

**Р.Б.Гевко, Р.М.Рогатинський, Р.І.Розум,  
М.Б.Клендій, О.М.Клендій, А.О.Вітровий**

**ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО РІВНЯ  
ПРОЦЕСІВ ЗАВАНТАЖЕННЯ ТА  
ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ МАТЕРІАЛІВ У  
ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРАХ**

**Монографія**

**Тернопіль  
2018**

УДК 621.87

ББК 40.72

Г 27

### **Рецензенти:**

**М.С. Когут** – д.т.н., професор, зав. кафедри машинобудування Львівського національного аграрного університету;

**В.Ф. Дідух** - д.т.н., професор, професор кафедри інженерного та комп'ютерного забезпечення агропромислового комплексу Луцького національного технічного університету;

**І.П. Паламарчук** - д.т.н., професор, зав. кафедри процеси та обладнання переробних і харчових виробництв імені професора П.С.Бердника Вінницького національного аграрного університету.

*Рекомендовано до друку Вченою Радою  
Тернопільського національного економічного університету  
Протокол № 6 від 16 січня 2017 року*

### **Гевко Р.Б.**

Г 27 Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія / Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій.- Тернопіль: Осадца Ю.В., 2018.- 180 с.

ISBN 978-617-7516-42-2

У монографії наведено нові способи завантаження та перевантаження сипких матеріалів в технологічних магістралях як для гнучких, так і жорстких гвинтових конвеєрів. Здійснено теоретичне обґрунтування конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів запропонованих схем робочих органів і компоновок гвинтових конвеєрів. Розроблено принципово нові конструкції робочих органів, які захищені патентами України на винаходи та корисні моделі. Проведено комплекс експериментальних досліджень для встановлення оптимальних параметрів конвеєрів та елементів їх захисту від поломок при виникненні перевантаження.

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

**УДК 621.87**

**ББК 40.72**

ISBN 978-617-7516-42-2

© Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум,  
М.Б. Клендій, О.М. Клендій, А.О. Вітровий, 2018  
© ФОП Осадца Ю.В., 2018

## ВСТУП

Технологічні процеси збирання і переробки продукції сільськогосподарського виробництва складаються із низки трудомістких завантажувально-розвантажувальних і транспортних операцій. Підвищення ефективності механізації таких технологічних операцій, із застосуванням нових способів завантаження та переміщення сипких вантажів, є актуальним завданням сільськогосподарського виробництва в Україні.

Одним з перспективних напрямків вирішення даної задачі є розробка засобів механізації технологічних операцій на базі гнучких гвинтових конвеєрів, які забезпечують транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах при вільному розташуванні робочого органу в гнучкому кожусі. Однак, існуючі конструкції двомагістральних гвинтових конвеєрів потребують постійного втручання оператора для завантаження матеріалом технологічної магістралі гвинтового робочого органу, що характерно для робіт, які проводяться на токах при перевантаженні та протруюванні зернових матеріалів.

Аналіз відомих конструктивних рішень завантажувальних патрубків показав, що на даний час відсутні такі типи їх конструкцій, які б забезпечили самозавантаження гнучкої технологічної магістралі під час її переміщення в бік купи сипкого матеріалу, що забирається.

В зв'язку з цим, актуальним є питання розробки нових типів самозавантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва по криволінійних трасах і обґрунтування їх раціональних конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів.

Застосування в гвинтових конвеєрах перевантажувальних патрубків з центральним приводом технологічних магістралей дозволяє суттєво підвищити експлуатаційну надійність таких засобів механізації при виконанні завантажувально-розвантажувальних технологічних операцій.

Однак існуючі конструкції перевантажувальних патрубків не в повній мірі задовольняють експлуатаційні вимоги. Основними їх недоліками є підвищені енерговитрати, які пов'язані з необхідністю

піднімання матеріалу в зоні перевантаження для забезпечення його самопливного пересипання із завантажувальної магістралі на вивантажувальну, а також підвищене пошкодження сипкого матеріалу та складність конструкцій патрубків, особливо при їх значних габаритних розмірах.

У відомих конструкціях патрубків, в яких частково вирішені вищезгадані проблеми, суттєво ускладнюється процес перевантаження сипкого матеріалу, а при певних режимах роботи зростає ймовірність виникнення заторів, що призводить до втрати працездатності гвинтового конвеєра.

Тому, розробка нових конструкцій перевантажувальних патрубків з відповідними робочими органами та обґрунтування їх раціональних параметрів, які забезпечать підвищення експлуатаційних показників конвеєрів при зменшенні матеріаломісткості та спрощенні конструкції також є актуальним завданням.

При транспортуванні сипких матеріалів внаслідок наявності зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби можливі заклинювання гвинтового робочого органу. Для відновлення працездатності конвеєра необхідно відвести в осьовому напрямку заклинене ребро шнека від контакту з матеріалом, і в подальшому після зняття перевантаження, елементи приводу повинні забезпечити початкове положення гвинтового робочого органу для транспортування матеріалу в зону вивантаження.

Ці проблемні питання можна вирішити за рахунок осьового відведення заклиненого гвинтового робочого органу за допомогою кулькових запобіжних муфт з профільним виконанням лунок, як при виході із зачеплення, так і при їх входженні.

Дана монографія присвячена вивченню різних типів завантажувально-перевантажувальних патрубків та обґрунтуванню їх раціональних конструктивно-кінематичних параметрів, а також захисних пристроїв, для забезпечення ефективного функціонування гвинтових конвеєрів.

