внутрішньої ланки найбільший вплив здійснює точність міжцентрової віддалі отворів і в меншій точності діаметрів середньої циліндричної ступені валиків, отворів внутрішніх пластин і діаметрів кінцевих циліндричних ступенів валиків.

Використавши регламентовані значення допусків на контактний крок в залежності від його величини і кількості ланок у вимірювальному відрізьку і прийнявши, що допуски на контактні кроки внутрішніх і зовнішніх ланок рівні можна записат

$$K\bar{t}_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{nl.g.}) + [\delta^2(d_2) + \delta^2(d_{nl.g.}) + \delta^2(d)]}, \quad (4.56)$$

де  $K$  – граничне відхилення кроку від номіналу в %;

$t_n$  – номінальне значення кроку ланцюга.

Отримана залежність (4.56) дає можливість з врахуванням інтервалів розмірів встановлювати допуски на розмірні параметри, які формують внутрішні контактні кроки ПТБЛ.

Контактний крок зовнішньої ланки на основі конструктивної схеми (рис.6.13) визначиться із залежності

$$t_3 = A_{nl.3.} - 0,5d_{c2} + 0,5(d_{nl.3.2} - d_2) + 0,5(d_{nl.3.3} - d_3) + 0,5d_{c3} ; \quad (4.57)$$

де  $A_{nl.3.}$  – міжцентрова віддаль отворів зовнішніх пластин;

$d_{c2}$  і  $d_{c3}$  – відповідно діаметри середньої циліндричної ступені валиків на

другому і третьому шарнірі , які входять у зовнішні ланки;

$d_{нл.3.2}$  і  $d_{нл.3.3}$  – відповідно діаметри лівого і правого отворів зовнішньої пластини на другому і третьому шарнірах ;

$d_2$  і  $d_3$  – відповідно діаметри кінцевих циліндричних ступенів валиків другого і третього шарнірів.

Аналіз залежностей (4.49) і (4.57) показує, що ці формули в математичному відношенні ідентичні тільки в (4.57) введені параметри, що формують контактний крок зовнішніх ланок ПТБЛ.

Провівши операції аналогічні при розгляді характеристик контактної кроку внутрішніх ланок отримаємо залежності для визначення:

середнього значення контактної кроку зовнішніх ланок

$$\bar{t}_3 = \bar{A}_{нл.3} + \bar{d}_{нл.3} - \bar{d}, \quad (4.58)$$

де  $\bar{A}_{нл.3}$  – середнє значення міжцентрової віддалі отворів зовнішніх пластин ;

$\bar{d}_{нл.3}$  – середні значення діаметру отворів зовнішніх пластин.

Дисперсії розсіювання випадкової величини  $t_3$

$$D(t_3) = D(A_{нл.3}) + 0,5[D(d_c) + D(d_{нл.3}) + D(d)], \quad (4.59)$$

де  $D(A_{нл.3})$  – дисперсія розсіювання міжцентрової віддалі отворів зовнішніх пластин.

По аналогії з густиною розподілу  $\phi(t_3)$  контактної кроку зовнішніх пластин (4.53) виразиться залежністю

$$\begin{aligned} \phi(t_3) = & \left\{ \sqrt{2\pi} \sqrt{D(A_{нл.3}) + 0,5[D(d_c) + D(d_{нл.3}) + D(d)]} \right\}^{-1} \times \\ & \times \exp \left[ - \frac{[t_{3i} - (\bar{A}_{нл.3} + \bar{d}_{нл.3} - \bar{d})]^2}{2[D(A_{нл.3}) + 0,5D(d_c) + D(d_{нл.3}) + D(d)]} \right]. \end{aligned} \quad (4.60)$$

а допуск на контактний крок зовнішніх ланок аналогічно (4.53) визначиться за формулою

$$\delta(t_3) = \sqrt{\delta^2(A_{нл.3}) + 0,5[\delta^2(d_c) + \delta^2(d_{нл.3}) + d^2(d)]}. \quad (4.61)$$

де  $\delta(A_{нл.3})$  і  $(\delta_{нл.3})$  – відповідно поля допусків на міжцентрову віддаль і діаметри отворів у зовнішніх пластинах.

Врахувавши, що  $\delta(t_3) = Kt_n$  залежність (4.61) набуде кінцевого виду

$$Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{nl.3}) + 0,5[\delta^2(d_c) + \delta^2(d_{nl.3}) + d^2(d)]}. \quad (4.62)$$

Припустивши, що міжцентрові віддалі отворів внутрішніх і зовнішніх пластин, діаметри отворів цих пластин є однакової точності, тобто  $\delta(A_{nl.6}) = \delta(A_{nl.3}) = \delta(A_{nl.})$  і  $\delta(d_{nl.6}) = \delta(d_{nl.3}) = \delta(d_{nl.})$ , а залежності (4.56), (4.57), (4.61) і (4.63) можна звести до виду

$$\delta(d_g) = \delta(d_3) = Kt_n = \sqrt{\delta^2(A_{nl.}) + 0,5[\delta^2(d_c) + \delta^2(d_{nl.}) + d^2(d)]}. \quad (4.63)$$

Таким чином, аналізуючи (4.63) можна зробити висновки, що для ПТБЛ, в яких пластини з'єднані з валиками із зазором допуск на контактні кроки внутрішніх і зовнішніх ланок можуть бути прийняті однаковими і на їх величину найбільший вплив має точність міжцентральної віддалі отворів пластин.

**Розмірний аналіз контактних кроків із комбінованими варіантами спряжень (натяг-зазор) співвісні валики-отвори пластин.**

При цьому розглянемо два варіанти: перший – розмірний аналіз контактних кроків ПТБЛ здійснюється при умові коли кінцеві циліндричні ступені валиків вільно встановлені в отвори внутрішніх пластин і з натягом в отвори зовнішніх пластин співвісними валиками, і другий – коли розмірний аналіз контактних кроків ПТБЛ здійснюється при умові, коли кінцеві циліндричні ступені валиків вільно встановлені в отвори зовнішніх пластин і з натягом в отвори внутрішніх пластин.

Розглянемо перший варіант.

Варіант спряження валиків з отворами пластин, при якому валики встановлені вільно в отвори внутрішніх пластин із натягом в отвори зовнішніх, поданий на рис. 4.10.

На основі теорії розмірних ланцюгів контактний крок внутрішньої ланки визначиться із залежності

$$t_g = A_{nl.g.} - 0,5d_{c1} + 0,5(d_{nl.g.1} - d_1) + 0,5d_{c2} + 0,5(d_{nl.g.2} - d_2). \quad (4.64)$$

Члени правої частини рівняння (4.64) є випадкові незалежні величини з нормальним законом розподілу. Приймаємо гіпотезу, що величина  $t_g$  теж буде випадкова і підпорядкована нормальному закону Гаусса.

Для визначення математичного сподівання  $M(t_g)$ , яке приблизно

рівне середньому значенню  $\bar{t}_6$ , та дисперсії випадкової величини  $t_6-D(t_6)$

$$M(t_6) \approx \bar{t}_6 = M(A_{нл.6}) - 0,5M(d_{c1}) + 0,5Md_{нл.6.1} - 0,5M(d_1) + 0,5M(d_{c2}) + 0,5M(d_{нл.6.2}) - 0,5M(d_2) \quad (4.65)$$

$$D(t_6) = \sum_{i=1}^7 \left( \frac{d\varphi}{dt_i} \right) D(t_i). \quad (4.66)$$

Враховавши, що у (6.65)  $M(A_{нл.6}) \approx \bar{A}_{нл.6}$ ;

$$0,5 M(d_{c1}) = 0,5M(d_{c2}) = 0,5M(d_c) \approx 0,5\bar{d}_c$$

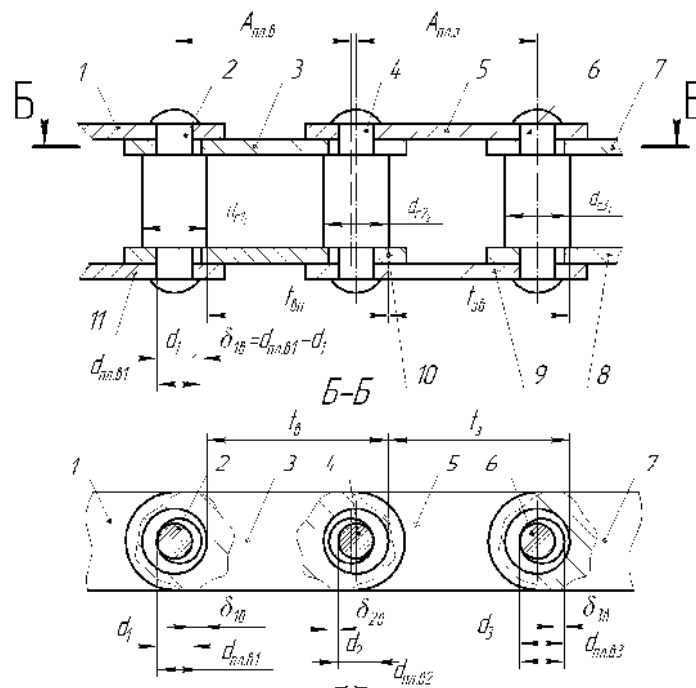


Рисунок 4.10. Розрахункова схема для визначення полів допусків на контактні кроки ПТБЛ із спів вісниками ступенями валиків кінці яких вільно встановлені в отвори внутрішніх і з натягом в отвори зовнішніх пластин: 1,5,8,11 – зовнішні пластини; 2,4,6 – валики; 3,7,8,10 – внутрішні пластини

$$0,5M(d_{нл.6.1}) = 0,5M(d_{нл.6.2}) = 0,5M(d_{нл.6.}) \approx 0,5\bar{d}_{нл.6.}$$

$$0,5M(d_1) = 0,5M(d_2) = 0,5M(d) \approx 0,5\bar{d};$$

Отримаємо

$$\bar{t}_6 = \bar{A}_{нл.6} + \bar{d}_{нл.6} - \bar{d}. \quad (4.67)$$

Взявши до уваги, що  $D(d_{c1}) = D(d_{c2}) = D(d_c)$ ;

$$D(d_{нл.6.1}) = D(d_{нл.6.2}) = D(d_{нл.6.});$$

$$D(d_1) = D(d_2) = D(d),$$

$$\text{будемо мати } D(t_6) = D(A_{нл.6}) + 0,5D(d_c) + 0,5D(d_{нл.6.}) + 0,5D(d). \quad (4.68)$$



Густина розподілу величини  $t_d - \oint(t_e)$  виразиться залежністю

$$\oint(t_e) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sqrt{D(A_{нл.е.}) + 0,5D(d_c) + D(d_{нл.е.}) + 0,5D(d)}} \times \exp\left[\frac{t_{ei} - (\bar{A}_{нл.е.} + \bar{d}_{нл.е.} - \bar{d})^2}{2[D(A_{нл.е.}) + 0,5D(d_c) + 0,5D(d_{нл.е.}) + 0,5D(d)]}\right] \quad (4.69)$$

а допуск на контактний крок з врахуванням буде рівний

$$Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{нл.д}) + 0,5[\delta^2(d_c) + \delta^2(d_{нл.д}) + \delta^2(d)]}. \quad (4.70)$$

Виходячи із технологічних міркувань, враховуючи, що  $d_{нл.е.}$  і  $d$  належать до одного інтервалу розмірів, можемо прийняти, що ці параметри доцільно виконувати одного квалітету, тобто  $\delta^2(d_{нл.е.}) = \delta^2(d) = \delta^2(d_0)$ , рівняння (4.71) набуде виду

$$Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{нл.е.}) + 0,5[\delta^2(d_c) + 2\delta^2(d_0)]}, \quad (4.71)$$

де  $d_0$  – приведений діаметр отворів пластин і кінцевих циліндричних ступеней валиків.

Аналіз залежностей (4.65), (4.66), (4.70) і (4.71) показує, що на точність контактного кроку внутрішніх ланок ПТБЛ з вільно встановленими в отвори внутрішніх пластин і з натягом в отвори зовнішніх пластин співвісними валиками, в першу чергу найбільший вплив має точність міжцентрових отворів (у 2 рази більше впливає ніж точність діаметрів середніх ступеней валиків і отворів пластин). При досягненні умови  $d_{нл.е.} = d$  середнє значення внутрішнього кроку буде рівне середньому значенню міжцентровій віддалі отворів внутрішніх пластин.

Контактний крок зовнішньої ланки, використавши рис. 4.10 виразиться залежністю

$$t_3 = A_{нл.з.} - 0,5d_{c2} + 0,5d_{c3}, \quad (4.72)$$

де  $A_{нл.з.}$  – міжцентрова віддаль отворів зовнішніх пластин;  $d_{c2}$  і  $d_{c3}$  – відповідно діаметри циліндричної поверхні середньої ступені валиків на другому і третьому шарнірах.

Середнє значення  $\bar{t}_3$  і дисперсія  $D(t_3)$  величини  $t_3$  подамо залежностями

$$\bar{t}_3 = \bar{A}_{нл.з.} - 0,5\bar{d}_{c2} + 0,5\bar{d}_{c3}, \quad (4.73)$$

$$D(t_3) = D(A_{nl.3}) + 0,25D(d_{c2}) + 0,25D(d_{c3}) \quad (4.74)$$

де  $D(A_{nl.3})$ ;  $D(d_{c2})$  і  $D(d_{c3})$  відповідно дисперсії розсіювання міжцентрової віддалі отворів зовнішніх пластин і дисперсії розсіювання діаметрів середньої циліндричної поверхні валиків на другому і третьому шарнірах .

Допуск на контактний крок зовнішньої ланки, аналогічно попередньому подамо у вигляді  $Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{nl.3}) + 0,5\delta^2(d_c)}$  .

Враховуючи, що  $\bar{d}_{c2} = d_{c3}$   $D(d_{c2}) = D(d_{c3}) = D(d_c)$  залежності (4.73) і (4.74) набудуть виду  $\bar{t}_3 = \bar{A}_{nl.3}$

$$D(t_3) = D(A_{nl.3}) + 0,5D(d_c) \quad (4.74)$$

Густина розподілу випадкової величини  $t_3$  виразиться залежністю

$$f(t_3) = \left[ \sqrt{2\pi} \sqrt{D(A_{nl.3}) + 0,5D(d_c)} \right]^{-1} \times \exp - (t_{31} - \bar{A}_{nl.3})^2 / 2[D(A_{nl.3}) + 0,5D(d_c)]. \quad (4.75)$$

А допуск на контактний крок буде рівний

$$Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{nl.3}) + 0,5\delta^2(d_c)}. \quad (4.76)$$

Аналіз отриманих залежностей показує, що при такому варіанті з'єднання валиків із отворами пластин середнє значення контактного кроку зовнішніх ланок рівне середньому значенню міжцентрової віддалі отворів зовнішніх пластин, а на величину допуску контактного кроку зовнішніх ланок найбільший вплив має точність міжцентрової віддалі отворів зовнішніх пластин.

Другий варіант.

Розрахункова схема для визначення полів допусків на контактні кроки внутрішніх і зовнішніх ланок ПТБЛ, в яких циліндричні кінцеві ступені валиків встановлені вільно в отвори зовнішніх пластин і з натягом в отвори внутрішніх – подана на рис. 4.11.

За аналогією раніше поданого контактний крок внутрішніх ланок виразиться залежністю

$$t_6 = A_{nl.6} - 0,5d_{c1} + d_{c2}. \quad (4.77)$$

Його середнє значення  $\bar{t}_6$  і дисперсія розсіювання  $D(t_6)$  будуть

відповідно рівні

$$\bar{t}_e = \bar{A}_{нл.е.} \quad (4.78)$$

$$D(t_e) = D(A_{нл.е.}) + 0,5D(d_c). \quad (4.79)$$

Густина розподілу випадкової величини  $t_e$  буде рівна

$$f(t_e) = \frac{1}{\sqrt{2\pi[D(A_{нл.е.}) + 0,5D(d_c)]}} \quad (4.80)$$

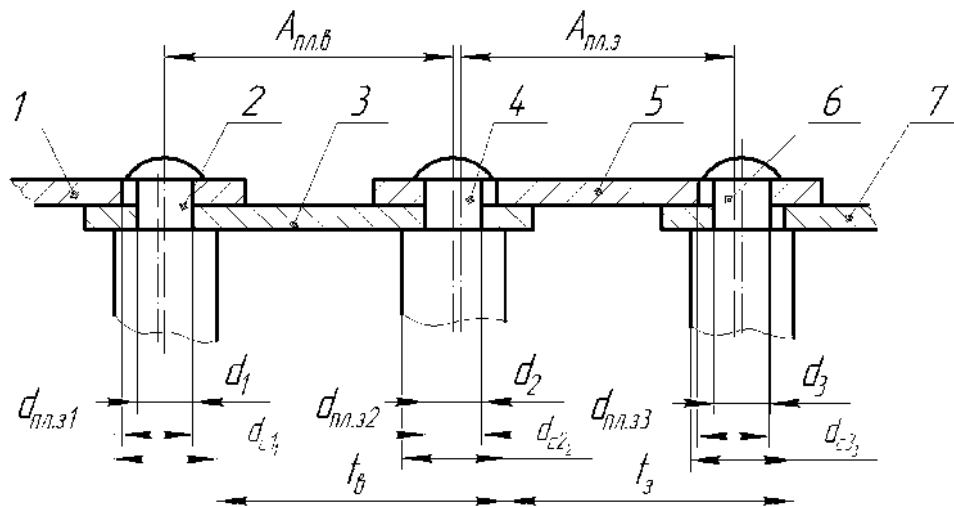


Рисунок 4.11. Розрахункова схема для визначення полів допусків на контактні кроки при з'єднанні співвісних валиків ПТБЛ з отворами внутрішніх пластин з натягом, а з отворами зовнішніх пластин із зазором: 1,5 – зовнішні пластини; 2,4,6, - валики; 3,7 – внутрішні пластини

Допуск на контактний крок внутрішньої ланки виразиться залежністю

$$Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{нл.з}) + 0,5\delta^2(d_c)} \quad (4.81)$$

Контактний крок  $t_3$  зовнішніх ланок ПТБЛ, використавши розрахункову схему подану на рис.4.11 буде рівний

$$t_3 = A_{н.з.} - 0,5d_{c2} + 0,5(d_{нл.з.} - d_2) + 0,5d_{c3} + 0,5(d_{нл.з.3} - d_3) \quad (4.82)$$

Здійснивши перетворення і спростивши аналогічно рівнянням (4.50) і (4.66) отримаємо: середнє значення  $\bar{t}_3$  контактного кроку

$$\bar{t}_3 = \bar{A}_{нл.3} + \bar{d}_{нл.3} - \bar{d}_1 . \quad (4.83)$$

Дисперсія розсіювання випадкової величини  $t_3$

$$D(t_3) = D(A_{нл.3}) + 0,5[D(d_c) + D(d_{нл.3}) + D(d)]. \quad (4.84)$$

Густина розподілу випадкової величини  $t_3$  буде рівна

$$\begin{aligned} \oint(t_3) = & \frac{1}{\sqrt{2\pi[D(A_{нл.3}) + 0,5D(d_c) + D(d_{нл.3}) + D(d)]}} \times \\ & \times \exp\left[-\frac{(t_3 - (\bar{A}_{нл.3} + \bar{d}_{нл.3} - \bar{d}))^2}{2[D(A_{нл.3}) + 0,5D(d_c) + D(d_{нл.3}) + D(d)]}\right]. \end{aligned} \quad (4.85)$$

Допуск на контактний крок зовнішньої ланки аналогічно (4.70) буде

$$Kt_n \geq \sqrt{\delta^2(A_{нл.3}) + 0,5[\delta^2(d_c) + \delta^2(d_{нл.3}) + \delta^2(d)]}. \quad (4.86)$$

Отримані формули, які дозволяють, в залежності від вибраного варіанта спряжень ступінчастих валиків із отворами пластин, призначити допуски на розмірні параметри валиків і пластин. Здійснено вперше у імовірнісному аспекті аналіз точності контактних кроків ТПБЛ з різними варіантами спряжень ступінчастих співвісних валиків з отворами пластин. Встановлено, що найбільший вплив на точність контактних кроків ТПБЛ, незалежно від варіанту спряження валиків із отворами пластин, має точність міжцентрової віддалі отворів і складання пластин, а також методи визначення несучої здатності приводних роликів і тягових пластинчастих ланцюгів.

## РОЗДІЛ 5

### ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ

#### 5.1. Методика дослідження динамічного процесу у вітках трубчастого скребкового конвеєра

##### 5.1.1. Вплив геометричних, кінематичних та фізико-механічних параметрів на власні коливання робочого органу.

Отримані у пп. 3.1.1 та 3.1.2 математичні моделі динамічного процесу віток скребкового конвеєра є нелінійними диференціальними рівняннями з частинними похідними другого порядку та неоднорідними лінійними крайовими умовами. До того:

- а) коефіцієнти при старших похідних є змінними величинами;
- б) рівняння містять мішані похідні лінійної та часової змінних.

Все це створює значні труднощі аналітичного дослідження динамічних процесів розглядуваного класу систем. На сьогодні відсутні точні аналітичні методи інтегрування отриманих диференціальних рівнянь. В той же час, чисельне інтегрування їх не дає відповіді на багато важливих із інженерної практики питань таких як:

- 1). Залежність частоти власних коливань робочого органу трубчастого скребкового конвеєра від швидкості пересування сипкого середовища, його амплітуди, фізико-механічних властивостей матеріалу;
- 2). Умови існування резонансних коливань за дії періодичного збурення на систему;
- 3) Залежність резонансних коливань, а значить і максимальних динамічних зусиль робочого органу від кінематичних, геометричних та фізико-механічних параметрів, стійкість процесу.

Саме аналітичні розв'язки є базою для вирішення вказаних задач. Із наведеного випливає актуальність та практична цінність аналітичного (навіть за фізично обґрунтованих обмежень) розв'язання поставленої проблеми.

До обґрунтованих обмежень, які дають змогу аналітично вирішити деякі задачі поставленої проблеми належать:

- маса робочого органу трубчастого скребкового конвеєра невідривно зв'язаною з сипким середовищем є повільно змінною функцією. Нижче, не зменшуючи загальності постановки задачі, будемо

вважати закон розподілу маси у змінних Лагранжа описується функцією

$$m(x) = m_0 + m_1 \cos\left(\frac{\pi}{2l}x + \varphi_0\right), \quad m_1 \ll m_0, \quad \varphi_0 - \text{сталі};$$

- максимальне значення сили опору є малим у порівнянні із лінійною складовою відновлюючої сили, тобто

$$\max R_i \left( \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t} \right) \ll \max EA \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2};$$

- матеріал каната має слабо виражені нелінійно пружні властивості, тобто,  $k \ll 1$ ;

- лінійні переміщення крайніх правих (вертикальних точок) є малими.