# РОЗДІЛ 1

## АНАЛІЗ СПОСОБІВ ЗАВАНТАЖЕННЯ ТА ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ГВИНТОВИМИ КОНВЕЄРАМИ

### 1.1. Механіко-технологічні властивості сипких сільськогосподарських матеріалів

Сипким сільськогосподарським матеріалам властиві особливості, які за відносно невеликих затрат дають змогу механізувати процеси їх переміщення і зберігання, що істотно відрізняє їх від інших матеріалів.

У сільськогосподарському виробництві ряд технологічних операцій пов'язано з переміщенням сипких матеріалів. Тому під час проектування робочих органів відповідних машин важливо знати механіко-технологічні властивості сипких матеріалів, тобто властивості, які мають суттєвий вплив на закономірності та характер протікання технологічних процесів сільськогосподарського виробництва, а також методи їх визначення.

Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів досліджували такі вчені: Р.Л. Зенков, В.П. Горячкін, П.М. Василенко, Г.А. Хайліс, М.І. Кльонін, М.О. Демидко, О.М. Карпенко, В.А. Желіговський, М.Н. Летошнєв, М.А. Дементьєв, І.П. Безручкін, В.В. Боцманов, К.І. Васильєв, А.Н. Новіков, М.П. Кругляков, М.Г. Догановський, С.М. Гімейн, Є.В. Козловський, М.Ф. Бурмістрова, Г.П. Варламов, С.Н. Нікелін, І.В. Павловський, Н.М. Марченко, Р.Б. Гевко, М.А. Літвінов, В.М. Верховський, М.К. Лінник, І.І. Шкодкін, А.Г. Пузанков та інші.

Сипкий матеріал слід розглядати як статичну сукупність твердих частинок, випадкова орієнтація яких у просторі спричинена дією гравітаційних, фрикційних сил і сил розклинювання.

Форма сипких сільськогосподарських матеріалів є еліпсоїдна або бобоподібна (довжина значно перевищує товщину і ширину – соя та інші зерна бобових культур), кулькоподібна (довжина, ширина та товщина практично однакові або відрізняються незначною мірою – горох, просо), пірамідальна (гречка), сочевицеподібна (ширина

насінин дорівнює довжині за значно меншої товщини – сочевиця та ін.), довгаста (пшениця, ячмінь, жито, кукурудза та ін.) [1; 2].

Лінійні розміри характеризуються: довжиною  $l$ , шириною  $b$  і товщиною  $a$ . Для різних форм характерні наступні співвідношення лінійних розмірів: еліпсоїдальні  $a < b < l$ ; кулькоподібні  $a = b = l$ ; пірамідальні  $a < b < l$ ; сочевицеподібна  $a < b = l$ ; довгаста  $a < b < l$  і  $a = b < l$ . Звідси видно, що у більшості випадків довжина  $l$  – найбільший розмір, ширина  $b$  – середній і товщина  $a$  – найменший. Розміри зернового матеріалу сільськогосподарських культур приведені в таблиці 1.1 [3].

Об’ємна маса (щільність) сипкого матеріалу це маса матеріалу, що знаходиться в одиниці об’єму. Розрізняють об’ємну масу сипкого матеріалу, вільно насипаного і ущільненого [1; 3].

Об’ємна маса ( $\gamma_0$ ) змінюється в широких межах: від 0,08 до 2,4 т/м<sup>3</sup>. Матеріали із щільністю  $\gamma_0 < 0,6$  т/м<sup>3</sup> називають легкими,  $0,6 < \gamma_0 \leq 1,1$  т/м<sup>3</sup> – середніми,  $1,1 < \gamma_0 \leq 2$  т/м<sup>3</sup> – важкими,  $\gamma_0 > 2$  т/м<sup>3</sup> – сильно ущільненими.

Таблиця 1.1.

Розміри зернових матеріалів сільськогосподарських культур

Зерновий матеріал	Розміри, мм		
	Довжина	Ширина	Товщина
Пшениця	4,2 – 8,6	1,6 – 4,0	1,5 – 3,8
Жито	5,0 – 10,0	1,4 – 3,6	1,2 – 3,5
Овес	8,0 – 18,6	1,4 – 4,0	1,2 – 3,6
Ячмінь	7,0 – 14,6	2,0 – 5,0	1,4 – 4,5
Рис	5,0 – 12,0	2,5 – 4,3	1,2 – 2,8
Кукурудза	5,2 – 14,0	5,0 – 11,0	3,0 – 8,0
Гречка	4,4 – 8,0	3,0 – 5,2	2,0 – 4,2
Просо	1,8 – 3,2	1,2 – 3,0	1,0 – 2,2
Горох	4,0 – 8,8	3,7 – 8,0	3,5 – 8,0
Соняшник	7,5 – 15,0	3,5 – 8,6	1,7 – 6,0
Льон	3,2 – 6,0	1,7 – 3,2	0,5 – 1,5
Соя	5,0 – 10,5	3,5 – 8,0	3,0 – 6,0

Для визначення динамічної щільності матеріалу мірну посудину встановлюють на вібраційний стіл і заповнюють матеріалом. Під час вібрації стола рівень матеріалу поступово знижується. В посудину добавляють матеріал доти, доки зниження його рівня не припиниться. Після цього стіл зупиняють, а далі діють так само, як і в разі визначення щільності вільно насипаного матеріалу. Відношення щільності  $\gamma_y$  динамічно ущільненого сипкого матеріалу до щільності вільно насипаного  $\gamma_0$  називають коефіцієнтом ущільнення

$$k_y = \gamma_y / \gamma_0 . \quad (1.1)$$

Основні властивості сипких матеріалів [2; 4], які використовують на практиці, поділяють на дві групи:

- параметри, які характеризують властивості сипкого матеріалу;
- властивості, які характеризують процеси, що відбуваються в сипкому матеріалі.