Наведене вище у сукупності дозволяє у диференціальні рівняння (3.9), (3.10), (3.16) ввести малий параметр та подати їх у вигляді

$$\frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial t \partial x_i} - \left( \frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2} = \mu f_i \left( u_i, \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, \vartheta \right) \quad (5.1)$$

де  $\mu = \frac{k}{m_0}$  – малий параметр,  $\vartheta = \frac{\pi}{l}Vt - \varphi_0$ , функції  $f_i \left( u_i, \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, \vartheta \right)$

приймають вигляд:

$$f_1(u_1, \dots, \vartheta) = \frac{1}{m_0} EA \left( k \left( \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} - \frac{1}{km_0} R_1 \left( \frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right) - \frac{m_1}{m_0} S(u_1(x, t)) \cos\left(\frac{\pi}{2l}(x_1 - Vt) + \varphi_0\right),$$

$$f_2(u_2, \dots, \vartheta) = \frac{1}{m_0} EA \left( k \left( \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} - \frac{1}{km_0} R_1 \left( \frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right) - \frac{m_1}{m_0} S(u_2(x_2, t)) \cos\left(\frac{\pi}{2l}(x_2 - Vt) + \varphi_0\right),$$

$$f_3(u_3, \dots, \vartheta) = \frac{1}{m_0} EA \left( k \left( \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_2(x_1, t)}{\partial x_2^2} - \frac{1}{km_0} R_1 \left( \frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right) - \frac{m_1}{m_0} S(u_3(x_3, t)) \cos\left(\frac{\pi}{2l}(x_2 - Vt) + \varphi_0\right) + \frac{m}{k} g \int_0^{x_3 - Vt} m_1(x) dx, \quad S(u(x, t)) = \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t \partial x}$$

Отримані нелінійні диференціальні рівняння відрізняються лише крайовими умовами та правими частинами, які пропорційні малому параметру  $\mu$ . Такі системи називають системами із малою нелінійністю. Для них найбільш ефективними методами дослідження є методи в основу котрих покладені основні ідеї методів збурень [147], в т. ч. асимптотичні

методи нелінійної механіки. Базою для їх застосування є існування у явному вигляді розв'язку відповідних незбурених ( $\mu = 0$ ) крайових задач, тобто розв'язку рівняння.

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t \partial x} - \left( \frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = 0 \quad (5.2)$$

за однорідних крайових умов

$$u(x,t)|_{x=0} = 0, \quad (5.3)$$

$$u(x,t)|_{x=L} = 0.$$

*Примітка.* Незбурені рівняння, які відповідають (5.1) відрізняються тільки індексами, тому у (5.2) та крайових умовах (5.3) вони опущені.

На перший погляд, знайти аналітичний розв'язок вказаних рівнянь не становить значних труднощів. Однак для інтегрування рівнянь вказаного типу не можна застосувати відомі класичні методи Фур'є та Д'Аламбера. Перешкодою для їх застосування є наявність у рівнянні (5.2) мішаної похідної за часовою та лінійною змінними ( $\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t \partial x}$ ). Ця похідна

враховує вплив сталої складової швидкості поздовжнього руху на динамічний процес. Одночасно нехтування цим доданком у рівняннях руху може привести неточностей як при визначенні основних характеристик коливального процесу робочого органу трубчастого скребкового конвеєра, так і динамічних зусиль у ній. Тому нижче зупинимось коротко на використанні хвильової теорії руху [148] при дослідженні динаміки поздовжньо-рухомих суцільних середовищ.

Базою для визначення впливу наведеної множини параметрів на динамічний процес може служити розв'язок рівняння (5.2). Покажемо, що його можна подати у вигляді

$$u(x,t) = a[\cos(Kx + \Omega t + \varphi) - \cos(Nx - \Omega t - \varphi)], \quad (4.4)$$

де  $a, \varphi$  – сталі,  $K, N$  – хвильові числа прямої і відбитої хвиль,  $\Omega$  – власна частота процесу.

Якщо представлення (5.4) є розв'язком рівняння (5.2), то мають справджуватись дисперсійні співвідношення

$$\begin{aligned}\Omega^2 + 2VK\Omega - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2\right)K^2 &= 0, \\ \Omega^2 - 2VH\Omega - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2\right)H^2 &= 0\end{aligned}\quad (5.5)$$

та крайові умови (3.20). Вказані крайові умови еквівалентні тотожності

$$\cos(KL + \Omega t + \varphi) - \cos(HL - \Omega t - \varphi) \equiv 0. \quad (5.6)$$

Вона має справджуватись для довільного значення параметру  $t$ . Це рівнозначно тому, що коефіцієнти при  $\sin \Omega t$  та  $\cos \Omega t$  у виразі, який впливає із (5.6), рівні нулеві. Тобто

$$\begin{aligned}\cos KL - \cos HL &= 0, \\ \sin KL + \sin HL &= 0.\end{aligned}\quad (5.7)$$

Система тригонометричних рівнянь (5.7) зв'язує хвильові числа та параметр  $L$  формулою

$$K + H = \frac{2k\pi}{L}, \quad k = 1, 2, \dots \quad (5.8)$$

Дисперсійні співвідношення (5.6) разом із отриманою вище залежністю визначають невідомі хвильові числа та частоту процесу як функції геометричних, кінематичних та фізико-механічних параметрів у вигляді

$$K = \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA} \left( \sqrt{\frac{EA}{m_0}} + V \right)}, \quad H = \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA} \left( \sqrt{\frac{EA}{m_0}} - V \right)}, \quad \Omega = \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA} \left( \frac{EA}{m_0} - V^2 \right)}. \quad (5.9)$$

На рис.5.1 – рис. 5.3 представлено залежність хвильових чисел  $K$ ,  $H$  та частоти власних коливань  $\Omega$  від швидкості переміщення сипкого середовища  $V$  та довжини труби за різних значень параметрів  $L$  та  $m_0$ .



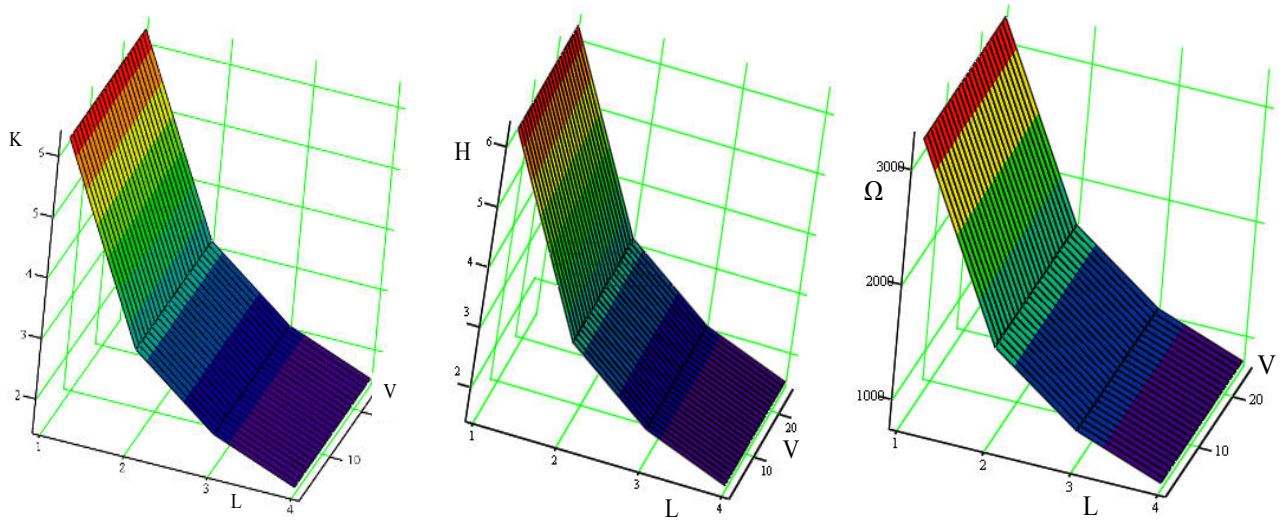


Рисунок 5.1. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби трубчастого скребоквого конвеєра при

$$m_0 = 15 \text{ кг/м}, E = 0.8 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2, d = 0.008 \text{ м}$$

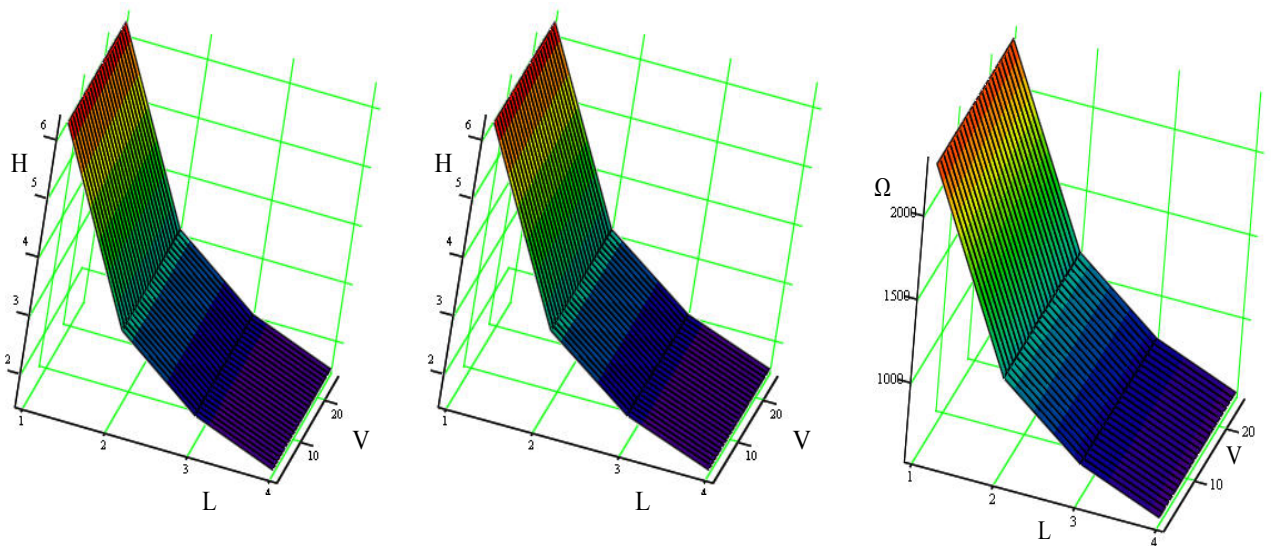


Рисунок 5.2. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби трубчастого скребоквого конвеєра при

$$m_0 = 30 \text{ кг/м}, E = 0.8 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2, d = 0.008 \text{ м}$$

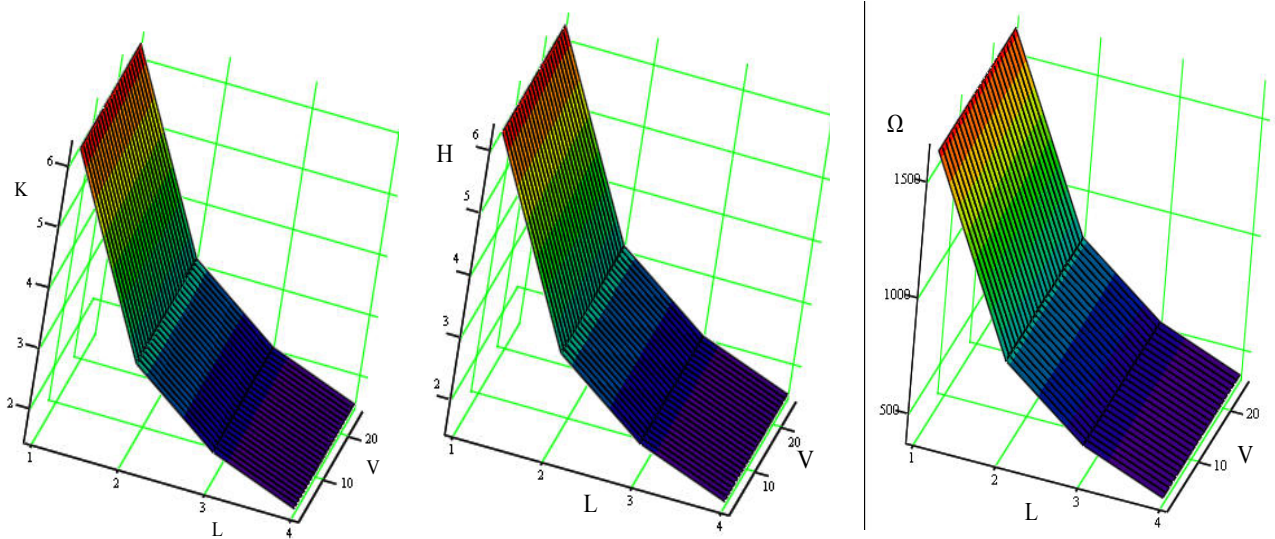


Рисунок 5.3. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби трубчастого скребкового конвеєра

при  $m_0 = 60 \text{ кг/м}$ ,  $E = 0.8 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ ,  $d = 0.008 \text{ м}$

Отримані графічні залежності показують:

по-перше, для більших значень швидкостей переміщення сипкого середовища в трубчастому скребковому конвеєрі хвильове число прямої хвилі є меншим, а для зворотної – більшим;

по-друге, власна частота робочого органу для більших значень швидкості її руху є меншою;

по-третє, що стосується погонної маси, то для більших її значень хвильові числа є більшими, а частота – меншою;

по-четверте, за швидкості руху робочого органу  $V = \sqrt{\frac{EA}{m_0}}$  проходить зрив коливань (частота поздовжніх коливань рівна нулеві).

Одночасно залежності (5.4) та (5.9) дозволяють представити одночастотні та багаточастотні динамічні процеси робочого органу відповідно у вигляді

$$u(x,t) = a \left\{ \cos \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left( \frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \left( \frac{\sqrt{m_0}x}{\sqrt{EA - \sqrt{m_0}V}} + t + \varphi \right) - \cos \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left( \frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \left( \frac{\sqrt{m_0}x}{\sqrt{EA - \sqrt{m_0}V}} - t - \varphi \right) \right\}$$

$$u(x,t) = \sum_{k=1} a_k \left\{ \cos \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left( \frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \left( \frac{\sqrt{m_0}x}{\sqrt{EA - \sqrt{m_0}V}} + t + \varphi_k \right) - \cos \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left( \frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \left( \frac{\sqrt{m_0}x}{\sqrt{EA - \sqrt{m_0}V}} - t - \varphi_k \right) \right\} \quad (5.10)$$

Відзначимо, параметри  $a_k$  та  $\varphi_k$  знаходяться із початкових умов і така задача може бути предметом окремого дослідження. Що стосується

одночастотного розв'язку (перше із наведених вище співвідношень), то він буде служити базою для дослідження впливу нелінійних сил (у тому числі й сили опору), крайових умов на динамічний процес робочого органу. Підставою для такого дещо спрощеного, із математичної сторони підходу, дає принцип одночастотності нелінійних коливань у механічних системах із зосередженими масами та розподіленими параметрами [132]. Такий розгляд коливань робочого органу, яка переміщає сипке середовище, дозволяє отримати залежності для оцінки впливу всього спектру чинників урахованих у математичній моделі на амплітуду та частоту її поздовжніх коливань.

### 5.1.2. Загальна методика визначення впливу нелінійних сил та крайових умов на поздовжні коливання робочого органу, яка переміщає (транспортує) сипке середовище

Як було наголошено вище, максимальне значення нелінійних сил у порівнянні із лінійною складовою відновлюючої сили є малою величиною, тобто величиною пропорційною  $\mu$ . Наведене, а також отримані вище результати, є базою для побудови асимптотичних наближень крайових задач (3.9), (3.11), (3.13); (3.10), (3.12); (3.13) та (3.17). Вказані наближення будуть визначати вплив нелінійних сил та крайових умов на закони зміни основних параметрів, які описують коливання відповідних віток робочого органу трубчастого скребкового конвеєра.

Зупинимось на загальній методиці знаходження впливу нелінійних сил на нелінійні коливання віток скребкового конвеєра за умови малих збурень крайових умов. Для цього подамо їх у більш загальному вигляді

$$\begin{aligned}
 u_i(x_i, t)|_{x_i=0} &= \mu g_{i0}(u(x_i, t), \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=0}, \\
 u_i(x_i, t)|_{x_i=L} &= \mu g_{iL}(u(x_i, t), \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=L}.
 \end{aligned}
 \tag{5.11}$$

Праві частини наведених вище співвідношень узгоджуються із правими частинами крайових умов (3.11), (3.13), (3.12), (3.13), (3.17), тобто

$$\begin{aligned}
g_{10}(u(x_1, t), \frac{\partial u(x_1, t)}{\partial x_1}, \frac{\partial u(x_1, t)}{\partial t})|_{x_1=0} &= 0, \\
g_{1L}(u(x_1, t), \frac{\partial u(x_1, t)}{\partial x_1}, \frac{\partial u(x_1, t)}{\partial t})|_{x_1=L} &= l(1 - \cos \alpha), \\
g_{2L}(u(x_2, t), \frac{\partial u(x_2, t)}{\partial x_2}, \frac{\partial u(x_2, t)}{\partial t})|_{x_2=0} &= -l(1 - \cos \alpha), \\
g_{2L}(u(x_2, t), \frac{\partial u(x_2, t)}{\partial x_2}, \frac{\partial u(x_2, t)}{\partial t})|_{x_2=L} &= -l(1 - \cos \alpha), \\
g_{3L}(u(x_3, t), \frac{\partial u(x_3, t)}{\partial x_3}, \frac{\partial u(x_3, t)}{\partial t})|_{x_3=0} &= -l(1 - \cos \alpha), \\
g_{3L}(u(x_3, t), \frac{\partial u(x_3, t)}{\partial x_3}, \frac{\partial u(x_3, t)}{\partial t})|_{x_3=L} &= 0.
\end{aligned}$$

Таким чином, поставлена задача звелась до інтегрування рівняння (3.18) за неоднорідних крайових умов (5.11). Для цього, перш за все, задачі із неоднорідними крайовими умовами замінами змінних

$$u_i(x_i, t) = v_i(x_i, t) + \mu w_i(x_i, t) \quad (5.12)$$

зведемо до більш простих - задач із однорідними крайовими умовами. Дійсно, якщо функції  $w_i(x_i, t)$  та  $v_i(x_i, t)$  є розв'язками диференціальних рівнянь

$$\frac{\partial^2 w_i(x_i, t)}{\partial x_i^2} = 0, \quad (5.13)$$

Та

$$\frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial t \partial x_i} - \left( \frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial x_i^2} = \mu F_i \left( v_i(x_i, t), \frac{\partial v_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, g \right), \quad (5.14)$$

і задовольняють відповідно крайові умови

$$w_i(x_i, t)|_{x_i=0} = \mu g_{i0}(v(x_i, t), \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial t})|_{x_i=0},$$

$$w_i(x_i, t)|_{x_i=L} = \mu g_{iL} \left( v(x_i, t), \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial t} \right)|_{x_i=L} \quad (5.15)$$

та

$$\begin{aligned} v(x, t)|_{x=0} &= 0, \\ v(x, t)|_{x=L} &= 0, \end{aligned} \quad (5.16)$$

то отримані таким способом функції  $u_i(x_i, t)$  будуть у першому наближенні задовольняти поставленій задачі із неоднорідними крайовими умовами.

Примітки:

1). У роботі розглядається перше наближення розв'язку задачі про коливання привідного робочого органу трубчастого скребкового конвеєра, тому під  $v_i(x_i, t)$  у правих частинах крайових умов (5.11) треба розуміти розв'язки відповідних незбурених задач;

$$2). \quad \text{Функції} \quad F_i \left( v_i(x_i, t), \frac{\partial v_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, \mathcal{G} \right), \quad \mathcal{G} = \frac{\pi}{2l} Vt - \varphi_0 \quad \text{у}$$

диференціальних співвідношеннях (5.14), як впливає із наведеної заміни змінних, мають вигляд

$$\begin{aligned} F_i \left( v_i(x_i, t), \frac{\partial v_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, \mathcal{G} \right) &= f_i \left( v_i(x_i, t), \frac{\partial v_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 v_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, \mathcal{G} \right) \\ &- \frac{\partial^2 w_i(x_i, t)}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 w_i(x_i, t)}{\partial t \partial x_i}. \end{aligned}$$

Знайти розв'язки крайових задач (5.9), (5.11), із урахуванням наведеного, не становить значних труднощів. Дійсно, безпосередньою перевіркою переконуємось, що функції  $w_i(x_i, t)$  мають вигляд

$$w_i(x_i, t) = g_{i0} \left( v(x_i, t), \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial t} \right)|_{x_i=0} + x_i g_{iL} \left( v(x_i, t), \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial x_i}, \frac{\partial v(x_i, t)}{\partial t} \right)|_{x_i=L}$$

Останнє дозволяє перейти до знаходження функцій  $v_i(x_i, t)$ . Для цього застосуємо загальні ідеї методів збурень, адже права його частина є пропорційна малому параметру. Найбільш простим із них та одночасно зручним для практичної реалізації є метод Ван-дер-Поля [140]. Необхідною умовою, для поширення його основної ідеї на досліджувані класи нелінійних динамічних систем, є описання у явному вигляді

динамічного процесу незбуреної ( $\mu = 0$ ) системи.

Нелінійні сили порушують, взагалі кажучи, вказану властивість системи. Тобто для збуреного випадку параметри  $a$  і  $\varphi$  будуть вже змінними величинами. На основні поставлені задачі дозволить дати відповідь основна ідея методу Ван-дер-Поля трансформована на випадок розглянутої крайової задачі. Її суть полягає у наступному: в першому наближенні розв'язок незбуреної крайової задачі (5.4) можна також трактувати і за розв'язок збуреної, із тією лише різницею, що нелінійні сили спричиняють малу зміну в часі основних параметрів, які описують динаміку процесу. Проблема полягає у тому, щоб знайти співвідношення, які визначають закони зміни вказаних параметрів у залежності від вигляду правої частини рівняння (5.14), тобто у залежності від вигляду аналітичної апроксимації нелінійних сил, маси сипкого середовища, що переміщується в трубчастому скребковому конвеєрі та ін.

### 5.1.3. Методика дослідження динамічного процесу ланцюгового конвеєра, який транспортує зернову масу.

Нижче будемо вважати, що маса досліджуваної системи є неперервною функцією лінійної змінної, більше того її з достатнім ступенем точності можна описати залежністю  $m(x) = m_0 + m_1 \cos\left(\frac{\pi}{2l}x + \varphi_0\right)$  ( $m_0, m_1, \varphi_0$  - сталі), причому  $m_0 \gg m_1$ . Це дозволяє диференціальне рівняння (3.37) представити у змінних Ейлера у вигляді

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - \eta^2 \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x}\right)^V \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = \mu f\left(x, \vartheta, \frac{\partial u(x,t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2}\right), \quad (5.17)$$

де  $\eta^2 = \frac{EA(\nu + 1)}{m_0}$ ,  $\vartheta = \frac{\pi V}{2l}t + \varphi_0$ ,  $\mu f\left(x, \vartheta, \frac{\partial u(x,t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2}\right)$  - відома

функція:

$$\mu f\left(x, \vartheta, \frac{\partial u(x,t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2}\right) = -m_1 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} \cos\left(\frac{\pi}{2l}(x - Vt) + \varphi_0\right) - m(x) \left(2V \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2}\right) - \frac{1}{m_0} R \left(\frac{\partial u}{\partial t}\right).$$

Отримане рівняння (5.17) за умови  $V \ll \eta^2$  (у роботі розглядається саме такий випадок – випадок обмеженої швидкості) аналогічне (3.10). Різниця вказаних рівнянь полягає у наступному:

а) для рівняння (3.15) параметр  $\nu$  змінюється в межах  $-1 < \nu < 0$ , а для рівняння (5.14) -  $\nu > 0$ ;

б) для рівняння (3.15) крайові умови однорідні вигляду (5.14), для рівняння (5.17) неавтономного типу (5.16).

Однак наведені відмінності не можуть бути основою (базою, перепоною) для обмеження застосування загальних положень викладених у п. 5.1.3 для дослідження динаміки системи привідний ланцюг – зернова маса. Для цього у рівнянні (5.17) зробимо заміну змінних відповідно до співвідношення

$$u(x,t) = U(x,t) + \mu w(x,t). \quad (5.18)$$

Нехай двічі диференційована за обома змінними функція  $w(x,t)$  є розв'язком диференційованого рівняння

$$\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} = 0, \quad (5.19)$$

та задовольняє крайові умови  $w(x,t)|_{x=0} = 0$ ,  $w(x,t)|_{x=L} = \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \cos^2 \frac{V}{l} t$ . Тоді функція  $U(x,t)$  повинна бути розв'язком рівняння та задовольняти однорідні крайові умови  $U(x,t)|_{x=0;L} = 0$ .

$$\frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial t^2} - \eta^2 \left( \frac{\partial U(x,t)}{\partial x} \right)^\nu \frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial x^2} = \mu \left[ f \left( x, \vartheta, \frac{\partial U}{\partial t}, \frac{\partial^2 U}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} \right) - \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right], \quad (5.20)$$

Рівняння (3.17) за наведених вище неоднорідних крайових умов не становить значних труднощів:  $w(x,t) = \left(\frac{D}{2l}\right)^2 x \cos^2 \frac{V}{L} t$ , а значить, підставивши у праву частину рівняння (5.13) на місце  $\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}$  відповідний вираз отримаємо вже крайову задачу для неавтономного рівняння (5.13) за однорідних крайових умов, що і треба було показати.

Наведене у сукупності дозволяє основні результати, які отримані для

неавтономного рівняння (3.15) за однорідних крайових умов, використати для рівняння (5.13) за аналогічних крайових умов. Наведемо нижче тільки основні результати, які стосуються коливань системи привідний ланцюг – зернова маса:

- власна частота коливань системи -  $\Omega_n(a)$

$$\Omega_n(a) = \sqrt{\frac{EA(\nu+1)}{m_0} \left(\frac{\Pi_x}{L}\right)^{\nu+2} a^\nu}, \quad (5.21)$$

- умова існування резонансних коливань -  $\frac{\Pi}{\Omega_n(a)} = \frac{\pi d}{V}$ .

Останнє співвідношення дозволяє визначити амплітуду коливань привідного ланцюга за якої (при заданій швидкості транспортування зерна) мають місце резонансні коливання системи

$$a_p = \left(\frac{\Pi V}{\pi d} \sqrt{\frac{m_0}{EA(\nu+1)}}\right)^{\frac{2}{\nu}} \left(\frac{L}{\Pi_x}\right)^{\frac{\nu+2}{\nu}} \quad (5.22)$$

та обернена залежність - швидкість транспортування зерна, за котрої (при заданій амплітуді коливань ланцюга) мають місце резонансні коливання

$$V = \sqrt{\frac{EA(\nu+1)}{m_0} \left(\frac{\Pi_x}{L}\right)^{\frac{\nu+2}{2}} \frac{\pi d}{\Pi} a^{\frac{\nu}{2}}}. \quad (5.23)$$

На рис. 5.4 представлено залежність власної частоти системи привідний ланцюг конвеєрної лінії – зерно від параметрів системи та амплітуди; на рис. 5.5 – амплітуди резонансних коливань вказаної системи від швидкості переміщення зерна.



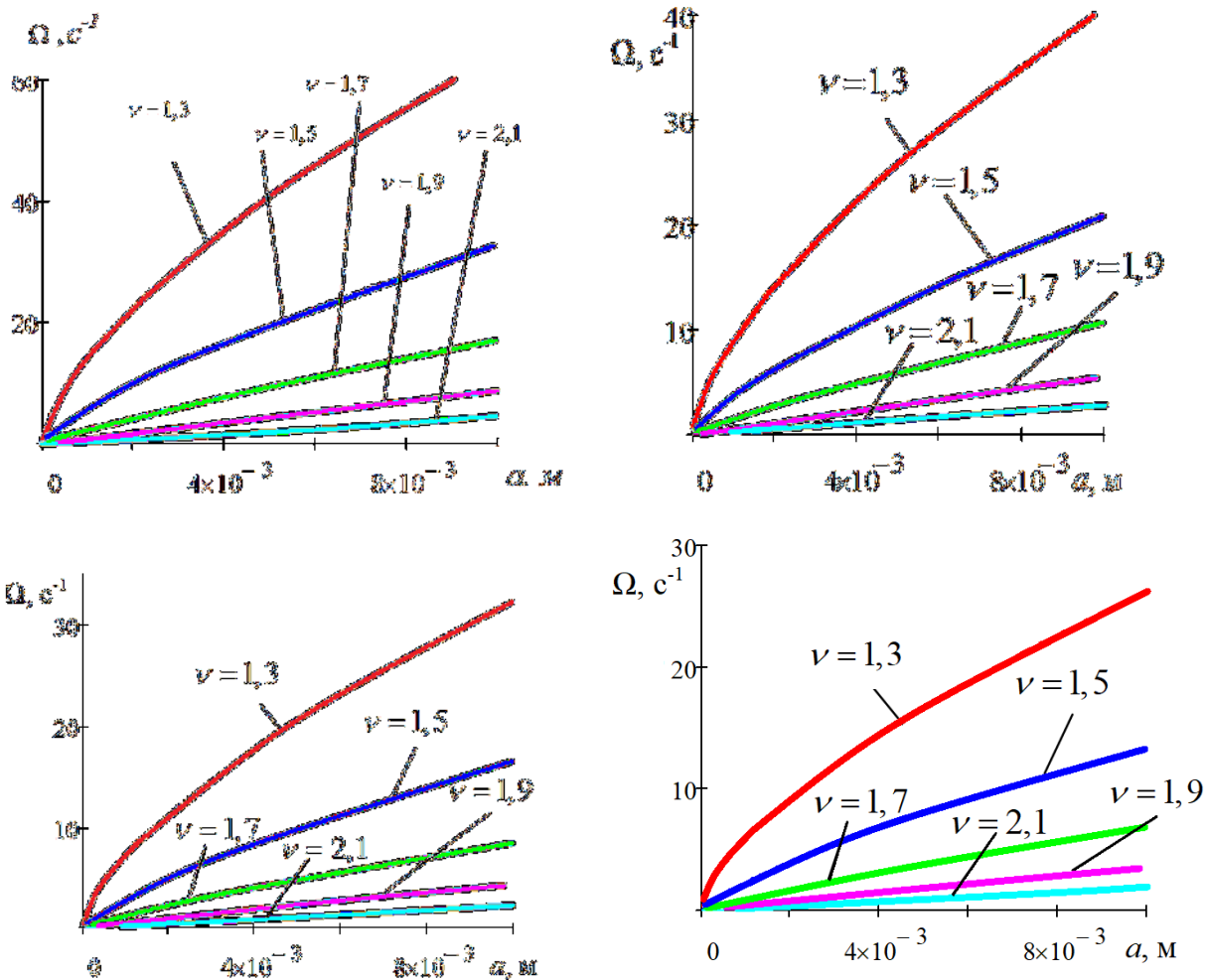


Рисунок 5.4. Залежність власної частоти коливань системи ланцюговий привід конвеєра – зернова маса за різних значень параметрів та погонних мас 10; 25; 40; 60кг/м ( $E = 1,9 \cdot 10^{11} H / i^2$ ;  $d = 0.1i$  )

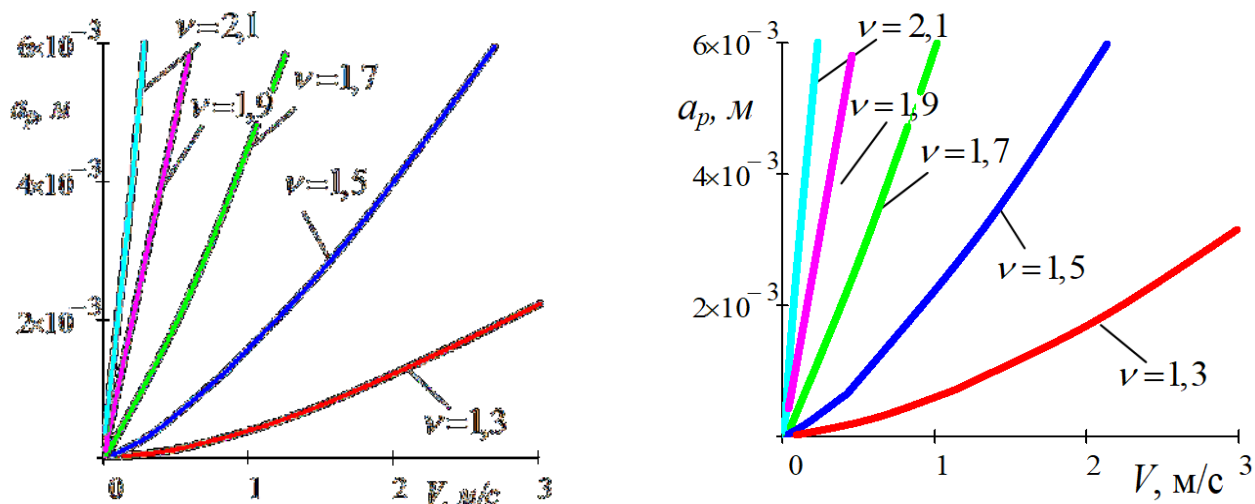


Рисунок 5.5. Залежність амплітуди резонансу системи ланцюговий привід конвеєра – зернова маса від швидкості руху привідного ланцюга за таких параметрів та погонних мас 25; 40кг/м ( $E = 1,9 \cdot 10^{11} H / i^2$ ;  $d = 0.1i$  )

Із отриманих результатів випливає, що для привідних ланцюгів

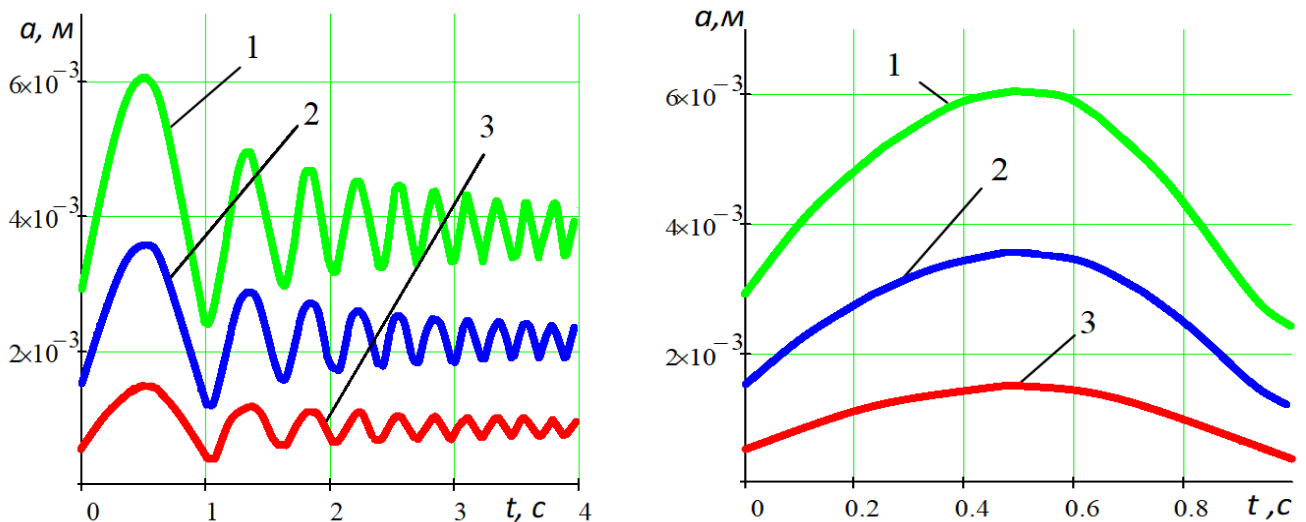
конвеєра: - із більшим значенням параметру нелінійності  $\nu$  за фіксованої амплітуди власна частота коливань є меншою; - для одного і того ж ланцюга значення амплітуди резонансу для більших швидкостей транспортування зерна є більшим; - для ланцюгів із більшим показником параметру нелінійності  $\nu$  амплітуда резонансу переміщення зерна є більшою.

$$\frac{da}{dt} = -\frac{2\beta(\nu+2)^2 a}{(3\nu+4)\Pi\rho} \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} - \frac{\hat{H}\omega^2}{2Pa\rho\Omega(a)} \sin \vartheta, \quad (5.25)$$

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \alpha a^{\frac{\nu}{2}} \frac{\Pi}{\pi} \left(\frac{\Pi_x}{l}\right)^{\frac{\nu+2}{2}} - \omega - \frac{(\nu+2)^2 a^{-\frac{\nu}{2}} V^2}{(3\nu+4)\Pi_r P \alpha \left(\frac{k\Pi_x}{l}\right)^{\frac{\nu-2}{2}}} \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} + \frac{\check{H}\omega^2}{2Pa\rho\Omega(a)} \cos \vartheta, .$$

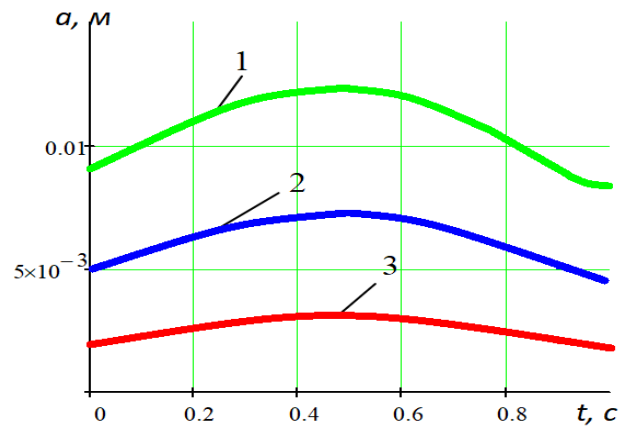
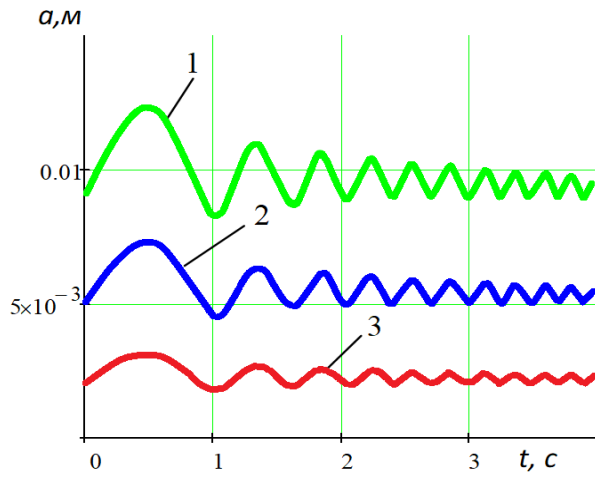
$$\text{де } \hat{H} = \frac{1}{2\Pi} \int_0^{2\Pi} sa(1, \nu+1, \psi) \sin\left(\frac{\pi}{\Pi} \psi\right) d\psi, \quad \check{H} = \frac{1}{2\Pi} \int_0^{2\Pi} ca(\nu+1, 1, \psi) \cos\left(\frac{\pi}{\Pi} \psi\right) d\psi .$$

Для визначення амплітуди переходу через резонанс, яка впливає із залежностей (5.10) описується для випадку головного резонансу співвідношеннями. для деяких значень параметрів представлено якісну та кількісну картину (рис. 5.6) переходу через головний резонанс.



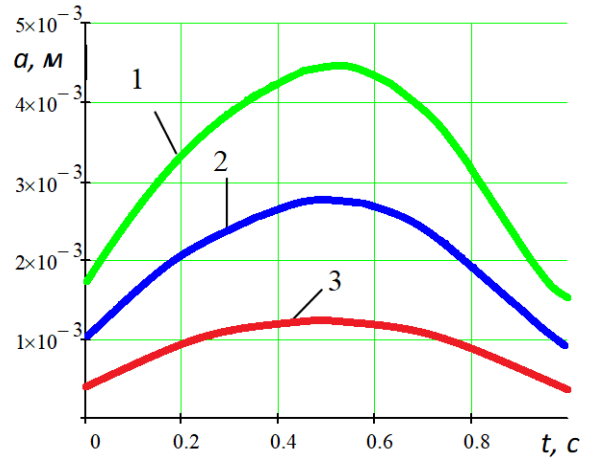
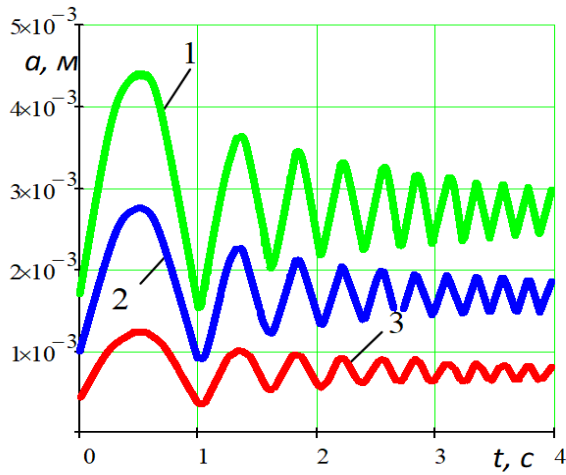
$$E = 2 \cdot 10^{11} \quad L = 20 \text{ м}, m_0 = 40 \text{ кг/м} \quad D = 0,1 \quad \nu = 1,3 \quad V_1 = 1 \text{ м/с} \quad V_2 = 2 \text{ м/с} \quad V_3 = 3 \text{ м/с} ;$$

$$1 - a_{01} = 5,64 \cdot 10^{-4} \text{ і} \quad 2 - a_{02} = 1,638 \cdot 10^{-3} \text{ і} \quad 3 - a_{03} = 3,057 \cdot 10^{-3} \text{ і} ,$$



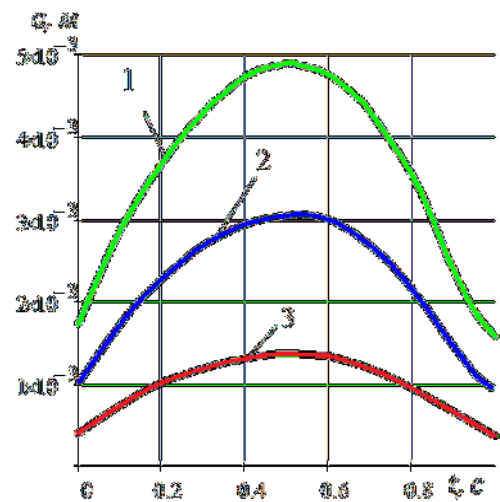
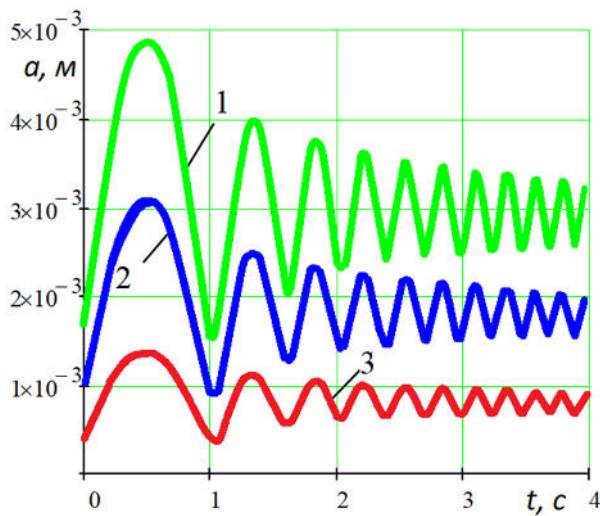
$$E=2 \cdot 10^{11} \quad L=20M, m_0=40\kappa z/m \quad l=0,2i \quad \nu=1,5 \quad 1-a_{p1}=5,64 \cdot 10^{-4} \quad 2-a_{p2}=1,638 \cdot 10^{-3} \quad 3-$$

$$a_{p3}=3,057 \cdot 10^{-3} \quad m, \quad V_1=1m/c \quad V_2=2m/c \quad V_3=3m/c$$



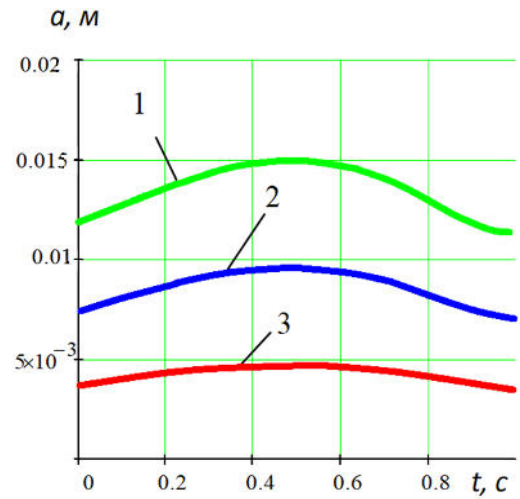
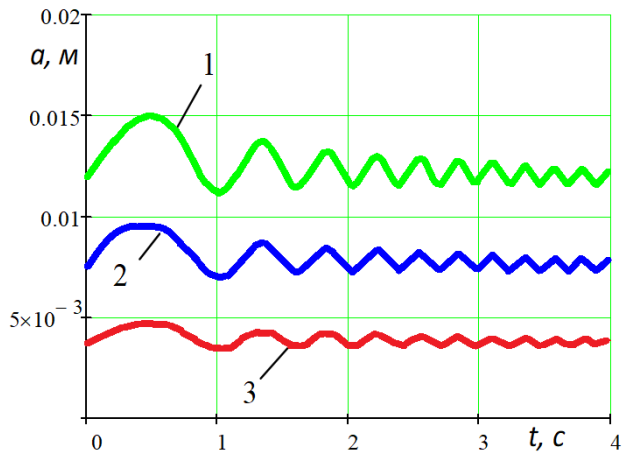
$$E=2 \cdot 10^{11}; \quad m_0=40\tilde{e}\tilde{a}/i; \quad V_1=1m/c; \quad V_2=2m/c; \quad V_3=3m/c; \quad l=0,2i$$

$$\nu=1,5; \quad 1-a_{p1}=4,171 \cdot 10^{-4} \quad 2-a_{p2}=1,0513810^{-3} \quad 3-a_{p3}=1,80510^{-3} \quad m \quad L=10M$$



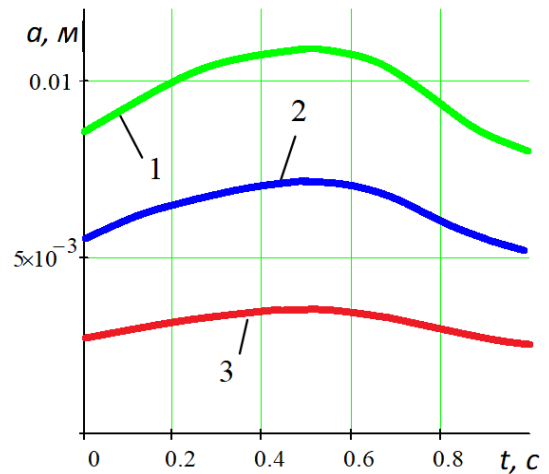
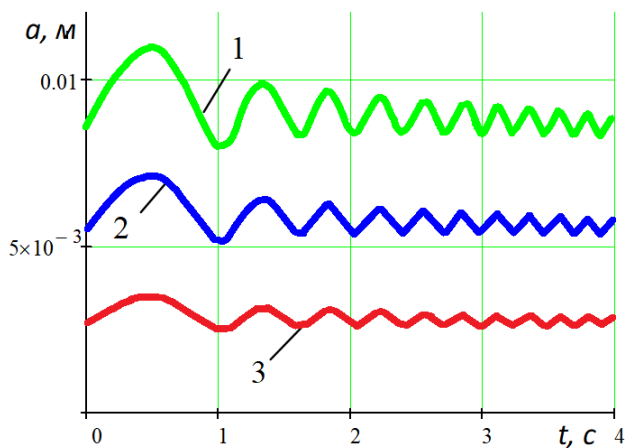
$$E=2 \cdot 10^{11}; \quad V_1=1m/c; \quad V_2=2m/c; \quad V_3=3m/c; \quad l=0,2i$$

$$\nu=1,5; \quad 1-a_{p1}=4,171 \cdot 10^{-4} \quad 2-a_{p2}=1,0513810^{-3} \quad 3-a_{p3}=1,80510^{-3} \quad m \quad L=10M, \quad m_0=60\kappa z/m$$



$$E = 2 \cdot 10^{11}; V_1 = 1 \text{ м/с}; V_2 = 2 \text{ м/с}; V_3 = 3 \text{ м/с};$$

$$\nu = 1,9 \quad l = 0,3 \text{ м} \quad 1 - a_{p1} = 4,171 \cdot 10^{-4} \text{ м} \quad 2 - a_{p2} = 1,05138 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad 3 - a_{p3} = 1,805 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad L = 10, \quad m_0 = 60 \text{ кг/м}$$



$$E = 2 \cdot 10^{11}; V_1 = 1 \text{ м/с}; V_2 = 2 \text{ м/с}; V_3 = 3 \text{ м/с};$$

$$\nu = 1,9 \quad l = 0,4 \text{ м} \quad 1 - a_{p1} = 2,803 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad 2 - a_{p2} = 5,823 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad 3 - a_{p3} = 8,923 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad L = 10, \quad m_0 = 60 \text{ кг/м}$$

Рисунок. 5.6. Закон зміни амплітуди коливань привідного ланцюга під час переходу через резонанс за різних значень параметрів

Представлені залежності показують, що амплітуда переходу через резонанс є більшою для:

- більших швидкостей руху привідного ланцюга конвеєра, що транспортує зерно;
- ланцюгів із більшим параметром нелінійності  $\nu$ ;
- зерна із більшою його погонною масою;
- більшою віддаллю між скребками.