До властивостей першої групи, які є основними, належать структурно-механічні, силові та фрикційні. Друга група характеризує процеси, розкриває їхні основні залежності та є базою для розрахунків, що відбуваються в сипкому матеріалі. До цієї групи належать теплофізичні, електрофізичні та аеродинамічні властивості.

Структурно-механічні властивості насамперед залежать від щільності сипкого матеріалу, відносної їх рухливості.

Механічні властивості такої структури можна описати еквівалентними модулем пружності та коефіцієнтом Пуассона.

Характер передачі енергії в сипкому матеріалі значною мірою визначається силами тертя та зчеплення в місцях контактів його часток. Ці самі сили визначають поведінку сипкого матеріалу в надкритичному стані, коли щільність укладання змінюється від деякого критичного значення  $K_{кр}$  до мінімального  $K_{min}$ .

Зазначені властивості сипкого матеріалу умовно можна назвати фрикційними. Вони характеризуються кутом природного укусу (кут внутрішнього тертя на поверхні сипкого матеріалу), коефіцієнтом опору зсуву одного шару сипкого матеріалу по іншому, коефіцієнтом опору зсуву сипкого матеріалу по обмежувальних поверхнях. Останні два коефіцієнти – комплексні величини.

Тертя в сипкому матеріалі – явище комплексне і визначається, з одного боку, тертям по контактних поверхнях часток матеріалу, а з іншого – пов’язане з перебудовою структури сипкого матеріалу, що виникає в результаті пружної деформації часток твердої фази і залишкової деформації (зміна щільності укладання часток).

Найповніше процес тертя в сипкому матеріалі виявляється за наявності внутрішнього тертя, коли в процес втягується шар сипкого матеріалу і поверхня зсуву, як така, відсутня. У разі зовнішнього тертя, яке виникає внаслідок відносного зміцнення сипкого матеріалу по стінках посудини, тертя зумовлене процесами в прикордонному шарі.

Вологість сипкого матеріалу по-різному впливає на величину коефіцієнта внутрішнього тертя. Це визначається формою утримання вологи в сипкому матеріалі. Для органічних сипких матеріалів (насіння злаків, харчова продукція) характерна сорбційна волога, для неорганічних (пісок, мінеральні добрива, тощо) – вільна.

Стан поверхні має вплив на коефіцієнти зовнішнього тертя і сипучість, вона може бути гладка або шереховата. Опір сипких матеріалів переміщенню відносно поверхні твердих тіл, що викликано силою тертя, характеризується коефіцієнтом зовнішнього тертя  $f_l$ .

Початковий опір зсуву зростає з підвищенням плівкової вологості дрібно фракційних сипких матеріалів: початковий опір вологого матеріалу в багато разів більший, ніж початковий опір самого матеріалу в сухому стані.

Коефіцієнти зовнішнього тертя різних матеріалів у відносному русі (динамічний) менші, ніж коефіцієнти тертя спокою, на 10 – 30% [3]. Коефіцієнти зовнішнього тертя приведені в таблиці 1.2 [5; 6].

Таблиця 1.2.

Коефіцієнти зовнішнього тертя

Назва матеріалу	Поверхня тертя	Значення коефіцієнтів тертя	
		статичний	Динамічний
Пшениця, овес, ячмінь, соняшник, кукурудза, жито	сталь	0,36 – 0,58	0,33 – 0,48
	дерево	0,33 – 0,62	0,28 – 0,52
	гума	0,47 – 0,66	0,47 – 0,62
Просо, сочевиця, горох, насіння льону і коноплі	сталь	0,31 – 0,38	0,30 – 0,36
	дерево	0,33 – 0,41	0,33 – 0,40
	гума	0,36 – 0,44	0,38 – 0,48



Тертя сипкого матеріалу в шарі, його сипучість, оцінюється кутом природного відкосу, який для різних культур міняється від 25° до 40°. Порошкоподібні добрива мають кут природного відкосу до 35°, а гранульовані – до 40° [3]. Для ідеально сипких матеріалів кут внутрішнього тертя рівний куту природного відкосу [3 - 6].

Кут природного відкосу залежить від розмірів та форми, стану поверхні та вологості матеріалу. З підвищенням вологості сипучість зменшується (кут природного відкосу відповідно зростає). Значення кутів природного відкосу приведені в таблиці 1.3 [2].

Під ідеально сипкими матеріалами слід розуміти такі, в яких між частинками твердого тіла існують лише зв'язки тертя та одnobічного стискання (зерно, пісок, гранульовані мінеральні добрива та ін.).

Під зв'язними сипкими матеріалами слід розуміти такі, в яких зв'язки між частинками твердого тіла є силами тертя та щеплення, що діють в одних і тих самих площинах контактів.

Таблиця 1.3.

Кути природного відкосу

Матеріал	Кут природного відкосу, град	
	при насипанні	при руйнуванні
Зерно: пшениці	24 – 26	34 – 36
рису	27 – 34	30 – 38
кукурудзи	23 – 27	33 – 37
Горох	27 – 32	–
Квасоля	31	–
Вика	29	–
Насіння: буряків	34 – 38	42 – 50
трави	18 – 19	25 – 27
льону	17 – 18	23 – 25

Вологість матеріалу  $W_B$  визначають висушуванням взятої проби за температури 105°C до сталої маси і обчислюють за формулою [2]

$$W = \frac{m_1 - m_2}{m_2}, \quad (1.4)$$

де  $m_1$  і  $m_2$  – маси зразка відповідно до і після висушування.

Вище розглянуті властивості сипких сільськогосподарських матеріалів повинні враховуватись при розробці робочих органів завантажувальних патрубків конвеєрів.