Одночасно, амплітуда коливань ланцюга який транспортує зерно під час переходу через резонанс є меншою для менших довжин віток конвеєра

## 5.2. Програма і методика проведення експериментальних досліджень транспортно-технологічних механізмів та їх елементів

Для визначення впливу конструктивних параметрів (незалежних факторів  $x_i$ ) на продуктивність трубчастих скребкових конвеєрів, визначення величини максимального обертального моменту, травмування сипкого середовища, неоднорідність змішуваних сумішей ГРО.

Програма експериментальних досліджень передбачала наступні етапи:

- розробку та виготовлення експериментального устаткування для дослідження процесів транспортування з можливістю зміни параметрів виконуваного процесу;

- проведення досліджень продуктивності трубчастого скребкового конвеєра та оцінка впливу діаметра труби, коефіцієнта завантаження, лінійна швидкість транспортування на продуктивність, крутий момент транспортування сипких матеріалів;

- дослідження травмування зернового матеріалу в залежності від конструктивно параметрів трубчастого скребкового конвеєра провести на експериментальній установці;

Загальноживані методики та відомі методи статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних проводилося оброблення отриманих даних експериментальних масивів для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [150 151]. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у певній послідовності.

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих. Після кодування вхідних факторів складались план-матриці повного факторного експерименту (ПФЕЗ<sup>3</sup>) Отримані результати розрахунків зводили у таблиці результатів експериментальних досліджень. Оброблення отриманих результатів експериментів проводили за допомогою загальновідомі методики та аналізу проведених експериментальних досліджень [152].

При цьому функцію відгуку (параметр оптимізації) приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратного полінома. Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії  $b_i$  проводили за  $t$ - критерієм Ст'юдента. Перевірку адекватності вибраної математичної моделі експериментальним даним, тобто відповідність

математичної моделі реальному процесу, здійснювали за  $F$ -критерієм Фішера.

Для побудови та аналізу одержаних залежностей використовували пакет статистичної програми для ПК «Statistica 6.0». Аналіз випадковості процесу оцінювали за стандартними методиками, при цьому визначали математичну дисперсію випадкової величини  $D$ .

Залежність параметру оптимізації від зміни одного вхідного фактору, за постійного значення інших факторів, будували за допомогою пакета прикладної програми «Math Cad 6.0».

### 5.2.1 Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності трубчастого скребкового конвеєра

Для визначення впливу геометричних параметрів транспортування сипучого середовища та конструктивних параметрів конвеєра для його переміщення (незалежних факторів  $x_i$ ) на продуктивність (параметр оптимізації  $Q$ ) проведено повнофакторний експеримент ПФЕ -  $3^3$ , тобто визначення залежності продуктивності від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення  $\psi$ , внутрішнього діаметра труби  $D$ , м та лінійної швидкості транспортування  $\nu$  м/с, тобто  $Q=f(D, \psi, \nu)$ .

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих, що представлено в таблиці 5.1.

Дослідження продуктивності транспортування дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: лінійна швидкість транспортування  $\nu$ , м/с, внутрішній діаметр труби  $D$ , м, коефіцієнт заповнення  $\psi$ .

Таблиця 5.1

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур	код				
Внутрішній діаметр труби $D$ , м	$X_1$	$x_1$	0,02	0,06/-1	0,08/0	0,1/+1
Коефіцієнт заповнення $\psi$	$X_2$	$x_2$	0,2	0,3/-1	0,5/0	0,7/+1
Лінійна швидкість транспортування $\nu$ , м/с	$X_3$	$x_3$	0,11	0,12/-1	0,23/0	0,34/+1

### 5.2.2. Методика проведення експериментальних досліджень крутного моменту трубчастого скребкового конвеєра

Для визначення впливу геометричних параметрів транспортування сипучого середовища та конструктивних параметрів конвеєра для його переміщення (незалежних факторів  $x_i$ ) на крутний момент (параметр оптимізації  $T$ ) проведено повнофакторний експеримент ПФЕ -  $3^3$ , тобто визначення залежності крутний момент від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення  $\psi$ , внутрішнього діаметра труби  $D$ , м та лінійної швидкості транспортування  $v$  м/с, тобто  $T=f(D, \psi, v)$ .

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих, що представлено в таблиці 5.2.

Дослідження крутного моменту на привідній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме:

- лінійна швидкість транспортування  $v$ , м/с, який кодували індексом  $x_3$
- коефіцієнт заповнення  $\psi$ , який кодували індексом  $x_2$
- внутрішній діаметр труби  $D$ , м, який кодували індексом  $x_1$ .

Таблиця 5.2

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур	код				
Внутрішній діаметр труби $D$ , м	$X_1$	$x_1$	0,02	0,06/-1	0,08/0	0,1/+1
Коефіцієнт заповнення $\psi$	$X_2$	$x_2$	0,2	0,3/-1	0,5/0	0,7/+1
Лінійна швидкість транспортування $v$ , м/с	$X_3$	$x_3$	0,11	0,12/-1	0,23/0	0,34/+1

### 5.2.3 Методика проведення експериментальних досліджень травмування насінєвого матеріалу в трубчастому скребковому конвеєрі

Для величини травмування насінєвого матеріалу конструктивними параметрами (незалежних факторів  $x_i$ ) трубчастим скребковим конвеєром під час транспортування (параметр оптимізації  $T_{cm}$ ) розроблено методику проведення повнофакторного експерименту ПФЕ -  $3^3$ . Визначення травмування сипкого матеріалу проводилось від зміни трьох основних факторів: діаметра труби  $D$ , коефіцієнта завантаження конвеєра  $\varphi$  та швидкості руху каната  $v$ , тобто  $T_{cm} = f(D, \varphi, v)$ .

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 5.3. При побудові даної таблиці у якості вхідних змінних факторів ПФЕ  $3^3$  прийнято:

- діаметра труби  $D$ , який кодували індексом  $x_1$ ;
- коефіцієнта завантаження конвеєра  $\varphi$ , яку кодували індексом  $x_2$ ;
- швидкості руху каната  $v$ , яку кодували індексом  $x_3$ .

Таблиця 5.3

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для проведення експериментальних досліджень травмування насінєвого матеріалу при транспортуванні на трубчастому скребковому конвеєрі

Фактори	Позначення		Інтерв варію в.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код				
Внутрішній діаметр труби $D$ , м	$X_1$	$x_1$	0,02	0,06/-1	0,08/0	0,1/+1
Коефіцієнт заповнення $\psi$	$X_2$	$x_2$	0,2	0,3/-1	0,5/0	0,7/+1
Лінійна швидкість транспортування $v$ , м/с	$X_3$	$x_3$	0,11	0,12/-1	0,23/0	0,34/+1



## РОЗДІЛ 6. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ

### 6.1. Результати експериментальних досліджень продуктивності і крутного моменту транспортно-технологічної системи трубчастого скребкового конвеєра.

Трубчасті гнучкі канатні конвеєри впроваджують у різних галузях промисловості та сільському господарстві для транспортування однорідних сипких вантажів по криволінійних трасах. Вони економічно доцільні, оскільки дають змогу ефективно використовувати виробничі площі й транспортувати вантажі по трубі, яку можна прокласти по складній просторовій трасі з мінімальним травмуванням особливо насінєвих матеріалів і є екологічно чистим.

Динамічні системи, основні характеристики яких змінюються за певним законом вздовж їх довжини (площі, об'єму) носять назву систем із розподіленими параметрами. Їх рух описується рівняннями з частинними похідними за певних крайових умов. Канат транспортера, за допомогою якого переміщається сипке середовище можна вважати одновимірним тілом, маса якого змінюється вздовж довжини (рис.6.1).

Для випадку, коли рухом сипкого середовища відносно каната можна знехтувати, то цю масу можна вважати розподіленою вздовж каната. Всі точки нормальних поперечних перерізів системи сипке середовище – канат мають однакові кінематичні характеристики (за виключенням кутових областей). Вказане є підставою того, що досліджуваний об'єкт можна трактувати одновимірною механічною системою із розподіленими параметрами.

Для вказаних задач визначальними чинниками технологічного процесу є основні усереднені кінематичні характеристики динаміки сипкого середовища (амплітуда та частота). Тому у вказаних роботах показано, що сипке середовище за різних технологічних операцій можна розглядати як пружне тіло із деякими усередненими інтегральними характеристиками. У технологічному ж процесі транспортування сипкого середовища за допомогою рухомого каната із скребками, рух сипкого середовища відносно каната не становить, на наш погляд, ні теоретичної, ні практичної цінності.

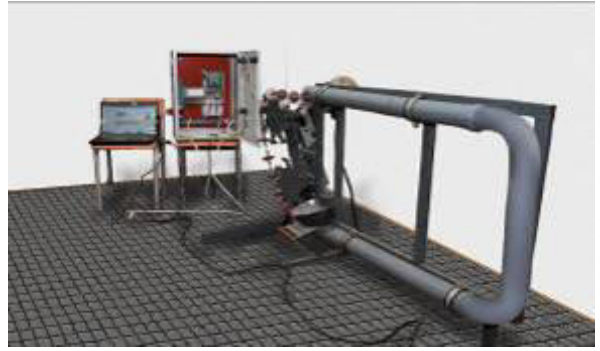
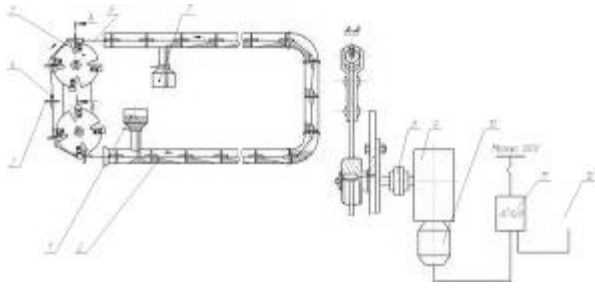


Рисунок 6.1. Експериментальна установка трубчастого скребкового конвеєра переміщення сипкого середовища

1 – привідна зірочка; 2 – робочий орган; 3 – муфта; 4 – редуктор; 5 – електродвигун; 6 – перетворювач частоти серії Altivar 7.1; 7 – персональний комп'ютер.

До того ж, переміщення частинок середовища відносно каната є незначними. З огляду на вказане, нижче відносним рухом сипкого середовища відносно каната будемо нехтувати і вважати його невідривно зв'язаним із канатом. Це у сукупності дозволяє розглядати динаміку технологічного процесу переміщення сипкого середовища як динаміку одновимірного тіла із нерівномірно розподіленою вздовж своєї довжини масою. За масу одиниці довжини вказаного умовного тіла (сипке середовище та каната) слід розуміти сумарну масу самого каната та сипкого середовища. Таким чином, задачу про переміщення сипкого середовища за допомогою каната із скребками можна віднести до задачі динаміки одновимірної системи із розподіленими параметрами. Положення одновимірних систем із розподіленими параметрами при поздовжніх її коливаннях однозначно визначається функцією, яка описує деформацію умовної пружної матеріальної лінії в довільний момент часу. Для визначення вказаної функції умовно розглядається три ділянки каната: дві горизонтальні (верхня та нижня); і вертикальну. Основні характеристики (кінематичні та фізико-механічні) верхньої та нижньої віток каната однакові за виключенням лише величини сили натягу.

У зв'язку із можливістю значного зміщення електродвигуна 5 у поперечному та повздовжньому напрямі на даному стенді можна випробовувати канати різноманітної довжини і конфігурації. Під час досліджень проводилось підключення до електромережі, перетворювача частоти (ПЧ), ПК (рис.6.1.) та запускалась програма PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar 7.1. Також при потребі використовувались плавні і різкі пуски.

Ділянки каната між шайбами рекомендується покривати шаром

(1,5...2,0 мм) того самого матеріалу, з якого відліто скребки. Кінці каната з'єднують металевою рознімною шайбою і пружинним кільцем, а швидкість робочого органу трубчастого канатного конвеєра коливається в межах 0,1...1,25 м/с.

Дослідження із визначення продуктивності конвеєра проводились при транспортуванні таких матеріалів з відповідною об'ємною масою: горох – 700 кг/м<sup>3</sup>; пшениця – 760 кг/м<sup>3</sup>; кукурудза – 800 кг/м<sup>3</sup>; висівки – 250 кг/м<sup>3</sup> з вологістю, яка становить  $W=12...15\%$ , що дозволило побудувати аналітичні регресійні рівняння.

Для транспортування сипучого матеріалу по металевій трубі використано скребки, які виготовлено із поліаміду ПА-6 або ПА-12 з шорсткістю поверхні  $R_a \approx 2,5$  мкм. Такі скребки безпосередньо контактують із насінням і не травмують його, при цьому коефіцієнт тертя-ковзання по трубі складає  $f = 0,20$ , що створює менший крутний момент, ніж при застосуванні металевих скребоків, коефіцієнт тертя-ковзання яких досягає  $f = 0,60$ . Так, при транспортуванні висівки зменшення крутного моменту складає 3-12%, пшениці 7-15%, гороху і кукурудзи 3-5% для діапазону коефіцієнта заповнення сипучим матеріалом труби 0,3...0,7.

Для визначення впливу геометричних параметрів транспортування сипучого середовища та конструктивних параметрів конвеєра для його переміщення (незалежних факторів  $x_i$ ) на продуктивність і крутний момент (параметр оптимізації  $Q$  і  $T$ ) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення залежності продуктивності і крутного моменту від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення  $\psi$ , внутрішнього діаметра труби  $D$ , м та лінійної швидкості транспортування  $v$  м/с, тобто  $Q=f(D, \psi, v)$  і  $T=f(D, \psi, v)$ .

Оброблення отриманих даних експериментального масиву проведено за загальновідомими методиками та методами статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [152]. Для отримання регресійної моделі параметра оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у наступній послідовності.

Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто продуктивність  $Q^i = f(D, \psi, v)$  і крутний момент  $T^i = f(D, \psi, v)$ , визначені експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі

повного квадратичного полінома.

Дослідження продуктивності транспортування і визначення крутного моменту на привідній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: лінійна швидкість транспортування  $v$ , м/с, внутрішній діаметр труби  $D$ , м, коефіцієнт заповнення  $\psi$ . Для нормалізування послідовності дій при проведенні експерименту і досягнення необхідної точності при одночасному варіюванні всіх факторів було використано математичний метод планування експериментальних досліджень.

Загальний вигляд рівняння регресії продуктивності за результатами проведених ПФЕ 3<sup>3</sup> у кодованих величинах дорівнюють:

для транспортування гороху

$$Q_{\text{горох}} = -21,338 \cdot 10^3 v - 11,491 \cdot 10^3 \psi + 1,933 \cdot 10^3 + 85,250 \cdot 10^3 D \psi - 550 \cdot 10^3 D^2 + 18,264 \cdot 10^3 v^2 + 5,1 \cdot 10^3 \psi^2 + 160,454 \cdot 10^3 D v + 13,636 \cdot 10^3 \psi v + 45,620 \cdot 10^3 D \quad (6.1)$$

для транспортування пшениці

$$Q_{\text{пшениці}} = -450 \cdot 10^3 D^2 - 12,178 \cdot 10^3 \psi + 2,573 \cdot 10^3 - 21,416 \cdot 10^3 v + 5,975 \cdot 10^3 \psi^2 + 34,289 \cdot 10^3 D + 149,545 \cdot 10^3 D v + 13,545 \cdot 10^3 \psi v + 83,250 \cdot 10^3 D \psi + 19,173 \cdot 10^3 v^2 \quad (6.2)$$

для транспортування кукурудза

$$Q_{\text{кукурудза}} = 84,75 \cdot 10^3 D \psi - 13,383 \cdot 10^3 \psi - 21,141 \cdot 10^3 v + 17,52 \cdot 10^3 v^2 - 557,5 \cdot 10^3 D^2 + 13,818 \cdot 10^3 \psi v + 4,975 \cdot 10^3 \psi^2 + 162,727 \cdot 10^3 D v + 1,829 \cdot 10^3 + 46,397 \cdot 10^3 D \quad (6.3)$$

для транспортування висівки

$$Q_{\text{висівки}} = -10,896 \cdot 10^3 \psi - 20,568 \cdot 10^3 v + 18,181 \cdot 10^3 v^2 - 615 \cdot 10^3 D^2 + 5,2 \cdot 10^3 \psi^2 + 12,681 \cdot 10^3 \psi v + 156,363 \cdot 10^3 D v + 1,099 \cdot 10^3 + 60,561 \cdot 10^3 D + 77,25 \cdot 10^3 D \psi \quad (6.4)$$

Величини передавання максимального крутного моменту для різних сипучих матеріалів на експериментальній установці:

$$T_{\text{горох}} = -67,67 \psi - 70,54 v - 8,63 \psi v + 41,75 \psi^2 + 170 v^2 - 4,625 \cdot 10^3 D^2 - 100 D v - 9,94 + 0,673 \cdot 10^3 D \psi + 0,715 \cdot 10^3 D \quad (6.5)$$

$$T_{\text{пшениці}} = -71,23 \psi - 12,23 - 56,988 v + 0,745 \cdot 10^3 D \psi - 81,81 D v - 6,81 \psi v + 138,01 v^2 - 4,9 \cdot 10^3 D^2 + 44,5 \psi^2 + 0,756 \cdot 10^3 D \quad (6.6)$$

$$T_{\text{кукурудза}} = -72,36 v - 65,213 \psi + 39,75 \psi^2 + 0,164 \cdot 10^3 v^2 - 4,725 \cdot 10^3 D^2 - 8,18 \psi v - 10,07 + 0,72 \cdot 10^3 D \psi - 22,72 D v + 0,711 \cdot 10^3 D \quad (6.7)$$

$$T_{\text{двигателя}} = -68,29\psi - 9,17 - 66,1v - 45\psi v + 143,8v^2 + 41\psi^2 - 4,575 \cdot 10^3 D^2 + 0,713 \cdot 10^3 D\psi - 9,09Dv + 0,686 \cdot 10^3 D \quad (6.8)$$

Графічні значення залежностей для визначення продуктивності конвеєра і крутного моменту транспортування при використанні матеріалу (пшениця, горох, кукурудза, комбікорм) представлено на рис. 6.2-6.4. Для цього використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, за допомогою якого побудували графічне відтворення регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двовірних перерізів.

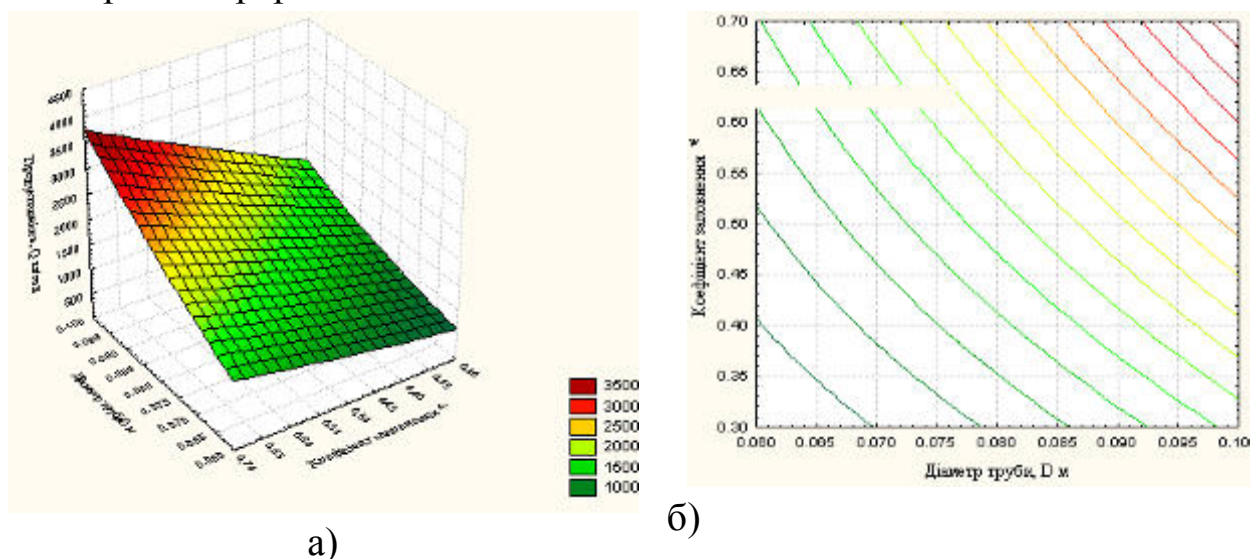


Рисунок 6.2. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності гороху  $Q_{\text{горох}}(D, \psi)$  від діаметра труби та коефіцієнта заповнення при швидкості  $v = 0,23$  м/с

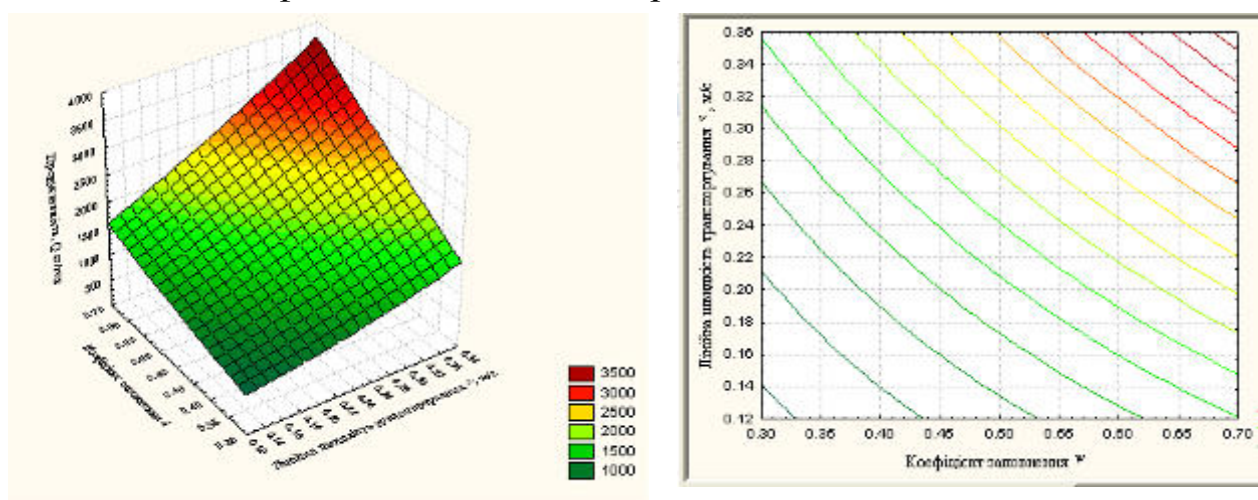


Рисунок 6.3. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності гороху  $Q_{\text{горох}}(\psi, v)$  від лінійної швидкості та коефіцієнта заповнення при діаметрі труби  $D = 0,08$  м



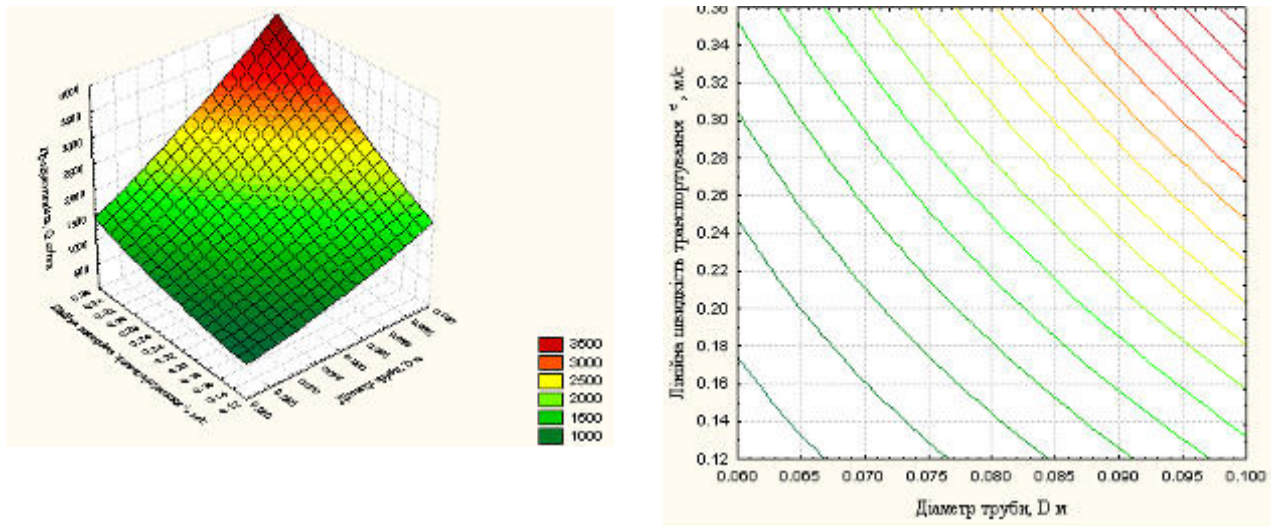


Рисунок 6.4. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності гороху  $Q_{\text{горох}}(D, v)$  від лінійної швидкості та діаметра труби при коефіцієнті заповнення  $\psi = 0,5$

З рис. 6.2-6.4 видно, що продуктивність трубчастого скребкового конвеєра для сипучого матеріалу (гороху, пшениці, кукурудзи) залежить від внутрішнього діаметра труби  $D$  і лінійної швидкості  $v$  і в меншій мірі коефіцієнта заповнення  $\psi$ . Отже, при збільшенні діаметра труби і швидкості продуктивність зростає і досягає 3100-5400 кг/год.

На рис. 6.5-6.8 зображено графічні залежності крутного моменту трубчастого скребкового конвеєра від внутрішнього діаметра  $D=0,06...0,1\text{м}$ , коефіцієнта заповнення  $\psi = 0,3...0,7$  при лінійній швидкості  $v=0,12...0,34\text{ м/с}$ .

Зерна кукурудзи через значні розміри в меншій мірі попадають між поверхнею скребка і поверхнею труби ніж при транспортуванні висівки, які попадають в зазор між внутрішньою поверхнею труби і зовнішньою поверхнею скребка, що досить гальмує процес транспортування, а при транспортуванні пшениці енерговитрати є найбільшими, оскільки еліпсоподібна форма зерна утворює так званий ефект заклинювання скребків, коли частина зерен попадає в зазор між скребком і трубою.

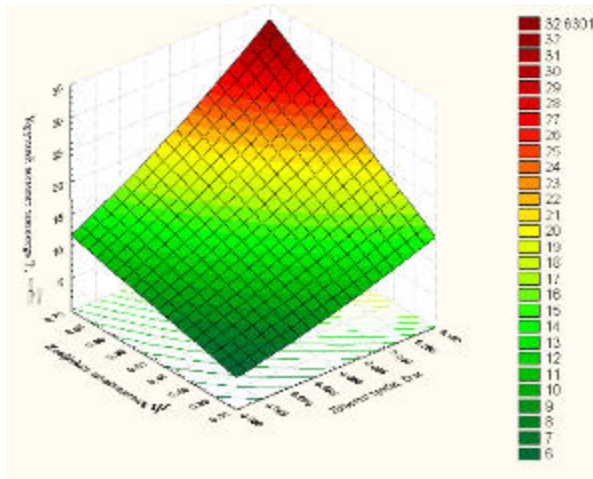


Рисунок 6.5. Залежність крутного моменту транспортування трубчастим скребковим конвеєром  $T_{\psi,D}^{Кукурудза}$  від внутрішнього діаметра труби  $D$  і коефіцієнті заповнення  $\psi$  при лінійній швидкості  $v=0,12\dots0,34$  м/с

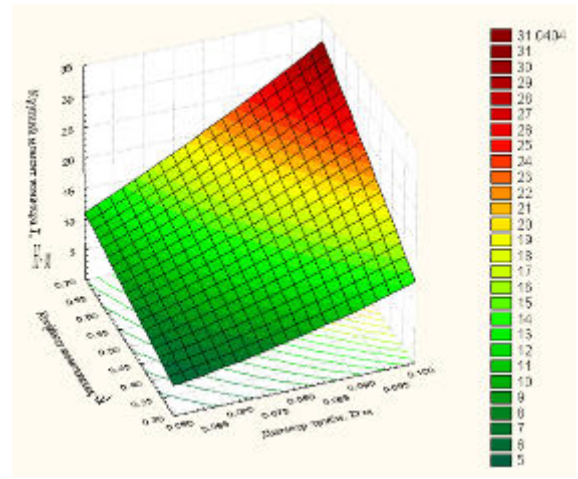


Рисунок 6.6. Залежність моменту транспортування трубчастим скребковим конвеєром  $T_{\psi,D}^{Пшениця}$  від внутрішнього діаметра труби  $D$  і коефіцієнті заповнення  $\psi$  при лінійній швидкості  $v=0,12\dots0,34$  м/с

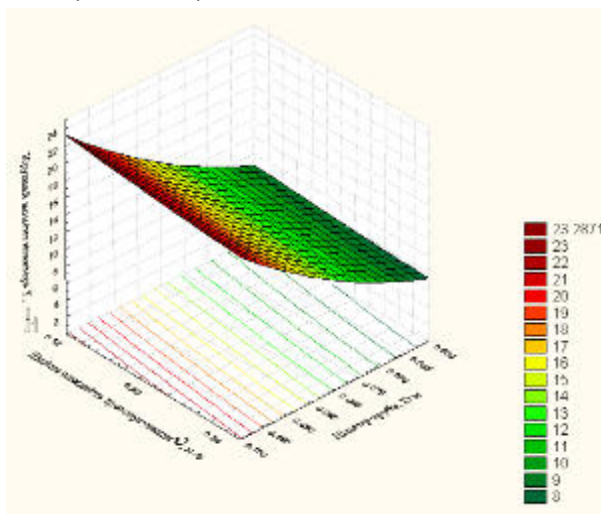


Рисунок 6.7. Залежність крутного моменту транспортування трубчастим скребковим конвеєром  $T_{v,D}^{Горох}$  від внутрішнього діаметра труби  $D$  і лінійній швидкості  $v$  при коефіцієнті заповнення  $\psi=0,5$

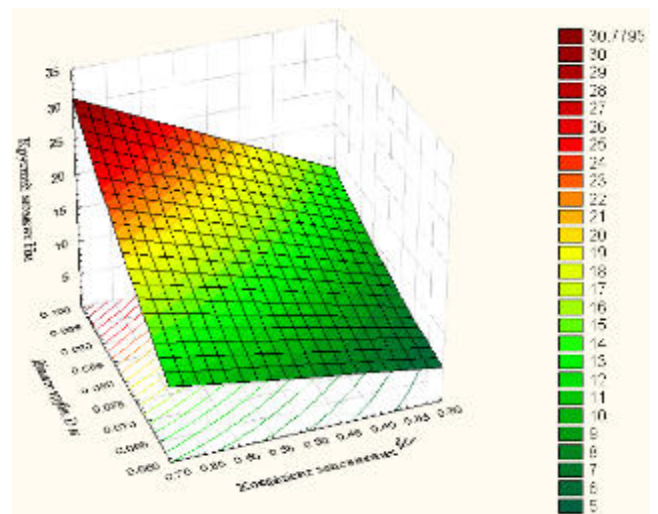


Рисунок 6.8. Залежність моменту транспортування трубчастим скребковим конвеєром  $T_{D,\psi}^{Висівки}$  від внутрішнього діаметра труби  $D$  і коефіцієнті заповнення  $\psi$  при лінійній швидкості  $v=0,12\dots0,34$  м/с

З рисунків 6.5-6.8 видно, що із збільшенням внутрішнього діаметра труби  $D=0,1$ м і при лінійній швидкості  $v=0,34$ м/с і коефіцієнті заповнення  $\psi=0,5$  крутний момент зменшується для транспортування сипучих матеріалів (кукурудза, горох, пшениця, висівки).

## 6.2 Результати експериментальних досліджень травмування насінного матеріалу трубчастим скребковим конвеєром

Для визначення ступеня пошкодження зернового матеріалу при його транспортуванні розробленим робочим органом гнучкого трубчастого скребкового конвеєра в мірну посудину, яка враховуючи розмірно геометричні параметри зерна вміщувала близько 100 зернин, перед переміщенням попередньо відбирали три проби зерна. Далі визначали кількість пошкоджених зернин і встановлювали відсоток пошкодженого зернового матеріалу перед його транспортуванням. Зерна з вибитим зародком не враховувались, а приймали до уваги лише подрібнені зерна.

За різницею кількості пошкоджених зерен до і після транспортування визначали ступінь пошкодження зернового матеріалу в залежності від змінних конструктивно-кінематичних параметрів робочого органу гнучкого трубчастого скребкового конвеєра. Зменшення травмування зерна під час транспортування трубчастим конвеєрами є одним із основних завдань при проектуванні таких конструкцій.

Оцінка травмування зерна здійснюється згідно методики представленої в ГОСТ Р52758-2007 “Погрузчики и транспортеры сельскохозяйственного назначения. Методы испытаний”.

Загальний вигляд рівняння регресії величини травмування зерна під час транспортування трубчастим конвеєром залежно від діаметра труби  $D$ , коефіцієнта завантаження конвеєра  $\varphi$  та швидкості руху каната  $v$ , тобто

$T_{см(x_1, x_2, x_3)} = f(D, \varphi, v)$  за результатами проведених ПФЕ  $3^3$  у кодованих величинах дорівнює:

- для транспортування гороху

$$\begin{aligned} T_{см(x_1, x_2, x_3)} = & 0,35 - 0,027x_1 - 0,025x_2 + 0,097x_3 + 0x_1x_2 - \\ & - 0,0025x_1x_3 + 0x_2x_3 - 0,004x_1^2 + 0,006x_2^2 - 0,004x_3^2; \end{aligned} \quad (6.9)$$

- для транспортування кукурудзи

$$\begin{aligned} T_{см(x_1, x_2, x_3)} = & 0,315 - 0,024x_1 - 0,023x_2 + 0,087x_3 + 0x_1x_2 - \\ & - 0,00225x_1x_3 + 0x_2x_3 - 0,0036x_1^2 + 0,0054x_2^2 - 0,0036x_3^2; \end{aligned} \quad (6.10)$$

- для транспортування пшениці



$$T_{cm(x_1, x_2, x_3)} = 0,28 - 0,022x_1 - 0,02x_2 + 0,078x_3 + 0x_1x_2 - \quad (6.11)$$

$$-0,002x_1x_3 + 0x_2x_3 - 0,0032x_1^2 + 0,0048x_2^2 - 0,0032x_3^2,$$

де  $x_1$  - кодоване значення діаметра труби;  $x_2$  - кодоване значення коефіцієнта завантаження конвеєра;  $x_3$  - кодоване значення швидкості руху каната.

Таблиця 6.1. Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_{12}$	$b_{13}$	$b_{23}$	$b_{11}$	$b_{22}$	$b_{33}$
горох	0,35	-0,027	-0,0025	0,097	0	-0,0025	0	-0,004	0,006	-0,004
кукурудза	0,315	-0,024	-0,0023	0,087	0	-0,00225	0	-0,0036	0,0054	- 0,0036
пшениця	0,28	-0,022	-0,002	0,078	0	-0,002	0	-0,0032	0,0048	- 0,0032

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (6.9-6.11) реальному експериментальному процесу проводили згідно методики [149], а після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- для транспортування гороху

$$T_{cm(D, \phi, v)} = 0,252 + 0,511D - 0,275\phi + 1,125v - 1,136Dv - 10D^2 + 0,15\phi^2 - 0,33v^2; \quad (6.12)$$

- для транспортування кукурудзи

$$T_{cm(D, \phi, v)} = 0,228 + 0,475D - 0,25\phi + 1,01v - 1,023Dv - 9D^2 + 0,135\phi^2 - 0,297v^2; \quad (6.13)$$

- для транспортування пшениці

$$T_{cm(D, \phi, v)} = 0,203 + 0,389D - 0,22\phi + 0,903v - 0,909Dv - 8D^2 + 0,12\phi^2 - 0,264v^2. \quad (6.14)$$

Отримані рівняння регресії (6.12-6.14) можуть бути використані для визначення величини травмування зерна  $T_{cm}$  під час транспортування трубчастим скребковим конвеєром залежно діаметра труби  $D$ , коефіцієнта завантаження конвеєра  $\phi$  та швидкості руху каната  $v$  при транспортуванні гороху, кукурудзи у таких межах зміни вхідних факторів:  $0,06 \leq D \leq 0,1$  (м);  $0,3 \leq \phi \leq 0,7$ ;  $0,12 \leq v \leq 0,34$  (м/с).

За допомогою прикладної програми побудували графічне

відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів величини травмування зерна  $T_{cm}$  як функцію від двох змінних факторів  $x_{i(1,2)}$  за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора  $x_{i(3)} = const$  (рис. 6.9- 6.11).

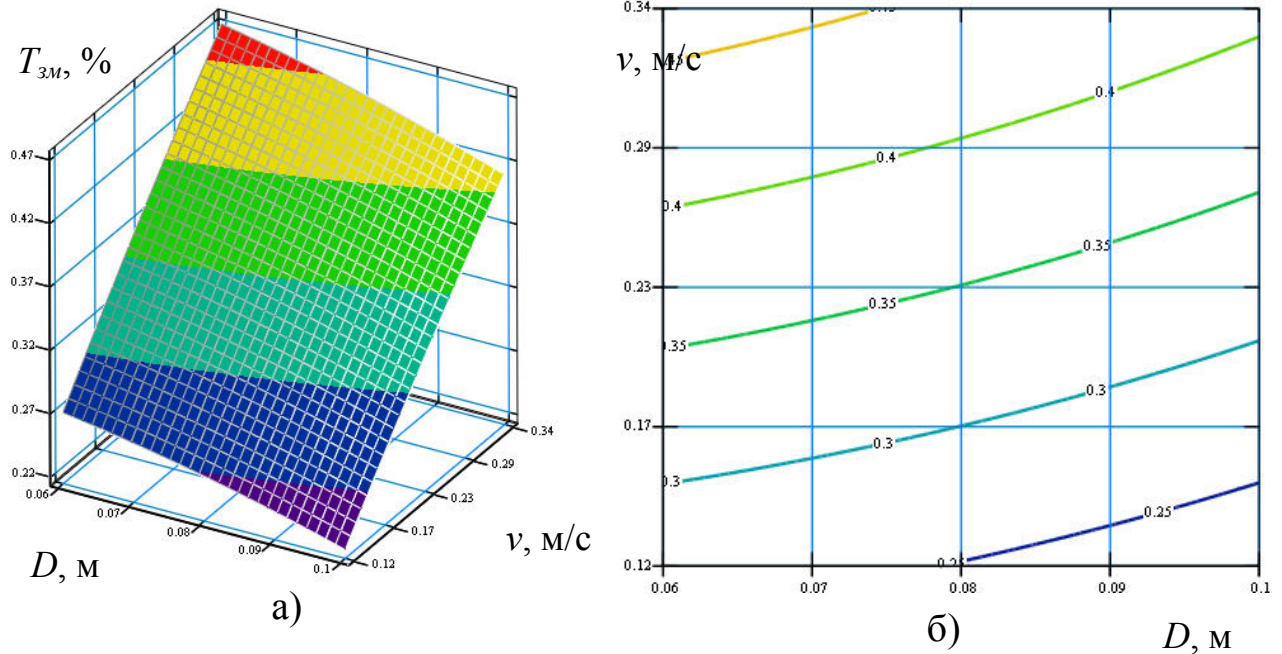


Рисунок 6.9. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини травмування зерна гороху  $T_{cm(D,v)}$  від діаметра труби та швидкості руху каната ( $\varphi = 0,5$ )

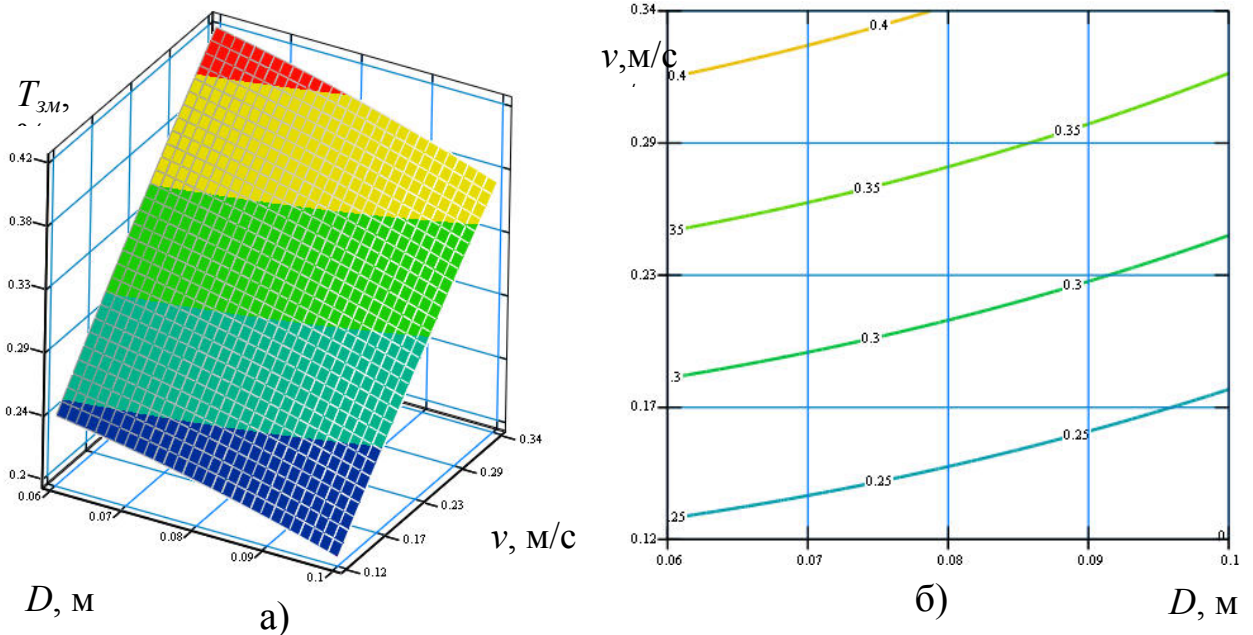


Рисунок 6.10. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини травмування зерна кукурудзи  $T_{cm(D,v)}$  від діаметра труби та швидкості руху каната ( $\varphi = 0,5$ )

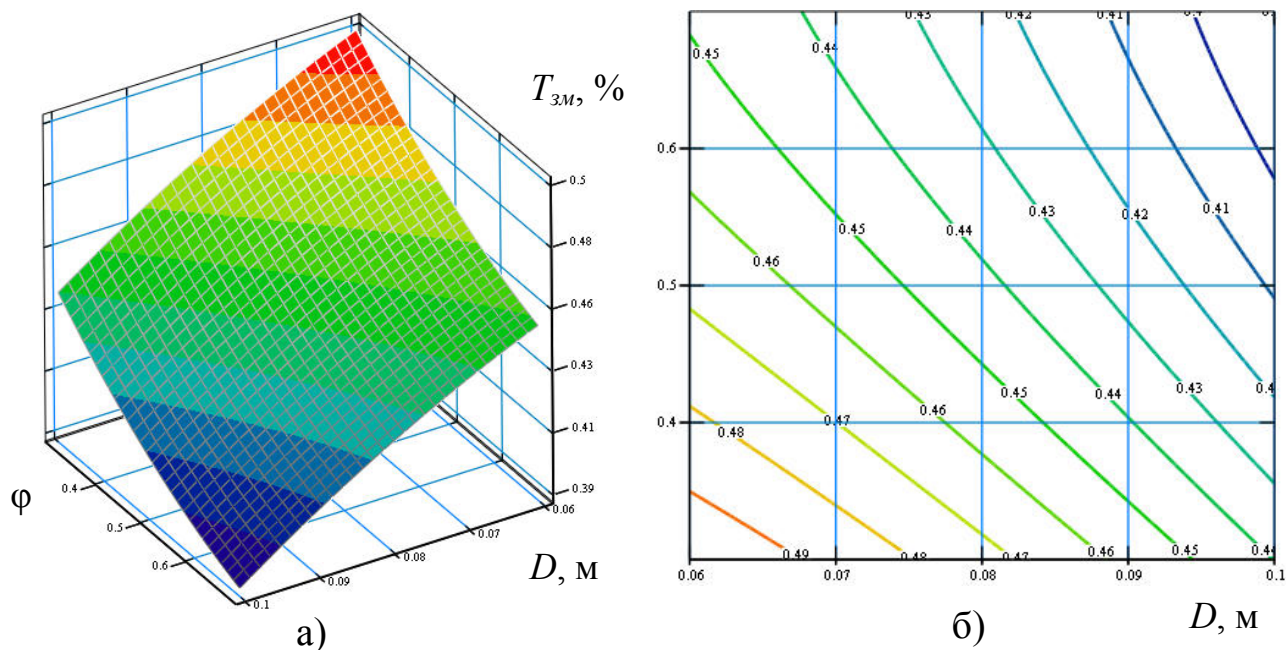


Рисунок 6.11. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини травмування зерна гороху  $\dot{O}_{\dot{m}}(D, \varphi)$  від діаметра труби та коефіцієнта завантаження конвеєра ( $v = 0,34 \text{ м/с}$ )

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основним фактором, який впливає на збільшення величини травмування зерна є фактор  $x_3(v)$ , швидкість руху. Збільшення величин факторів  $x_1(D)$  та  $x_2(\varphi)$  призводить до зменшення величини травмування зерна. Тому раціональним значенням швидкостями є швидкість в межах  $0,12 \leq v \leq 0,34$  (м/с).