## **1.2. Аналіз конструкцій та технологічних процесів роботи гвинтових конвеєрів із завантажувальними та перевантажувальними патрубками**

Широке використання гвинтових механізмів зумовлене необхідністю вдосконалення та створення вискоефективних машин для транспортування сипких (порошкоподібних та дрібнозернистих) матеріалів, які широко використовуються в сільськогосподарському виробництві, будівельній, хімічній промисловості та ін.

Оскільки метою досліджень є підвищення ефективності та рівня механізації процесів завантаження гвинтових конвеєрів та перевантаження матеріалів при багато магістральних технологічних трасах то першочергово проведений аналіз існуючих конструкцій бункерних пристроїв і завантажувальних патрубків.

При проведенні аналізу бункерних пристроїв і завантажувальних патрубків основна увага приділялась процесам і конструктивним елементам збурення сипкого середовища, які, по можливості, будуть використані при розробці нових схем і конструкцій.

При витіканні в бункерах сипких матеріалів можливе утворення склепінь, на утворення яких впливають як реологічні характеристики самого матеріалу, їх зміна в часі, так і конструктивні параметри бункерів. Запобігання утворенню склепінь можливе за рахунок застосування збуджувачів сипких матеріалів.

Вони характеризуються методом, місцем та інтенсивністю збурення маси сипкого матеріалу. В якості збуджувачів використовують механічні розрихлювачі, розташовані в середині бункера; вібратори, які розташовані на стінках або в середині бункера; аеродинамічні розрихлювачі та ін.

Механічні та вібраційні збуджувачі застосовують для покращення сипучості дрібно зернистих і порошкоподібних матеріалів. Їх дія ґрунтується на перемішуванні матеріалу для зменшення сил зчеплення між окремими частинками і для порушення рівноваги склепінь матеріалу в бункері.

Різні варіанти конструктивного виконання механічних та вібраційних збуджувачів потоку сипкого матеріалу безпосередньо у бункерах гвинтових конвеєрів [7; 8] зображено на рис.1.1.

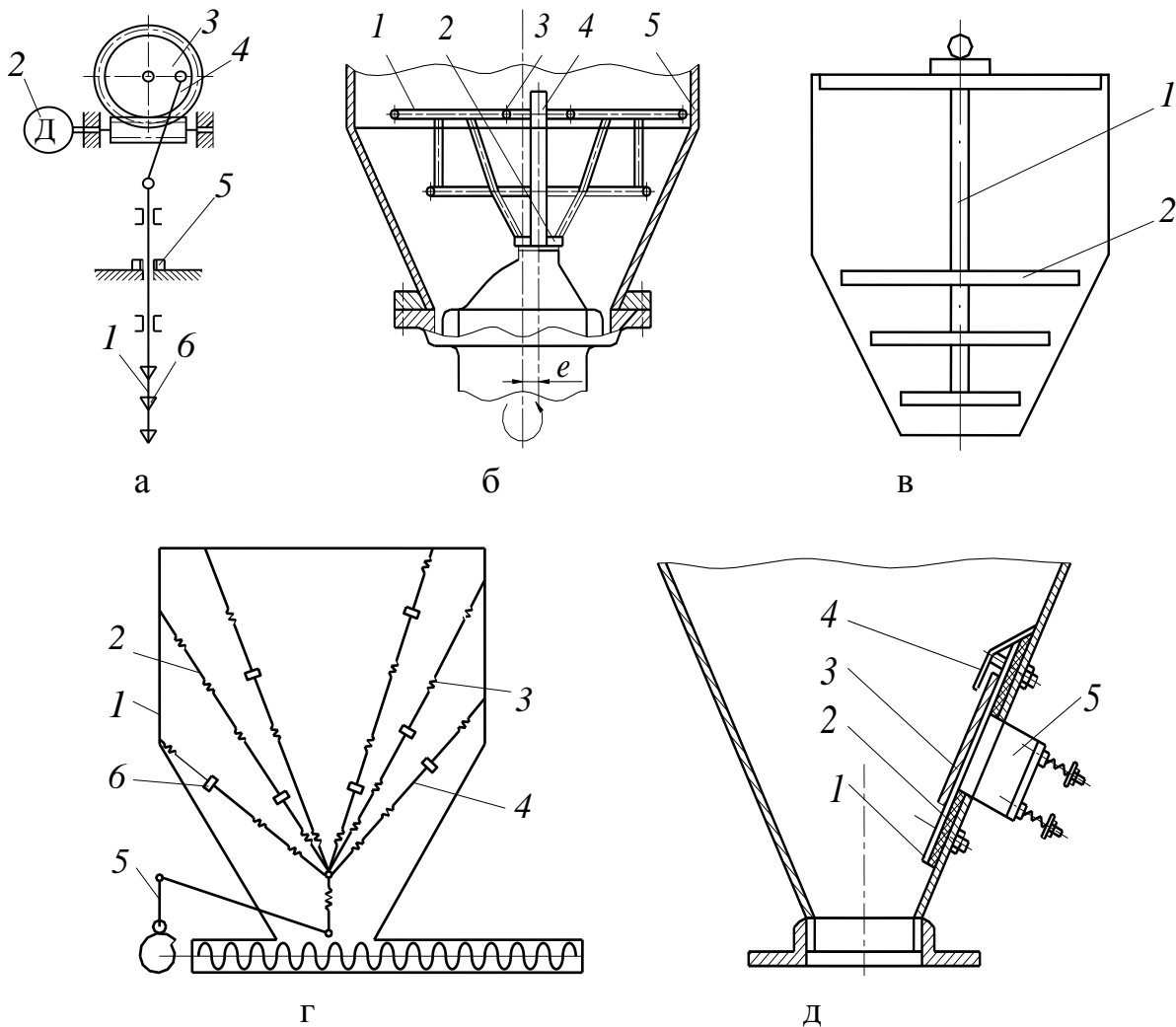


Рис. 1.1. Конструктивні схеми механічних та вібраційних збуджувачів:  
 а - збуджувач у вигляді рухомої штанги; б - збуджувач у вигляді просторової решітки; в - підвісний віброзбуджувач; г - збуджувач з вібруючими тягами; д - накладний вібратор на пружних елементах