### 6.3. Результати експериментальних досліджень транспортування зернової суміші системи трубчастого ланцюгового скребкового конвеєра

Трубчасті скребкові ланцюгові конвеєри впроваджують у різних галузях промисловості та сільському господарстві для транспортування однорідних сипких вантажів по криволінійних трасах. Вони економічно доцільні, оскільки дають змогу ефективно використовувати виробничі площі й транспортувати вантажі по трубі, яку можна прокласти по складній просторовій трасі з мінімальним травмуванням особливо насінних матеріалів і є екологічно чистим.

Для отримання регресійної моделі параметра оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у наступній послідовності. Функцію відгуку (параметр

оптимізації), тобто продуктивність  $Q^i = f(D, K_\zeta, \nu)$  і крутний момент  $T^i = f(D, K_\zeta, \nu)$ , визначені експериментальним шляхом.

Дослідження продуктивності транспортування і визначення крутного моменту на привідній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: лінійна швидкість транспортування  $\nu$ , м/с, внутрішній діаметр труби  $D$ , м, коефіцієнт заповнення  $K_\zeta$  [153]. Для нормалізування послідовності дій при проведенні експерименту і досягнення необхідної точності при одночасному варіюванні всіх факторів було використано математичний метод планування експериментальних досліджень.

Загальний вигляд рівняння регресії продуктивності за результатами проведених ПФЕ  $3^3$  у кодovаних величинах дорівнюють:

для транспортування гороху

$$Q_{\text{дод}} = 3,326 \cdot 10^3 - 8,913 \cdot 10^3 K_\zeta - 9,708 \cdot 10^3 \nu - 282,369 \cdot 10^3 D^2 + 98,595 \cdot 10^3 DK_\zeta + 79,653 \cdot 10^3 D\nu + 8,090 \cdot 10^3 K_\zeta \nu \quad (6.15)$$

Величини передавання максимального крутного моменту для різних сипучих матеріалів на експериментальній установці:

$$T_{\text{дод}} = 33,39 - 0,679 \cdot 10^3 D - 0,034 \cdot 10^3 K_\zeta + 3,174 \cdot 10^3 D^2 + 0,654 \cdot 10^3 DK_\zeta - 0,027 \cdot 10^3 K_\zeta t \quad (6.16)$$

Графічні значення залежностей для визначення продуктивності конвеєра і крутного моменту транспортування при використанні матеріалу (пшениця, горох,) представлено на рис. 6.12-6.14. Для цього використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, за допомогою якого побудували графічне відтворення регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів.

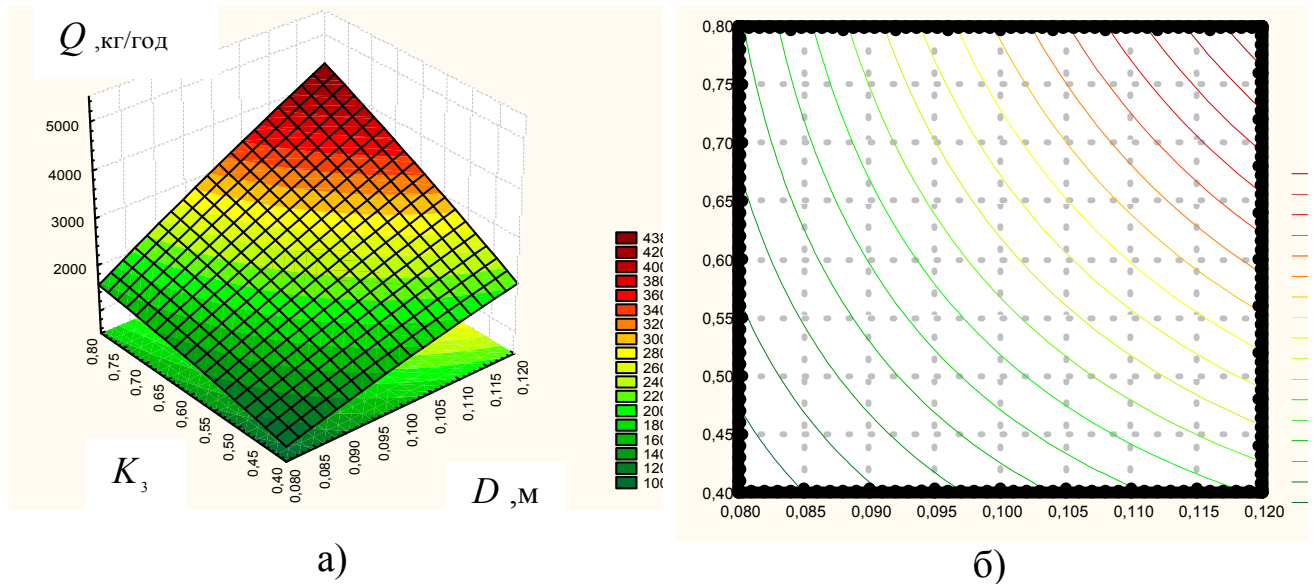


Рисунок 6.12. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності пшениці  $Q_{\alpha \delta i \delta(D, \dot{E}_c)}$  від діаметра труби та коефіцієнта заповнення при швидкості  $v = 0,6 \text{ м/с}$

З рис. 6.12-6.14 видно, що продуктивність трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра для сипучого матеріалу (гороху, пшениці) залежить від внутрішнього діаметра труби  $D$  і лінійної швидкості  $v$  і в меншій мірі коефіцієнта заповнення  $K_c$ . Отже, при збільшенні діаметра труби і швидкості продуктивність зростає і досягає 2100-5600 кг/год.

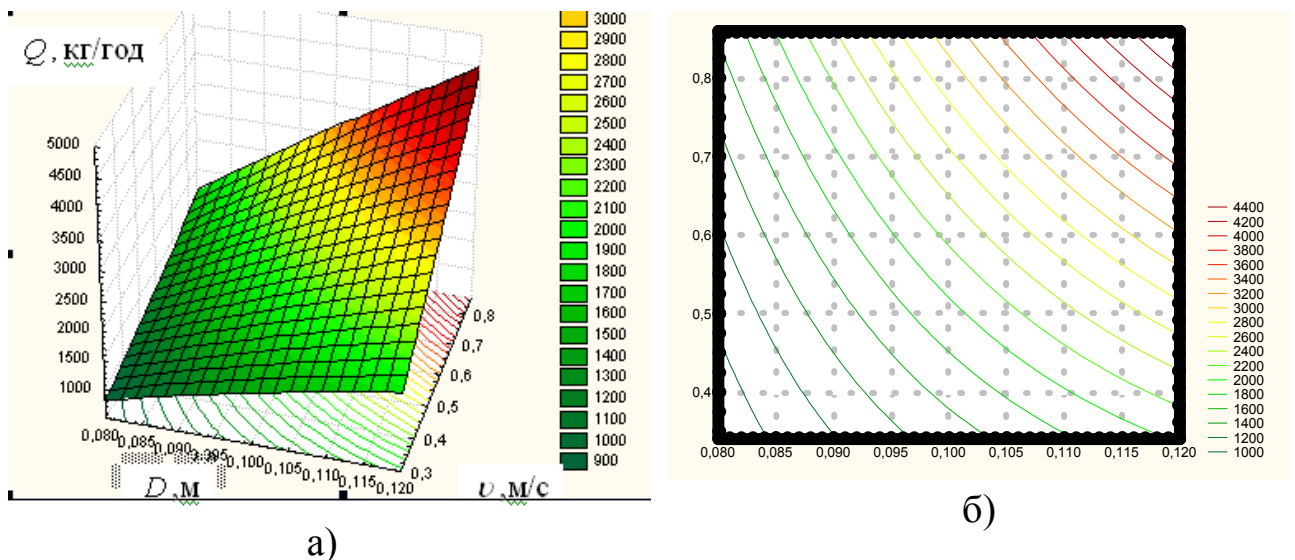
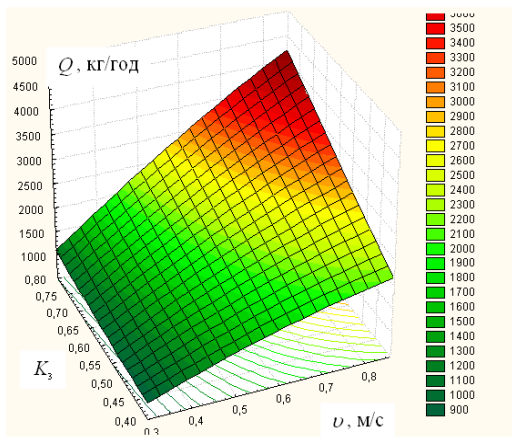
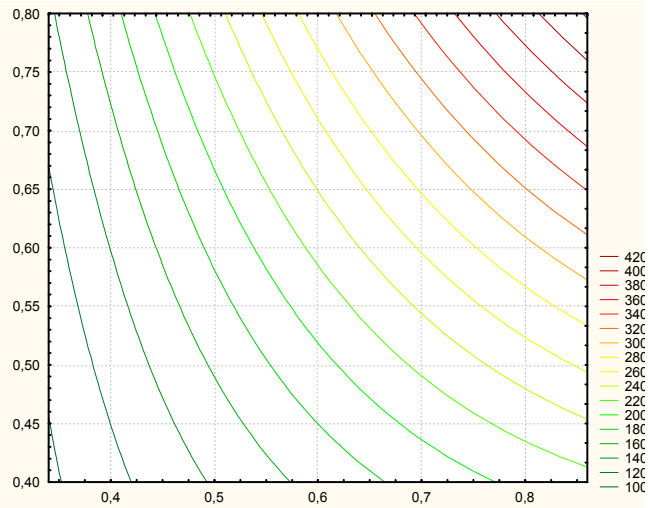


Рисунок 6.13. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності пшениці  $Q_{\alpha \delta i \delta(D, v)}$  від лінійної швидкості та коефіцієнта заповнення при діаметрі труби  $K_3 = 0,6$





а)

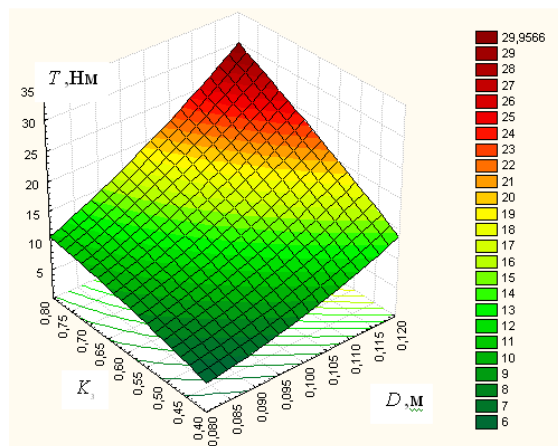


б)

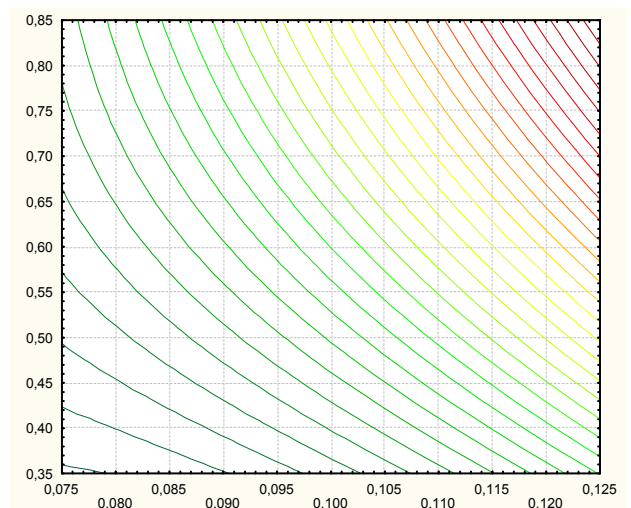
Рисунок 6.14. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності пшениці  $Q_{\text{в}} \delta \delta(K_3, v)$  від лінійної швидкості та діаметра труби при коефіцієнті заповнення  $D = 0,1\text{ м}$

На рис. 6.15-6.17 зображено графічні залежності крутного моменту трубчастого скребкового конвеєра від внутрішнього діаметра  $D=0,08\dots 0,12\text{ м}$ , коефіцієнта заповнення  $K_{\text{с}}=0,4\dots 0,8$  при кроку скребоків робочого органа.

Зерна гороху через значні розміри в меншій мірі попадають між поверхнею скребка і поверхнею труби ніж при транспортуванні пшениці, а при транспортуванні пшениці енерговитрати є найбільшими, оскільки еліпсоподібна форма зерна утворює так званий ефект заклинювання скребоків, коли частина зерен попадає в зазор між скребком і трубою.

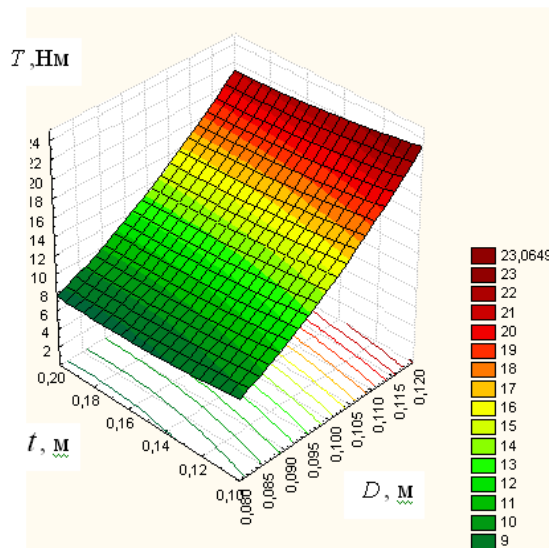


а)

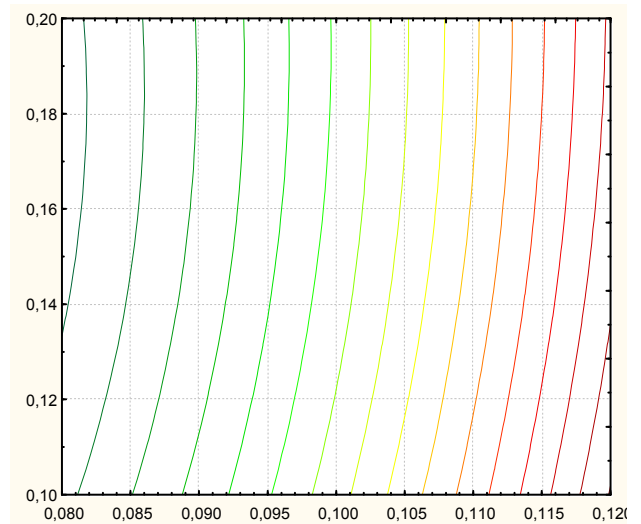


б)

Рисунок 6.15. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності крутного моменту  $T_{\text{в}} \delta \delta(D, K_{\text{с}})$  від коефіцієнті заповнення та діаметра труби при кроку скребка робочого органа  $t = 0,15\text{ м}$

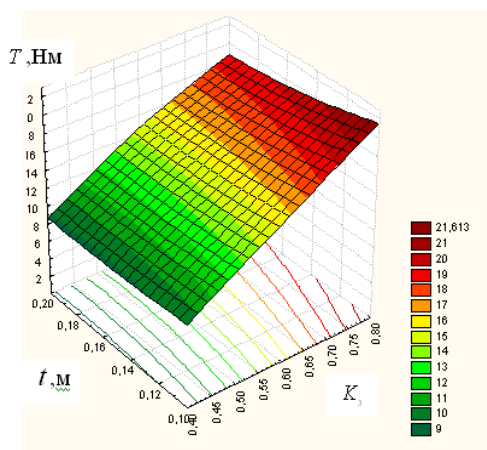


а)

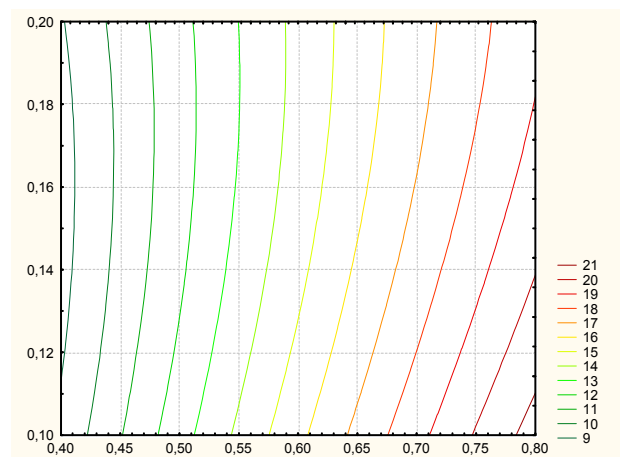


б)

Рисунок 6.16. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності крутного моменту  $T_{i\theta \ddot{a}i \ddot{e}\ddot{o}^3(t,D)$  від кроку скребка робочого органа та діаметра труби при коефіцієнті заповнення  $K_\zeta=0,6$



а)



б)

Рисунок 6.17 Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності крутного моменту  $T_{i\theta \ddot{a}i \ddot{e}\ddot{o}^3(t,K_\zeta)$  від кроку скребка робочого органа та коефіцієнті заповнення при діаметрі труби

#### 6.4 Обґрунтування економічної ефективності використання конвеєрів при транспортуванні насінного матеріалу по криволінійних траєкторіях

Ефективне використання технічних засобів у сільському господарстві впливає на позитивний розвиток як економіки держави в цілому, так і окремих господарств зокрема. Розрахунок економічної ефективності використання сільськогосподарської техніки проводиться на

основі порівняльного оцінювання конструкцій машин, що виконують схожі функції, шляхом порівняння вартості їх виготовлення, експлуатації та отриманого ефекту. Отримання добрих врожаїв і значних прибутків господарствами напряму залежить від використання якісного насінневого матеріалу, а, тому, якість цих матеріалів повинна забезпечуватись на всіх етапах циклу його існування, що включають отримання насіння, його обробку, зберігання, пакування, перевантаження, транспортування та внесення в ґрунт. При цьому операції транспортування насіння (завантажувально-розвантажувальні операції) є обов'язково присутніми як допоміжні операції при виконанні усіх інших, а тому до них повинні ставитись особливі вимоги виходячи з унеможливлення чи мінімізації пошкодження (не травмування) насінневого матеріалу.

Найчастіше на зернопунктах та токах використовують норії, а також пластинчаті та жорсткі гвинтові конвеєри. При транспортуванні норіями травмування зернового матеріалу зводиться до мінімуму. При транспортуванні насінневого зерна жорсткими гвинтовими конвеєрами відбувається пошкодження в межах 1,2...1,75% [154]. Найбільш стійка до динамічних навантажень є пшениця з вологістю 18...20%, а при статичному навантаженні міцніше сухе зерно. При вологості зерна 12...14% рекомендована швидкість його транспортування гвинтовими конвеєрами знаходиться в межах 2,2...2,3 м/с, а при вологості 17...19% - до 4,1 м/с [155]. Проте дані засоби перевантаження зернового матеріалу не забезпечують його транспортування по криволінійних траєкторіях, що є часто необхідним у фермерських господарствах, токах, насінневих станціях тощо. Для забезпечення такого транспортування зернових використовують пневматичні та гнучкі гвинтові конвеєри. Проте при використанні таких засобів перевантаження пошкодження (подрібнення) насіння відбувається в межах 1,4...4% (табл. 6.2), що є вкрай негативно. Тому для забезпечення транспортування насінневого матеріалу по криволінійних траєкторіях доцільно в сільськогосподарських підприємствах використовувати трубчасті скребкові канатні конвеєри, при застосуванні яких травмування насіння є значно меншим 0,37...0,5% (табл. 6.3) [156].

Для обґрунтування економічної ефективності використання даних конвеєрів проведемо порівняльний техніко-економічний аналіз трубчастих скребкових канатних, пневматичних і гнучких гвинтових конвеєрів. Спочатку визначимо вартість цих конвеєрів.



Пневматичні та гнучкі гвинтові конвеєри для транспортування зерна широко представлені на вітчизняному ринку Українських та інших виробників. Зокрема на ринку реалізуються пневмотранспортери зерна ПТО-7.5, ПТО-11, ПТО-18.5, ПТО-15 (Проектно-конструкторське бюро «ПромСільПроект», Україна) (рис. 6.18.а) вартістю від 15 тис. грн., Т – 378/1, Т – 378/2, Т – 207, Т – 207 (ПП «Алексзернотех», Україна) (рис. 6.18.б) вартістю від 60 тис. грн., фірми August (Польща) вартістю 3950 eur без ПДВ (рис. 6.18.в), фірми Himel (ФРН) вартістю 6350 eur без ПДВ (рис. 6.18.г).



Рисунок 6.18. Пневмотранспортери зерна

Також на ринку широко представлені гнучкі гвинтові конвеєри ВАТ «Технік» (Україна) (рис. 6.19.а) вартістю від 7,1 тис. грн., Австрійської компанії Wildfellner GmbH (представник на вітчизняному ринку компанія «Європейські транспортні системи») вартістю від 20 тис. грн. (рис. 6.19.б), «ВК-ГШ-50-AISI» (ООО «Трибор», Росія) вартістю від 12 тис. грн. (рис. 6.20.в).