Для усунення склепіння матеріалу в середину бункера вводять розташовану в опорах штангу 1 (рис. 1.1а) з лопатками 6, яка отримує зворотно-поступальний та обертовий рухи від електродвигуна 2 через черв'ячний редуктор 3 і кривошипну передачу 4. Обертання штанзі передається від гвинтового sprzęження з направляючою 5.

Недоліком даного збуджувача є те, що він може руйнувати склепіння в матеріалі лише у тому випадку, якщо він утворився в районі розташування штанги.

Для запобігання утворенню склепінь сипких матеріалів можна використовувати збуджувачі (рис. 1.1б), які виконані у вигляді просторової решітки 1, встановленої всередині бункера 5 на нижній 2 і верхній 3 кільцевих опорах, за допомогою яких решітка розташована з ексцентриситетом "e" на вертикальному валу 4.

В процесі роботи решітка обертається з радіусом, рівним величині ексцентриситету та коливається відносно валу, за рахунок більшого зазору у верхній опорі. Розміри решітки вибирають близькими до розмірів бункера, що дозволяє охоплювати всю зону розміщення матеріалу та підвищує ефективність його руйнування.

Недоліком даного механічного збуджувача є значні енерговитрати, оскільки решітка при обертанні постійно повинна долати опір матеріалу навіть при повному усуненні склепінь.

Вібробуджувачі (вібратори) також використовують для покращення витікання різних зернистих матеріалів. Під дією вібраторів фізико-механічні властивості матеріалу змінюються, а завислий матеріал приводиться в рух.

Класифікують вібратори як електромеханічні, де вібрація проходить за рахунок обертання неврівноважених мас, встановлених на валу електродвигуна; електромагнітні, де коливання здійснюються за допомогою електромагнітів постійного та змінного струму, а також пневматичні, які працюють за допомогою стиснутого повітря.

Вібрації від вібробуджувачів передаються або на стінки бункера, або на вібруючий робочий орган в середині бункера. Вони відрізняються відносною простотою конструкції, керування та обслуговування, а також незначними енерговитратами.

Однак вони мають ряд недоліків. Як відомо, вібрація може призвести не лише до розрихлення, але і до ущільнення матеріалу. Утворені при вібраційному ущільненні склепіння настільки міцні, що руйнування їх за допомогою вібробуджувачів є проблематичним.

Підвісні вібратори відрізняються один від одного формою робочого органу та місцем встановлення.

Підвісний жорсткий вібробуджувач (рис. 1.1в) складається із встановленого в середині бункера вертикального валу 1 з горизонтально розташованими лопатями 2. Вал повертається навколо своєї осі (під дією вібрації і руху матеріалу) за рахунок нахилу лопатей і застосування в якості опори валу підшипника кочення. Опорна балка руйнівального пристрою кріпиться до кронштейнів бункера за допомогою гумових або пружних амортизаторів, для того щоб вібрація не передавалась на стінки бункера.

Недоліком є низька якість виконання технологічного процесу.

Збуджувач матеріалу з вібруючими тягами розташований в середині корпусу бункера 1 і виконаний у вигляді похило розташованих до поздовжньої осі корпусу тяг 2, пружно змінних по довжині, одним кінцем прикріплених до стінок корпусу бункера, а другим – до привода 5 збуджувача (рис. 1.1г). Тяги складаються з окремих відрізків стержнів 4, послідовно з'єднаних між собою пружинами 3. На тягах кріпляться пластини 6, які активізують процес руйнування склепінь.

При вмиканні приводу збуджувача (вмикається періодично, або постійно) приводяться в рух тяги, які розрихлюють масу сипкого матеріалу на межі склепінь і своїми коливаннями руйнують його.

Накладні віброзбуджувачі встановлюють із зовнішньої сторони стінки бункера переважно на  $1/4 - 1/3$  його висоти ближче до вихідного отвору. Кількість і потужність віброзбуджувачів залежить від типу, розміру бункера, характеристик матеріалу і його стану.

Руйнування склепінь з використанням накладних вібраторів рекомендується виключно для бункерів малого об'єму.

Для запобігання руйнування стінок бункера і металокопункцій від дії шкідливих вібраційних навантажень застосовують накладний вібратор на пружних елементах, який зображено на рис. 1.1д. Віброплита складається з металевого листа 3, під яким по периметру закріплена конвеєрна стрічка 1. Для зменшення вібраційної дії плити на стінку бункера під лист підкладають два-три шари мікропористої гуми 2. Для запобігання попадання під віброплиту дрібних частинок над нею встановлюють спеціальну пластину 4. Вібратор 5 кріпиться до листа із зовнішньої сторони бункера. При утворенні склепіння вмикають вібратор, коливання якого передаються плиті, що приводить в рух матеріал, тим самим руйнуючи склепіння.

Гумові прокладки зменшують вібраційні дії на корпус бункера.

Пневматичні пристрої широко використовуються для запобігання та ліквідації склепоутворень в ємкостях для порошкоподібних і пилоподібних матеріалів, які насичуються повітрям, що підвищує пористість матеріалів і зменшує коефіцієнт внутрішнього тертя.

Недоліком аераційного обладнання є втрата повітропроникності плиток і утворення на їх поверхні щільної кірки. Це явище виникає через вологість повітря, що подається в аераційне обладнання.

Одним із методів боротьби зі склепоутворенням порошкоподібних матеріалів є встановлення пневматичних сопел (повітряних факелів) в зоні зависання матеріалу, через які подається стиснуте повітря під тиском 4 – 6 атм. Миттєва подача повітря при відкритті швидкохідних вентилів має ударну дію, що знижує внутрішній опір тертю, зменшує щеплення частинок матеріалу зі стінками і покращує процес витікання матеріалу.

Руйнування склепінь за допомогою пневматичних сопел ефективно лише при подачі повітря в зону склепіння. При невиконанні даної умови повітряний удар не зруйнує склепіння і не розрихлить матеріал навіть при тиску в 7 атм. В зв'язку з цим встановлюють систему пневматичних сопел в різних місцях.

Іншим способом завантаження технологічної магістралі сипким матеріалом є процес його забору спіраллю шнека, яка, як правило, розташована у завантажувальному патрубку.

Для ефективного забору злежаних і ущільнених матеріалів можна застосовувати гнучкий гвинтовий конвеєр [8], який містить завантажувальний патрубок, виконаний у вигляді бура (рис. 1.2а).

В процесі роботи оператор вводить завантажувальний патрубок 1 в злежаний матеріал. Конусоподібні гвинтові лопатки 2 бура при обертанні врізаються у матеріал і, розрихлюючи його, подають у середину еластичного кожуха 3. Далі матеріал шнековим робочим органом 4 подається у зону вивантаження.

Перевагами такого робочого органу є ефективний забір злежаних матеріалів і переміщення матеріалу на вертикальних ділянках, що є можливим за рахунок кріплення спіралі 5 до гнучкого валу 6.

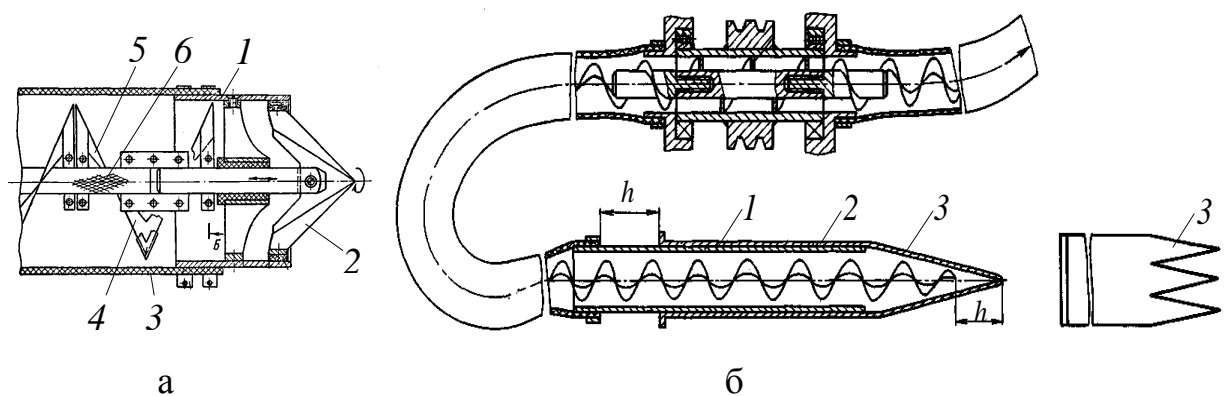


Рис. 1.2. Завантажувальні патрубки з конусними наконечниками:  
а – наконечник у вигляді бура; б – конусний пелюстковий наконечник

Його недоліком є конструктивна складність гвинтового бура, низька надійність гнучкого валу, який виконаний у вигляді тросу, що ефективно працює лише на розтяг, а не на кручення.

Для збільшення довжини переміщення матеріалу застосовують двомагістральні конвеєри з центральним приводом. При цьому крутильні навантаження на спіраль в зоні її кріплення до ведучого валу суттєво зменшуються ніж при застосуванні однієї магістралі, а в зоні забору матеріалу встановлюють завантажувальний патрубок.

Типова схема такого конвеєра [9] зображена на рис. 1.2б. Завантажувальний патрубок виконаний у вигляді труби 1, на якій встановлений розрізний кожух 2 з конічними пелюстками 3.

Попередньо патрубок конічною частиною вводять у матеріал, після чого кожух натягують на трубу, що призводить до розкриття пелюстків і відповідно просипання матеріалу на спіраль. При вмиканні приводу, спіраль захоплює матеріал і подає його в зону вивантаження.

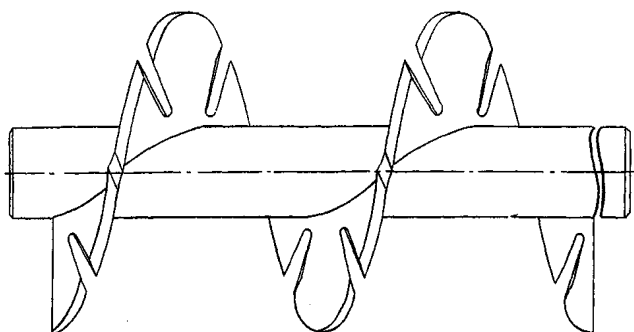
Перевагами такої конструкції завантажувального патрубка є досить просте і глибоке проникнення його в купу матеріалу без деформації пружної спіралі шнека в статичному стані.

Недоліком даного робочого органу є низький коефіцієнт завантаження сипким матеріалом гвинтового конвеєра.