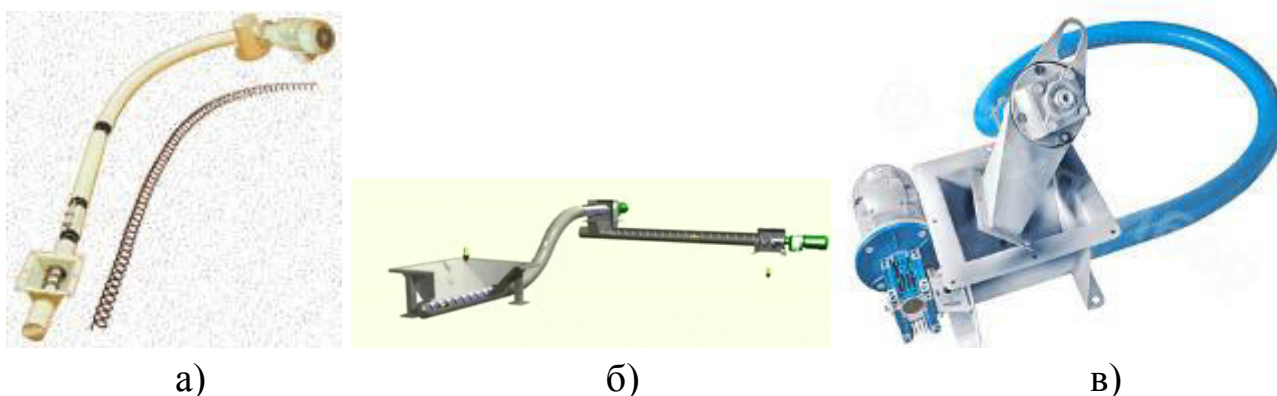


Рисунок 6.19. Гнучкі гвинтові конвеєри

Визначення собівартості трубчастого скребкового конвеєра (ТСК) можна здійснювати за формулою [129, 140]:

$$C_{TCK} = k_{mp-3} \cdot (C_1 + C_2 + C_3 + C_4) + C_5 + C_6 + C_7 + i \cdot C_8 + C_9 + k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (6.17)$$

де  $k_{mp-3}$  – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати,  $k_{mp-3} = 1,05 \dots 1,15$ ;  $C_1$  – вартість приводу (електродвигуна), грн.;  $C_2$  – вартість редуктора, грн.;  $C_3$  – вартість запобіжної (пружної) муфти, грн.;  $C_4$  – вартість елементів керування, грн.;  $C_5$  – вартість жолоба, грн.;  $C_6$  – вартість елементів розвантаження, грн.;  $C_7$  – вартість з'єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.;  $i$  – кількість передач (спеціальних зірочок з кріпленням), шт.;  $C_8$  – вартість передач, грн.;  $C_9$  – вартість робочого органу ТСК, грн.;  $k_{допл}$  – коефіцієнт доплат,  $k_{допл} = 1,25 \dots 1,3$ ;  $k_{доод}$  – коефіцієнт додаткової заробітної плати основних робітників,  $k_{доод} = 1,03 \dots 1,1$ ;  $k_{нар}$  – коефіцієнт, що враховує відрахування на соціальне страхування,  $k_{нар} = 1,38 \dots 1,39$ ;  $c_3$  – середньозважена погодинна тарифна ставка основних робітників, які зайняті складанням конвеєра, грн.;  $T_h$  – трудомісткість складання і налагодження ТСК, нормо/год.

При розрахунку конструкції ТСК слід враховувати, що собівартість виготовлення кожної створеної залежатиме від типу виробництва, вартості купівлі чи виготовлення конструктивних елементів (КЕ), (привода, редуктора, запобіжної чи пружної муфти, передач, робочого органу, жолоба, елементів керування, розвантаження, з'єднувальних та опорно-поворотних), а також вартості складання робочого органу та й самого ТСК.

Для визначення собівартості конструкцій ТСК слід відзначити, що елементи:

- 1, 2, 3, 4 - є стандартними і мають визначену ціну (закуповуються);
- 5, 6, 7 - виготовляються із стандартного металопрокату (кутники, листи, труби, смуги, швелери тощо);
- 8, 9 (передачі та робочий орган) - є оригінальними і потребують відповідної технології виготовлення.

Тому запишемо формули для розрахунку витрат на окремі елементи конструкції ТСК. Так конструктивні елементи 5, 6, 7 є нескладними і виготовляються із стандартного металопрокату. Розрахунок їх виробничої собівартості напряму пов'язаний із матеріальними витратами на їх виготовлення і укрупнено визначається за формулою [102]:

$$C_5, C_6, C_7 = k_{сер} \cdot k_{вв} \cdot k_{mp-3} \cdot m_m \cdot C_m - m_g \cdot C_g, \quad (6.18)$$

$k_{сер}$  – коефіцієнт серійності, що враховує обсяги виготовлення КЕ, для

одиночного виробництва:  $k_{сер од} = 1,25 \dots 1,5$ , для серійного виробництва:  $k_{сер с} = 1,01 \dots 1,25$ , для масового виробництва:  $k_{сер м} = 1$ ;  $k_{вв}$  – коефіцієнт, що враховує відношення витрат при виготовленні КЕ: виробнича собівартість / витрати на матеріали,  $k_{вв} = 1,35 \dots 2$ ;  $m_m$  – маса стандартного металопрокату, який використовується для виготовлення КЕ, кг;  $C_m$  – усереднена ціна стандартного металопрокату, грн.;  $m_e$  – маса відходів з металопрокату, кг;  $C_e$  – усереднена ціна відходів з металопрокату, грн.

Розрахунку виробничої собівартості КЕ де враховують витрати на основні і допоміжні матеріали, основну і допоміжну заробітну плату і нарахування на них, а також енергію для технологічних цілей та загальновиробничі витрати [129]. Розрахунок їх виробничої собівартості напряду пов'язаний із типом виробництва, технологією виготовлення і матеріальними витратами на їх виготовлення

Провівши відповідні розрахунки встановлено, що витрати на виготовлення трубчастого скребкового конвеєра довжиною 5 м/п (потужність електродвигуна  $N = 2,2$  кВт, внутрішній діаметр ТСК рівний 100 мм, серійне виробництво) становлять 4670 грн. (вартість матеріалів і робіт на 01.01.2014р.). Враховуючи необхідність отримання 15% прибутку від собівартості та витрати на податки на додану вартість і прибуток відпускна ціна такого ТСК на ринку становитиме 6377 грн.

Експлуатаційні витрати при використанні трубчастих скребкових канатних, пневматичних і гнучких гвинтових конвеєрів за весь термін складатимуться із 4-х видів витрат: енергетичних; на основну і допоміжну заробітну плату операторів і нарахування на них; пов'язаних із пошкодженням (травмуванням) частини продукції під час виконання транспортно-технологічних процесів; на монтаж-демонтаж. Усі зазначені види експлуатаційних витрат для об'єктивності розрахунків (враховуючи фактор зміни коштів у часі) доцільно звести за весь період до 1-го року.

Результати укрупнених розрахунків втрат насіння при транспортуванні пов'язаних з травмуванням (пошкодженням) з врахуванням їх усередненої ціни (на 01.01.2014 р.: пшениця – 1980 грн/т; соя – 4050 грн/т; кукурудза – 1440 грн/т.) представлено в табл. 6.3.

Таблиця 6.2

Втрати насіння при його транспортуванні по криволінійних траєкторіях  
різними видами конвеєрів

Тип конвеєра	Продуктивність конвеєра, т/год.			Травмування (пошкодження) насіння при транспортуванні, %			Втрати насіння при транспортуванні пов'язані з травмуванням (пошкодженням), грн.					
	пше-ниця	куку-рудза	соя	пше-ниця	куку-рудза	соя	годинні			річні (одна зміна)		
							пше-ниця	куку-рудза	соя	пше-ниця	куку-рудза	соя
Трубчастий скребковий канатний	3,97	4,2	5,2	0,37	0,41	0,5	29,08	24,80	105,3	57296	48850	207441
Гнучкий гвинтовий	6,1	8,05	12,9	1,96	1,41	2,18	236,73	163,45	1138,9	466356	321991	2243714
Гнучкий пневматичний	5,31	5,69	6,2	2,02	1,2	4,03	212,38	98,32	1011,9	418386	193697	1993508

Враховуючи в подальшому недоотримання врожаю, що пов'язано із внесенням в ґрунт травмованого (пошкодженого) насіння, ці втрати будуть, відповідно, більшими в декілька разів. Укрупнені сукупні витрати (собівартість виготовлення, експлуатації, технічного огляду (ТО) та ремонту) при застосуванні конвеєрів для транспортування по криволінійних траєкторіях насіння представлено в табл. 6.3.

При цьому розрахунок річних сукупних витрат проводився з врахуванням того, що термін експлуатації усіх конвеєрів становить 5 років і в розрахунках приймалась п'ята частина початкової вартості конвеєрів.

Таблиця 6.3

Витрати при застосуванні конвеєрів для транспортування по  
криволінійних траєкторіях насіння

Тип конвеєра	Витрати, грн.					Витрати при транспортуванні з врахуванням травмування (пошкодження) насіння, грн.					
	ціна	експлуатаційні		на ТО і ремонт		годинні			річні (одна зміна)		
		год.	річні	год.	річні	пше-ниця	куку-рудза	соя	пше-ниця	куку-рудза	соя
Трубчастий скребковий канатний	6380	2,51	4941,9	0,49	957	32,73	28,44	108,94	64470,9	56024,9	214615,9
Гнучкий гвинтовий	7100	4,51	8874,9	0,54	1065	242,5	169,21	1144,71	477715,9	333350,9	2255073,9
Гнучкий пневматичний	15000	8,11	15977,3	1,14	2250	223,15	109,1	1022,71	439613,3	214924,3	2014735,3

Економічний ефект від використання трубчастого скребкового канатного конвеєра в порівнянні з використанням гнучкого гвинтового конвеєра та гнучкого пневматичного конвеєра при транспортуванні по криволінійних траєкторіях насіння, без врахування подальших втрат пов'язаних з його сходженістю, за весь термін експлуатації відповідно становитиме:  $E_1$  – від 635597,6 до 7200477,6 грн.;  $E_2$  – від 1109304 до 8161832 грн.

Економічний ефект від використання трубчастого скребкового канатного конвеєра в порівнянні з використанням гнучкого гвинтового конвеєра та гнучкого пневматичного конвеєра при транспортуванні по криволінійних траєкторіях інших сільськогосподарських матеріалів, пошкодження яких не є важливим, за весь термін експлуатації відповідно становитиме:  $E_1 = 70264$  грн.;  $E_2 = 20925$  грн.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРА

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К.: Изд. УСХА, 1960. – 216 с.
2. Василенко П.М. Механизация и автоматизация процессов приготовления и дозирования кормов / П.М. Василенко, И.И. Василенко. – М.: Агропромиздат, 1985. – 224 с.
3. Гевко Б.М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин: автореф. дис. на соискание наук. степени доктора техн. наук: спец. 05.20.04 «Сельскохозяйственные и милиоративные машины» / Б. М.Гевко. – Ростов-на-Дону, 1987. – 45 с.
4. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский.– Львов: Вища школа, 1989.– 176 с.
5. Механізми з гвинтовими пристроями / Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець та ін. – Львів: Світ, 1993. – 208 с.
6. Гевко Б.М. Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейеров / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский // Известия вузов. Машиностроение. – 1987. – № 5. – С. 109–114.
7. Nevko B.M., Lyashuk O.L., Rogatinska L.R., Tarasyuk Y.M. – High-speed conveyor parameters optimization. `INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2014. Vol. 43. № 2. PP. 103 – 111.
8. Гевко Б.М. Оптимізація параметрів швидкохідних конвеєрів / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, Л.Р. Рогатинська // Вісник інженерної академії України. – 2014. – Вип.2. – С. 169–175.
9. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины./ А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1975. – 431 с.
10. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины: / М.П. Александров // Учебник для вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш.школа, 1979. – 558 с.
11. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спеціальності: 05. 05.05 – «Піднімально-транспортні машини» 05.20.01 – «Механізація сільськогосподарського виробництва» / Р.М. Рогатинський.– Київ, 1997.– 520 с.
12. Рогатинський Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових

- транспортно-технологічних механізмів / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун. – Тернопіль: ТНТУ, 2014. – 278 с.
13. Рогатинський Р.М. Моделювання роботи малогабаритного лопатевогвинтового змішувача / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, Д.В. Дмитрів // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2000. – Вип. 6. – С. 129–135.
14. Рогатинський Р.М. Формалізований опис гвинтових профілей / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, О.Р. Рогатинська // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка: «Механізація сільськогосподарського виробництва» – 2008. – Т. 1, № 75. – С. 510–516.
15. Рогатинський Р. Оптимізація параметрів гвинтових транспортно-технологічних систем / Р. Рогатинський, І. Гевко, Л. Рогатинська // Вісник ТНТУ. – 2013. – № 1 (69). – С. 116–125.
16. Пилипець М. І. Оптимізація робочого органу з секційними елементами для гнучких гвинтових конвеєрів / М.І. Пилипець, І.Б. Гевко, А.О. Вітровий // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 1999. – Вип. 5. – С. 207–217.
17. Зуев Ф.Г. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий / Ф.Г. Зуев, Н.А. Лотков, А.И. Полухин // – М.: Колос, 1978. – 264 с.
18. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини / Ф.К. Іванченко // – К.: Вища школа, 1993/ – 414 с.
19. Кошелев А.Н. Производство комбикормов и кормовых смесей / А.Н. Кошелев, Л.А. Глебов. – М.: Агропромиздат, 1986. – 176 с.
20. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины / В.В. Красников. – М.: Агропромиздат, 1987. – 272 с.
21. Матухно М.В. Шнекові транспортні органи зернозбиральних комбайнів // Науковий вісник: Зб. наук. праць Нац. агр. ун-ту, вип. 9. – К.: НАУ, 1998. – С. 256–260.
22. Гевко Р.Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, А.І. Пік. – Тернопіль: Астон, 2012. – 204 с.
23. Гевко Р.Б. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія / Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій, О.М. Клендій, А.О. Вітровий. – Тернопіль: Астон, 2018. – 180 с.

24. Hevko R. B., Zalutskyi S. Z., Tkachenko I. G., Klendiy O. M. Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2015. Vol. 46, № 2. PP. 133-138.
25. Hevko R. B., Zalutskyi S. Z., Hladyo Y. B., Tkachenko I. G., Lyashuk O. L., Pavlova O. M., Pohrishchuk B. V., Trokhaniak O. M., Dobizha N. V. Determination of interaction parameters and grain material flow motion on screw conveyor elastic section surface. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2019. Vol. 57. № 1. PP. 123-134.
26. Hevko R. B., Dzyura V. O., Romanovsky R. M. Mathematical model of the pneumatic-screw conveyor screw mechanism operation. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2014. Vol. 44, № 3. PP. 103 – 110.
27. Hevko R. B., Strishenets O. M., Lyashuk O.L., Tkachenko I. G.; Klendii O. M., Dzyura V. O. Development of a pneumatic screw conveyor design and substantiation of its parameters. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2018. Vol. 54. № 1. PP. 153-160.
28. Hevko R. B., Baranovsky V. M., Lyashuk O. L., Pohrishchuk B. V., Gumeniuk Y. P., Klendii O.M., Dobizha N. V. The influence of bulk material flow on technical and economical performance of a screw conveyor. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2018. Vol. 56. № 3. PP. 175-184.
29. Baranovsky V. M., Hevko R. B., Dzyura V. O., Klendii O. M., Klendii M. B., Romanovsky R. M. Justification of rational parameters of a pneumoconveyor screw feeder. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2018. Vol. 54. № 1. PP. 15-24.
30. Ляшук О.Л. Дослідження динамічного процесу транспортування сипких матеріалів / О.Л. Ляшук // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – 2014. – Вип.44. – С. 164 – 168.
31. Ляшук О.Л. Результати експериментальних досліджень неоднорідності змішування сипких матеріалів гвинтовим гофрованим робочим органом / О.Л. Ляшук // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2014. – Вип.144. – С. 117 – 122.
32. Ловейкін В.С. Динамическая оптимизация подъемных машин / В.С. Ловейкин, А.П. Нестеров – Луганськ : Вид-во СХУ, 2002. – 387 с.
33. Ловейкін В.С. Оптимізація усталеного руху механізмів з нелінійною



функцією положення ланок / В.С. Ловеїкін // Праці I Міжнародної науково-технічної конференції «DSR AM – I». – Тернопіль, 2004. – С. 158–162.

34. Ловеїкін В.С. Оптимальний динамічний синтез перехідних режимів руху механізмів і машин / В.С. Ловеїкін // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – 2004. – Вип. 21. – С. 9–19.

35. Ловеїкін В.С. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів / В. С. Ловеїкін, О.Р. Рогатинська // Підйомно-транспортна техніка. – К., 2004. – № 2. – С. 8 – 15.

36. Ловеїкін В.С. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / В.С. Ловеїкін, Ю.В. Човник, М.Г. Діктерук та ін. – К.: Вид-во РВВ МДАУ. – Миколаїв, 2004. – 286 с.

37. Спиваковский А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский., В.К. Дьячков – М: Машиностроение, 1983.– 487 с.

38. Гевко І.Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.02.02 «Машинознавство» / І.Б. Гевко. – Львів, 2013. – 464 с.

39. Дідух В.Ф. Вплив процесу змішування на якість гранульованих органо-мінеральних добрив / В.Ф. Дідух, В.В. Сацюк // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк, 1999. – Вип. 5. – С. 89–92.

40. Ромакин Н.Е. Машины непрерывного транспорта. /Н.Е. Ромакин. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 432 с.

41. Токарчук О.А. Обґрунтування параметрів скребкових робочих органів транспортерів-змішувачів концентрованих кормів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «машини і засоби сільськогосподарського виробництва» / О.А. Токарчук – Вінниця, 2014. – 21 с.

42. Гевко Р. Теоретические исследования движения сыпучего материала с возможностью частичного перемешивания на вертикальном участке трубчатого конвейера / Р. Гевко, А. Токарчук // Polish Academy of Sciences University of Engineering and Economics in Rzeszow, – MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2013. Vol.15. № 4. 270-277.

43. Л.Р. Рогатинська Оптимізація режимів роботи та конструктивних параметрів вертикальних гвинтових конвеєрів / Л.Р. Рогатинська,

Ю.В. Дудун, О.Р. Рогатинська, М.Б. Клендій // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.– 2006.– Т.2, № 44. «Механізація сільськогосподарського виробництва». – С. 258-264.

44. Жислин Я. М. Оборудование для производства комбикормов, обогатительных смесей и премиксов / Я.М. Жислин. – 2-е изд., доп. и перероб. – М.: Колос, 1981. – 319с.

45. Гурик О. Я. Обґрунтування параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / О.Я. Гурик. – Тернопіль, 2003. – 20 с.

46. Дмитрів Д.В. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів малогабаритних кормозмішувачів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / Д.В. Дмитрів. – Тернопіль, 2001. – 179 с.

47. Гевко Р.Б. Результаты экспериментальных исследований подживления транспортных потоков комбинированного пневмомеханического транспортера / Р.Б. Гевко, В.О. Дзюра, Р.В. Романовський // Міжвузівський збірник. Наукові нотатки. – Луцьк, ЛНТУ, 2011. – Вип. 32. – С. 94–99.

48. Капаціла Ю.Б. Розробка і дослідження технологічних процесів багатофункціональних агрегатів для кормовиробництва: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / Ю.Б. Капаціла.– Луцьк, 1999 – 18 с.

49. Кукта Г.М. Машины и оборудование для приготовления кормов / Г.М. Кукта. – М.: Агропромиздат, 1987. – 303 с.

50. Кукта Г.М. Удосконалення експлуатації машин і обладнання тваринницьких ферм та комплексів / Г.М. Кукта, В.П. Гейфман, В.І. Дешко та ін.; за ред. Г.М. Кукти. – К.: Урожай, 1989. – 224с.

51. Лінник М. К. Розробка і дослідження забірно-змішуючого органу мобільного змішувача-навантажувача безперервної дії / М.К. Лінник, І.П. Вітрух // Збірник наукових праць Національного аграрного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва». – К., 2000. – Т.8 – С. 435–444.

52. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков / Б.М. Гевко. – Львов: Вища школа, 1986. – 128 с.

53. Гевко Б.М. Технологічні основи проектування та виготовлення посівних машин: монографія / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, Ю.Ф. Павельчук

- та ін. – Тернопіль: Вид. ТНТУ імені Івана Пулюя, 2013. – 238 с.
54. Гевко Б.М. Технологія сільськогосподарського машинобудування: навч. посіб / Б.М. Гевко, І.Б. Гевко, Д.Л. Радик. – К.: Кондор, 2006. – 496 с.
55. Гевко Б.М. Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, І.Б. Гевко та ін. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 367 с.
56. Пилипець М.І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.02.08 - Технологія машинобудування / М.І. Пилипець. – Львів, 2002. – 35 с.
57. Драган А.П. Теоретичні передумови технологічного процесу виготовлення гвинтових гофрованих заготовок: дис. канд. техн. наук: 05.02.08 / Драган Андрій Петрович. – Тернопіль, 2007. – 183 с.
58. Драган А.П. Результати експериментальних досліджень формоутворення гвинтових гофрованих заготовок / А.П. Драган, А.Є. Дячун // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Тернопіль, 2006. – Т.11, №3. – С. 86-91.
59. Гурвич В.Е. Разработка, определение параметров и внедрение в производство процесса холодной вальцовки спиралей шнеков сельскохозяйственных машин: автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук : спец. 05.03.01 «Процессы механической обработки» / В.Е. Гурвич. – М., 1985. – 20 с.
60. Дмитрів Д.В. Технологічні основи виготовлення спіралей шнеків із змінними параметрами для гвинтових змішувачів / Д.В. Дмитрів // Зб. наук. праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". – К., 1997. – Т.1. - С. 71 - 73.
61. Дячун А.Є. Технологічні основи виготовлення гвинтових гофрованих заготовок методом навивання / А.Є. Дячун // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. – Луцьк, 2007. – №15. - С.124-129.
62. Ляшук О.Л. Синтез технологічного оснащення для навивання гвинтових заготовок / О.Л. Ляшук, Б.М. Гевко, І.М. Кучвара, І.І. Брошак // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – 2013. – Вип.40. – С. 37–44.
63. Ляшук О.Л. Результати експериментальних досліджень з визначення впливу технологічних факторів на конструктивні параметри гвинтових заготовок / О.Л. Ляшук, Б.М. Гевко, І.Б. Гевко, І.М. Кучвара // Збірник наукових статей. ЛНТУ «Сільськогосподарські машини» – 2013. – Вип.21, Т.1. – С. 53–60.