Як варіант, для забору злежаних матеріалів застосовують спіраль шнека, яка виступає з еластичного кожуха (рис. 1.3а). Для покращення процесу подрібнення матеріалу периферійна поверхня шнека може бути утворена у вигляді окремих пелюстків, торцеві поверхні яких виконані заточеними і зміщені одні відносно одних [10], (рис. 1.3б).



а



б

Рис. 1.3. Завантаження злежаних матеріалів відкритою спіраллю шнека: а – процес розрихлення та забору солі; б – схема шнека із заточеними боковими ребрами окремих пелюстків

Застосування такого робочого органу сприяє інтенсивному подрібненню матеріалу, однак відсутність направляючих в сторону еластичного кожуха призводить до розкидання матеріалу і відповідно до низького коефіцієнту завантаження технологічної магістралі конвеєра. Виконання відкритої магістралі в процесі забору матеріалу є особливо небезпечним для оператора, а тому необхідно розробити систему захисту від виникнення можливих його травмвань.

Для виключення деформації гвинтової спіралі при введенні завантажувальної магістралі в сипкий матеріал, можна застосувати завантажувальний патрубок [11], який зображено на рис. 1.4а. Патрубок виконано циліндричної форми із суцільним конусом 1. Рівномірно по циліндричній поверхні виконані відігнуті пелюстки 2, які частково перекривають просівні вікна 3. В середині патрубка розташована спіраль шнека 4. Відігнуті пелюстки при введенні завантажувального патрубка в матеріал виключають можливість подання його значної маси через просівні вікна на гвинтову спіраль.

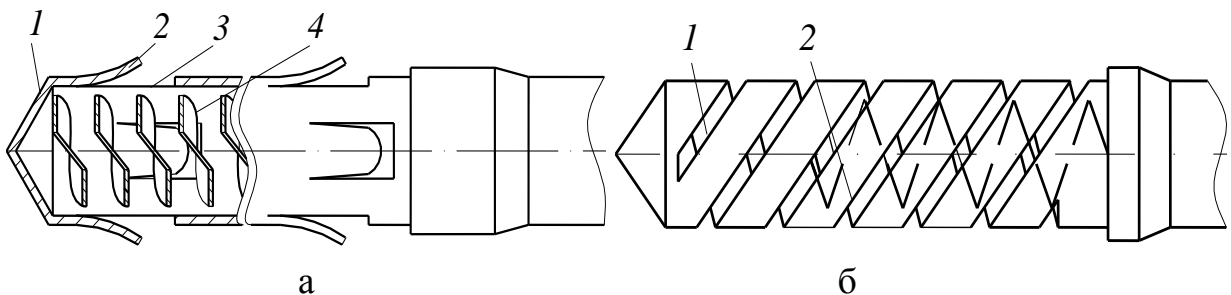


Рис. 1.4. Завантажувальні патрубки:

а – з відігнутими пелюстками; б – з пружним обмежувачем

Перевагами такого патрубка є простота конструкції та експлуатації, а до недоліків можна віднести низький коефіцієнт завантаження магістралі, а також ефективність його роботи лише при вертикальному введенні в купу матеріалу.

Частково усунути вищевказані недоліки може завантажувальний патрубок з пружним обмежувачем [12], конструктивна схема якого зображена на рис. 1.4б.

Патрубок виконано у вигляді пружного обмежувача 1, в якому розташована гвинтова спіраль 2. Обмежувач виготовлено із циліндричної спіралі, між витками якої утворені зазори, а напрямок її навивання є протилежним до робочої спіралі шнека.



При введенні обмежувача в сипкий матеріал, під дією сил опору, його витки деформуються, що призводить до перекриття зазорів і виключення деформації спіралі шнека. При відпусканні патрубк обмежувач розкривається і матеріал поступає на робочу спіраль.

В процесі роботи пружний обмежувач вібує, що сприяє збільшенню коефіцієнта завантаження технологічної магістралі.

Однак виконання обмежувача у вигляді циліндричної спіралі призводить до зростання його осьової жорсткості в порівнянні з робочою спіраллю шнека, яка має ребристу навивку. Тому товщина стінок повинна бути незначною, що викликає певні проблеми стосовно її стійкості при введенні патрубк в матеріал. Також недоліком такого патрубк є відсутність можливості регулювання подачі матеріалу.

Даний недолік можна усунути шляхом введення над спіраллю шнека регульованого кожуха, який в залежності від необхідного коефіцієнта завантаження технологічної магістралі може переміщуватись і фіксуватись відносно центральної осі шнека.

Таким чином, завантаження шнекових транспортерів може здійснюватись за допомогою бункерів (рис. 1.5а), при цьому переміщення сипкого матеріалу переважно відбувається у штовхаючому режимі або самозавантажувальних патрубків (рис. 1.5б) де транспортування матеріалу здійснюється у тягнучому режимі [13].



Рис. 1.5. Шнекові транспортери: а – з бункерним завантаженням матеріалу моделі “ТПШ – 3М”; б - із самозавантажувальним патрубком моделі “У9-УСШ”

З аналізу технічних характеристик різних марок таких шнекових транспортерів встановлено, що при однакових конструктивних (діаметр і крок шнека), кінематичних (частота обертання шнека) і технологічних (кут нахилу жорсткого кожуха) продуктивність конвеєрів при бункерному завантаженні зернового матеріалу при його насипній масі  $0,75 \text{ т/м}^3$  є приблизно на 20% більшою ніж із самозавантажувальним патрубком.

Для збільшення довжини технологічної траси переміщення сипкого матеріалу в центральній частині конвеєра встановлюють перевантажувальний патрубок і вузли приводу робочих органів завантажувальної та розвантажувальної магістралей.