64. Ляшук О.Л. До питання навивання гвинтових транспортних елементів сільськогосподарських машин / О.Л. Ляшук, В.З. Гудь, В.Б. Левенець // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Вип. 75 Механізація сільськогосподарського виробництва. Харків: Вип.75, 2008 – С. 21-26.
65. Данильченко Л.М. Технологічне забезпечення точності формоутворення витих заготовок: дис. канд. техн. наук: 05.02.08 / Данильченко Лариса Миколаївна. – Львів, 2000. – 175 с.
66. Алферов К.В. Бункерные установки / К.В. Алферов, Р.Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1975. – 307 с.
67. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах / Л.В. Гячев. – М.: Машиностроение, 1968. – 184 с.
68. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов / Р.Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1973. – 220 с.
69. Зенков Р.Л. Бункерные устройства / Р.Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1972. – 182 с.
70. Царенко О.М. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: підручник / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, М.В. Швайко та ін. – К.: Мета, 2003. – 448 с.
71. Хайліс Г.А. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів / Г.А. Хайліс, А.Ю. Горбовий, З.О. Горошко, та ін. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998. – 268 с.
72. Ковалев Н.Г., Хайліс Г.А., Ковалев М.М. Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства). – М.: «Родник», журнал «Аграрная наука», 1998. – 208 с.
73. Nevko R.V., Klendiy M.V., Klendiy O.M. Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2016. Vol. 48. № 1. PP. 29 – 34.
74. Nevko R.V., Rozum R.I., Klendiy O.M. (2016) – Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pg. 89 – 94.
75. Клендій М.Б. Обґрунтування параметрів перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра: Дис...канд. техн. наук: 05.05.05.- Тернопіль: ТДТУ, 2007.- 137 с.
76. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів. Автореферат кандидатської дисертації./ Р.Я. Лещук. Львів, 2004, 20 с.

77. Радик Д.Л. Розробка і дослідження енергозберігаючих гвинтових живильників: дис. канд. техн. наук: 05.20.04 / Радик Дмитро Леонідович. – Тернопіль, 1996. – 172 с.
78. Розум Р.І. Розрахунок завантажувального патрубка гвинтового конвеєра / Р.І. Розум, Р.Б. Гевко // Сільськогосподарські машини. Вип. 10.- Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ– 2002. – С. 188 – 195.
79. Розум Р.І. Силовий розрахунок самозавантажувального патрубка сипких матеріалів / Р.І. Розум, Р.Б. Гевко // Вісник ТДТУ. – Тернопіль. – 2004. – Том 9. – №4. – С. 50 – 55.
80. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ / Х. Герман. Л.: Машиностроение, 1975. – 230 с.
81. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
82. Груздев И.Э. Теория шнековых устройств / И.Э. Груздев, В.Г. Мирзоев, В.И. Янков. – Л.: Машиностроение, 1987. – 164 с.
83. Алимов О.Д. Теория вертикальных шнековых механизмов / О.Д. Алимов, В.К. Манжосов, М.Т. Мамасаидов. – Фрунзе: Илим, 1978. – 186 с.
84. Ловейкін В.С. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів / В.С. Ловейкін, О.Р. Рогатинська // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – 2005. – Вип. 23. – С. 181–195.
85. Ловейкін В.С. До розрахунку швидкохідних гвинтових конвеєрів / В.С. Ловейкін, О.Р. Рогатинська // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2004. – Вип. 21. – С. 130–141.
86. Ляшук О.Л. Структурний синтез гвинтових робочих органів механізмів машин / О.Л. Ляшук, Р.О. Любачівський, І.М. Кучвара // Вісник машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2013. – №68. – С. 25–31.
87. Ляшук О.Л. Дослідження динаміки гвинтового секційного конвеєра / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун, Р.О. Любачівський // Вісник машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2013. – №69. – С. 45–50.
88. Ляшук О.Л. Стендове обладнання для дослідження характеристик гвинтових робочих органів машин твердих добрив / О.Л. Ляшук, Б.М. Гевко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Краматорськ – 2010. – Вип.26. – С. 390–397.

89. Ярошенко В.Ф. Уточнення коефіцієнту заповнення міжвиткового простору горизонтального гвинтового транспортера / В.Ф. Ярошенко, В.М. Білоножко, В.В. Петровський // Науковий вісник НАУ. – К., 2002. – № 49. – С. 380–384.
90. Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи / А.И. Турпаев. – М.: Машиностроение, 1982. – 223 с.
91. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Гибкие шнеки. – К.: Знание, 1967. – 98 с.
92. Михайлов С.Н., Преображенский П.А. Влияние угла наклона заборного участка гибкого шнека на его производительность // Труды КХТИ им. С.М. Кирова. – Вып. 37. – 1968. – С. 30 – 34.
93. Михайлов С.Н., Вацагин К.Д., Труфанов А.А. Течение вязкой жидкости в односпиральном гибком шнеке // Труды КХТИ им. С.М. Кирова. – Вып. 39.- 1969. – С. 44 – 46.
94. Пилипець М.І. Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвеєрів: Дис...канд. техн. наук: 05.20.04. – Тернопіль: ТП, 1993. – 269 с.
95. Гевко Р.Б. Визначення траєкторії руху технологічної магістралі гнучкого гвинтового конвеєра / Р.Б. Гевко, Р.І. Розум // Вісник інженерної академії України. – Київ. – №1. – 2007. – С. 66 – 70.
96. Nevko R., Vitrovuy A., Klendii O., Liubezna I. Design engineering and substantiation of the parameters of sectional tools of flexible screw conveyers. Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Series I. Transilvania University Press Brasov, Romania. Vol. 10(59) № 2. 2017. P. 39 – 46.
97. Гевко Р.Б. Визначення експлуатаційних параметрів робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра / Р.Б. Гевко, А. І. Пік // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 1998. – Вип. 4. – С. 101 – 106.
98. Гевко Р. Б. Розрахунок динамічних навантажень при роботі конвеєра з шарнірним гвинтовим робочим органом / Р.Б. Гевко, І.О. Павлова, А.О. Вітровий // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2005. – Вип. 13. – С. 137 – 146.
99. Вітровий А.О. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра / А.О. Вітровий, Р.Б. Гевко //Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини". - Вип. 4. – Луцьк: Видавництво ЛДТУ. – 1998. – С. 34 – 36.
100. Вітровий А. О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу роботи модульного гвинтового агрегату: Дис...канд. техн. наук: 05.05.11.

– Луцьк: ЛДТУ. – 1999. – 138 с.

101. Nevko I.B., Lyashuk O.L., Leshchuk R.Y., Rogatinska L.R., Melnychuk A.L. Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyer. INMATEH: Agricultural engineering. 2016. Vol. 48. № 1. PP. 35 – 42.

102. Ляшук О. Обґрунтування економічної ефективності використання конвеєрів при транспортуванні насіннєвого матеріалу по криволінійних траєкторіях / О. Ляшук, І. Гевко, Ю. Тарасюк // Вісник ТНТУ. – 2014. – Т.74, №2. – С. 137–143.

103. Ляшук О.Л. Результати експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів / О.Л. Ляшук, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун // Збірник наукових праць ВНАУ. – 2013. – Вип.2(79). – С. 17 – 24.

104. Ляшук О.Л. Підвищення експлуатаційної надійності і довговічності гнучких гвинтових робочих органів СГМ / О.Л. Ляшук, Б.М. Гевко, А.І. Пік, І.Я. Новосад // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – 2010. – Вип.100. – С. 185 – 190.

105. Ляшук О.Л. Визначення конструктивних параметрів секційних гвинтових конвеєрів / О.Л. Ляшук, Р.В. Комар, Р.О. Любачівський, І.М. Кучвара // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2014. – Вип.146. – С. 25 – 28.

106. Павлова І.О. Визначення контактних напружень в шарнірних елементах гнучкого валу / І.О. Павлова, Р.Б. Гевко // Науковий вісник Національного аграрного університету.- Вип.80. – К.: Вид. відділ НАУ. – 2005. – С. 338– 343.

107. Павлова І.О. Розрахунок динамічних навантажень при роботі конвеєра з шарнірним гвинтовим робочим органом / І.О. Павлова, Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Випуск 13. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ. – 2005. – С. 137 – 146.

108. Гевко М.Р. Обґрунтування параметрів секційних гвинтових конвеєрів для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів: Дис...канд. тех. наук: 05.05.11.- Тернопіль: ТНТУ.- 2013.- 151 с.

109. Гевко Р.Б., Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів секційного шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, М.Р. Гевко, М.Б. Клендій // Вісник інженерної академії України.- Київ.- 2009.- №1.- С. 212 – 216.

110. Пік А.І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних

- трасах: Дис...канд. наук: 05.20.01. – Луцьк: ЛДТУ. – 1999. – 149 с.
111. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам.- Л.: Машиностроение, 1979.- 344 с.
112. Нагорняк С.Г. Профилирование лунок для шариков предохранительных муфт// Известия вузов. Машиностроение. – 1980. – №8. – С 42 – 46 с.
113. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку. Навчальний посібник / В.О. Малащенко// – Львів: Видав. Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
114. Nevko R.V., Klendiy O.M. The investigation of the process of a screw conveyer safety device actuation. INMATEH: Agricultural engineering. 2014. Vol.42, № 1. PP. 55 – 60.
115. Nevko V.M.; Nevko R.V., Klendii O.M. and others. Development of design and investigation of operation processes Improvement of machine safety devices. Acta Polytechnica. Czech Technical University in Prague. 2018. Vol. 58. № 1. PP. 17 – 25.
116. Гевко Р.Б. Разработка конструкций и определение функционально-эксплуатационных характеристик шариковых предохранительных муфт: Дис...канд. техн. наук: 05.02.02. – Львов: ЛПИ, 1990. – 180 с.
117. Гевко Р.Б. Предохранительные муфты повышенной плавности срабатывания / Машиностроитель. – Москва. – 1987. – С. 19.
118. Гевко Р.Б. Методика проведення досліджень шнекового транспортера із запобіжним пристроєм / Р.Б. Гевко, О.М. Клендій // Сільськогосподарські машини. – Луцьк: ЛНТУ. – 2013. – С 67 – 74 с.
119. Гевко Р.Б. Обґрунтування параметрів робочих поверхонь захисного пристрою шнекового транспортера за контактними напруженнями в елементах зачеплення / Р.Б. Гевко, О.М. Клендій // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. К.: ВЦ НУБіП України, 2014. – Вип. 194, ч.1.- С. 164 – 174.
120. Гевко Р.Б. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера / Р.Б. Гевко, Ю.Б. Гладь, М.І. Шинкарик, О.М. Клендій // Вісник інженерної академії України. – Київ.- 2014. – № 2. – С. 163 – 168.
121. Гевко І.Б. Розробка і дослідження низькочастотних пристроїв для виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами: Дис...канд. тех. наук: 05.20.01. – 1997. – 167 с.
122. Пертен Ю.А. Теоретические основы конвейеров с тяговыми элементами./ Ю.А.Пертен, В.К.Мисаилов, Л.И.Янтовский - Л.: Изд-во ЛГУ, 1981,- 276с
123. Конвейеры: Справочник / [Волков Р. А., Гнутов А. Н., Дьячков В. К. и др.]; под общ. ред. Ю. А. Пертена. – Л. : Машиностроение, 1984. – 367 с.
124. Бурлака О.А. Результати експериментальних досліджень якості відцентрового розвантаження скребкового елеватора зернозбирального комбайна/ О.А. Бурлака // Збірник наукових праць національного



- аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”. - Т.IX.- К.: НАУ. - 2000. - С.339-343.
124. Гевко Б.М. Математичні моделі динамічного процесу горизонтальних та вертикальної віток каната трубчастого скребкового конвеєра / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук // Міжвідомчий тематичний науковий збірник «Механізація і електрифікація сільського господарства». – 2013. – Вип.98. – С. 501–509.
125. Штремель Т. Х. Грузоподъемные машины / Т. Х. Штремель. – М. : Высш. школа, 1980. – 304 с.
126. Евневич А.В. Грузоподъемные и транспортирующие машины. – М.: Транспорт, 1975.–312с
- 127.Перминов Г.И. Влияние скорости транспортирования на сопротивление движению тягового органа скребкового конвейера./ Перминов Г.И. - В кн.: Транспорт шахт и карьеров. - М.: Недра, 1971.-е. 164-167.
128. Эйдерман Б.А. Закономерности формирования грузопотока и энергозатрат на скребковых конвейерах./ Б.А. Эйдерман - М.: Наука, 1984. – 133 с.
- 129 Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.02.02 «Машинознавство» / І. Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.
130. Андронов И. В. Неквазилинейная асимптотика задач о колебаниях балок и пластин на нелинейном упругом основании / Андронов И. В., Буланова Н. С. // Доп. НАН України. – К., 1995. – № 9. – С. 28–30.
- 131.Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М.: Наука, 1965. – 560с
132. Пат. №65918 Україна, МПК (2011.01) B65G 35/00. Робочий орган гнучкого канатного конвеєра [Текст] / Ляшук О.Л., Диня В.І.; Олексишин О.В.; Гевко І.Б.; Грабар А.В.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л.; Диня В.І.; Олексишин О.В.; Гевко І.Б.; Грабар А.В. – № u201101683; заявл. 14.02.2011; опубл. 26.12.2011, Бюл. № 24.
133. Митропольский Ю. А. О построении асимптотического решения возмущенного уравнения Брезертонна / Митропольский Ю. А. // Укр. мат. журн. – 1998. – 59, №1. – С. 58–71.
134. В. Wan der Pol. A Teory of the Amplitude of Free and Forced Triode Vibrations // Radio Review. –1920. – № 1.
135. Szezepinski W. Limit analysis and plastic desing of complex shape. – “Progress in Aerospace Sciences” v.12, 1972, Pergamon Press, p. 1-47.
136. Малиновский В.А. Стальные канаты, ч.1;2./ В.А.Малиновский – Одесса: 2001.–188с.; 2002.–180с.
137. Гевко Б.М. Математичні моделі динамічного процесу горизонтальних та вертикальної віток каната трубчастого скребкового конвеєра [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук // Міжвідомчий тематичний

- науковий збірник «Механізація і електрифікація сільського господарства». – 2013. – Вип.98. – С.501–509.
138. Nevko R. B., Yazlyuk B. O., Liubin M. V., Tokarchuk O. A., Klendii O. M., Pankiv V. R. Feasibility study of mixture transportation and stirring process in continuous-flow conveyors. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2017. Vol. 51. № 1. P. 10-20.
139. Nevko R.B., Liubin M.V., Tokarchuk O.A., Lyashuk O. L., Pohrishchuk B.V., Klendii O.M. Determination of the parameters of transporting and mixing feed mixtures along the curvilinear paths of tubular conveyors. INMATEH: Agricultural engineering. Bucharest, Romania. 2018. Vol. 55. № 2. PP. 97-104.
140. Ляшук О.Л. Науково-прикладні основи створення транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин : дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.11 «машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.Л. Ляшук. – Тернопіль, 2015. – 451 с.
141. Ивашков И. И. Геометрический расчет и построение открытошарнирной цепи с прямыми пластинами / И. И. Ивашков. Цепные передачи и приводы: Краснодар: Кубанский государственный университет, 1979. – с.68-72.
142. Пат. №81033 Україна, МПК (2013.01): B65G 33/00. Пластинчастий тяговий безвтулковий ланцюг [Текст] / Кривий П.Д., Кривінський П.П., Бондаренко О.Л., Ляшук О.Л., Диня В.І., Олексин О.В.; заявники і власники патенту Тернопільський національний університет імені Івана Пулюя. – № u201208264; заявл. 06.07.2012; опубл. 25.06.2013, Бюл. №12.
143. Кривий П.Д., Нагрузочная способность параллельно-рядной передачи, оснащенной двумя цепями./ П.Д.Кривий, С.А.Дубиняк, А.В.Куцевич, И.И.Зубченко // Тернопольский приборостроит. ин-т, Тернополь, 1993.- 10 с.: Библиогр.: 2 назва. - Рус. - 01.04.93. Деп. в ГНТБ Украины, Т 691. Ук93.
144. Petro Kryvyi, Oleg Lyashuk, Petro Kryvins'kyi and Maroš Korenko. – Influence of dimensional parameters stochastics of hauling laminated bushless chain elements of improved construction on its bearing capacity. In acta technologica agriculturae, 2014, no. 3, P.61–65, Nitra, Slovak Republic. ISBN 1335-2555.
145. Раскин Р. М. Цепные передачи буровых установок / Р. М. Раскин, В. С. Кронгауз, Ю. Б. Кин // – М.: Недра, 1972. – 168 с.
146. Petro P.Kryvy, Ihor M.Bey, Oksana I.Shymanska, Petro Kryvy. Probability of load-carrying ability of two-profile chain drives/ Proceedings of ASME DETS 2000: 8<sup>th</sup> International ASME Power Transmission and Gearing Conference September 10-13, 2000, Baltimor, Maryland. – p.172-177.
147. Кораблев А.И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач / А.И. Кораблев, Д.Н. Решетов // под редакцией доктора технич. наук., профессора Д.Н. Решетова – М.: Машиностроение, 1968. –

288 с.

148. Ляшук О.Л. Дослідження резонансних коливань гнучких трубчастих скребкових конвеєрів двомірних елементів [Текст] / О.Л. Ляшук // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. – 2013. – Вип.2(37). – С.73–78.

149. Ляшук О.Л. Основні ідеї методу Ван-Дер-Поля для коливань поздовжньо-рухомих привідних канатів транспортерів [Текст] / О.Л. Ляшук, Р.З. Золотий // Науковий вісник Херсонського державного морського інституту. – 2013. – №2(9). – С.197–205.

150. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія і практикум з програмним забезпеченням / Душинський В. В. – К. : НТУУ “КПІ”, 1998. – 408 с.

151. Зажигаев Л. С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л. С. Зажигаев, А. А. Кишьян, Ю. И. Романиков. – М. : Атомиздат, 1978. – 258 с.

152. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.

153. Oleg Lyashuk Andriy Dyachun, Roman Zolotuy, Olexandr Oleksyshyn, Yroslav Zamora, Zdenko Tkáč. 2013. – Results of Experimental Research of Granular Materials Transportation by Tubular Scraper Conveyors. In acta technologica agriculturae, 2013, no. 4, p.101-105, Nitra, Slovak Republic. ISBN 1335-2555.

154. Завражнов А. И. Механизация приготовления и хранения кормов / А. И. Завражнов, Д. И. Николаев. – М. : Агропромиздат, 1990. – 336 с.

155. Погорелый Л. В. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) / [Л. В. Погорелый, П. В. Татьянако и др.]. – Киев : Техника, 1983. – 168 с.

156. Ляшук О.Л. Результати експериментальних досліджень величини травмування зерна під час транспортування трубчастим скребковим конвеєром [Текст] / О.Л. Ляшук, Ів. Гевко, А.Є. Дячун // Вісник Львівського національного аграрного університету. – 2013. – Вип.17. – С.187–193.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b>	3
<b>РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ</b>	
1.1 Сучасний стан досліджень транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання	5
1.2. Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень досліджень скребкових транспортно-технологічних механізмів машин та обладнання	15
<b>РОЗДІЛ 2. СИНТЕЗ ТРАНСПОРТНО- ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН</b>	
2.1. Характеристика транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарського призначення	33
2.2 Вибір конвеєрів з розширеними технологічними можливостями неперервної дії	35
2.3 Синтез транспортно-технологічних механізмів машин	41
2.4. Методологія вибору транспортно-технологічних механізмів	48
<b>РОЗДІЛ 3 МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТНО -ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН</b>	
3.1. Фізична та математичні моделі динамічного процесу горизонтальних та вертикальної віток трубчастих скребкових канатних конвеєрів	53
3.1.1 Математична модель динамічного процесу горизонтальних частин трубчастого скребкового конвеєра.	56
3.1.2 Математична модель динамічного процесу вертикальної частини трубчастого скребкового конвеєра.	60
3.1.3 Математична модель динаміки системи трубчатий ланцюговий скребковий конвеєр - зернова маса, яка переміщується	61
3.2 Узагальнення основної ідеї методу Ван-дер-Поля на випадок коливань поздовжньо-рухомого робочого органу трубчастого скребкового конвеєра.	65
3.3 Дослідження коливань робочого органу трубчастого скребкового конвеєра із врахуванням сили опору пропорційної швидкості та нелінійних пружних	69

	властивостей матеріалу	
3.4	Резонансні коливання гнучких двовимірних елементів в трубчастому скребковому конвеєрі	72
3.5	Динамічні навантаження у привідному ланцюзі конвеєра під час резонансних коливань	77
	<b>РОЗДІЛ 4. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН</b>	
4.1	Нові конструкції тягових пластинчастих ланцюгів та обґрунтування їх параметрів	80
	Вплив стохастичності розмірних параметрів елементів	85
4.2	тягового пластинчатого безвтулкового ланцюга удосконаленої конструкції на його несучу здатність	
	Розмірний аналіз точності контактних кроків тягових	98
4.3	безвтулкових пластинчастих ланцюгів із співвіднесеними ступінчастими валиками	
	<b>РОЗДІЛ 5 ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ</b>	
5.1	Методика дослідження динамічного процесу у вітках трубчастого скребкового конвеєра	
5.1.1.	Вплив геометричних, кінематичних та фізико-механічних параметрів на власні коливання робочого органу	109
5.1.2	Загальна методика визначення впливу нелінійних сил та крайових умов на поздовжні коливання робочого органу, яка переміщає (транспортує) сипке середовище	115
5.1.3.	Методика дослідження динамічного процесу ланцюгового конвеєра, який транспортує зернову масу	118
5.2.	Програма і методика проведення експериментальних досліджень транспортно-технологічних механізмів та їх елементів	125
5.2.1.	Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності трубчастого скребкового конвеєра	126
5.2.2	Методика проведення експериментальних досліджень крутного моменту трубчастого скребкового конвеєра	127
5.2.3	Методика проведення експериментальних досліджень травмування насінного матеріалу в трубчастому скребковому конвеєрі	128

**РОЗДІЛ 6 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ  
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ  
МЕХАНІЗМІВ**

6.1	Результати експериментальних досліджень продуктивності і крутного моменту транспортно-технологічної системи трубчастого скребкового конвеєра	129
6.2	Результати експериментальних досліджень травмування насінного матеріалу трубчастим скребковим конвеєром	136
6.3	Результати експериментальних досліджень транспортування зернової суміші системи трубчастого ланцюгового скребкового конвеєра	139
6.4	Обґрунтування економічної ефективності використання конвеєрів при транспортуванні насінного матеріалу по криволінійних траєкторіях	143
	<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРА</b>	<b>152</b>

**О.Л. ЛЯШУК, Р.Б. ГЕВКО, В.О. ДЗЮРА,  
О.М. КИРИК, А.П. ДОВБИШ**

**СТВОРЕННЯ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ  
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ  
МЕХАНІЗМІВ МАШИН І ОБЛАДНАННЯ**

**Монографія**

Г 27      Створення та модернізація транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання / О.Л. Ляшук, Р.Б. Гевко, В.О. Дзюра, О.М. Кирик, А.П. Довбиш. – Тернопіль: ТНТУ, 2019. – 167 с.

**ISBN 978-617-7331-96-3**

Підписано до друку 21.11.2019. Формат 60×90, 1/16.  
Друк лазерний. Папір офсетний. Гарнітура TimesNewRoman.  
Умовно–друк. арк. 6,7. Наклад – 100 прим.  
Замовлення № 21112019

\*\*\*\*\*

Друк ФОП Паляниця В. А.  
Свідоцтво ДК №4870 від 20.03.2015 р.  
м. Тернопіль, вул. Б. Хмельницького, 9а, оф.38.  
тел. (0352) 528–777.