Це дозволяє суттєво зменшити крутильні навантаження на робочі органи в зоні їх кріплення до привідного валу.

Базовий варіант виконання гнучкого гвинтового конвеєра із перевантажувальним патрубком [14] зображено на рис. 1.6.

Він містить перевантажувальний патрубок 2, в який у верхній частині входить завантажувальна магістраль 1, а знизу, з протилежної сторони - вивантажувальна 12.

Кожна з магістралей виконана у вигляді гнучкого кожуха, в якому розташований гнучкий гвинтовий робочий орган.

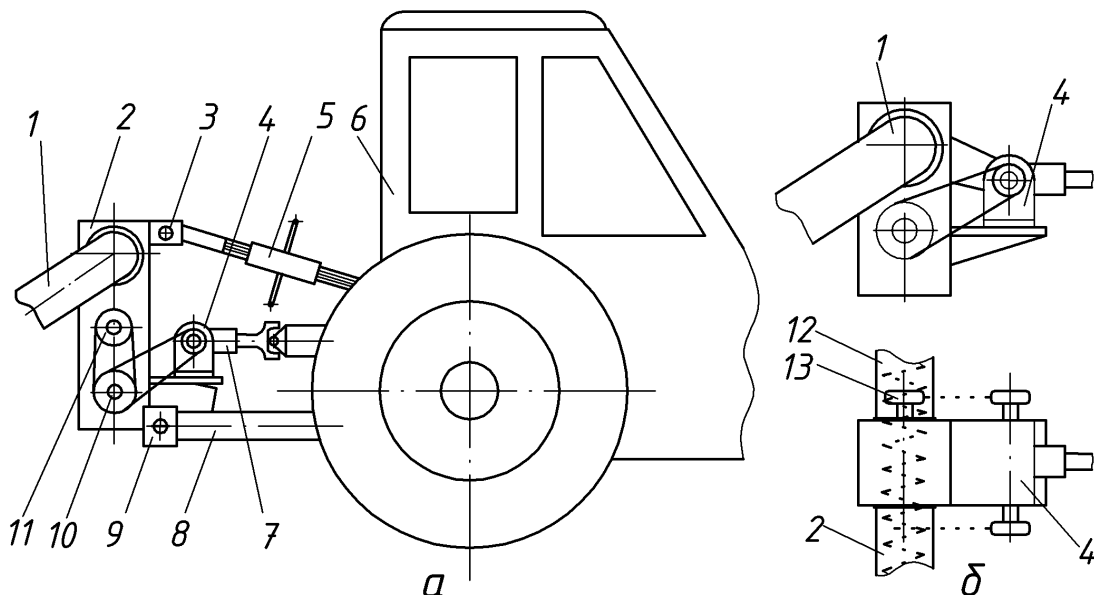


Рис. 1.6. Базова конструктивна схема гнучкого гвинтового конвеєра з перевантажувальним патрубком: а – з проміжним валом, розташованим всередині патрубку; б – з проміжним валом, розташованим поза межами патрубку

Співвісно з гнучкими кожухами із протилежної сторони перевантажувального патрубка в опорах розташовані привідні вали із зірочками 10, 13, які за допомогою ланцюгових передач кінематично з'єднані з проміжним валом 11.

На боковій поверхні корпуса перевантажувального патрубка закріплені нижній 9 і верхній 3 кронштейни, за допомогою яких конвеєр з'єднаний з центральною 5 і повздовжньою 8 тягами навісної системи машино-тракторного агрегату 6.

Вихідний вал 10 вивантажувальної магістралі через ланцюгову передачу зв'язаний з редуктором 4, який, в свою чергу, за допомогою карданної передачі 7 приводиться в обертовий рух від валу відбору потужності трактора.

Для спрощення конструкції приводу перевантажувального патрубка проміжний вал 11 може бути вихідним валом редуктора 4, вісь якого розташовується в площині рівновіддаленій від привідних валів магістралей (рис. 1.6б).

Базова конструкція гнучкого гвинтового конвеєра є універсальною, оскільки після демонтажу вона встановлюється на автономну раму з приводом від електродвигуна, і дослідження різних робочих органів можна проводити в стаціонарних умовах.

Привід гнучкого гвинтового конвеєра може здійснюватись як від валу відбору потужності трактора та агрегатуватись з його начіпною системою (рис. 1.7а), так і від електродвигуна (рис. 1.7б).



а

б

Рис. 1.7. Загальний вигляд компоновок гнучких гвинтових конвеєрів:  
а – привід від валу відбору потужності трактора;  
б – привід від електродвигуна

Спрощення приводу гвинтових робочих органів завантажувальної та вивантажувальної магістралей шляхом встановлення окремих електродвигунів, а також розширення їх експлуатаційних показників можна досягнути при застосуванні конструктивної схеми гвинтового конвеєра [15], яка зображена на рис. 1.8. Гвинтовий конвеєр містить завантажувальну 1 та вивантажувальну 2 магістралі, які виконані у вигляді замкнутих кожухів 3 і 4 круглого поперечного перерізу, в яких розташовані гвинтові спіралі 5 і 6, що зв'язані з привідними валами 7 і 8 електродвигунів 9 і 10.

В зоні привідних валів завантажувальна та вивантажувальна магістралі з'єднані між собою за допомогою двох секцій 11 і 12 перевантажувального патрубка, які з однієї сторони закріплені в отворах замкнутих кожухів 3 і 4, а з іншої сторони з'єднані між собою.

Гвинтові спіралі встановлені таким чином, що їх центральні осі співпадають з осями привідних валів електродвигунів.

Завантажувальна та вивантажувальна технологічні магістралі в зоні з'єднання секціями перевантажувального патрубка можуть розташовуватись як у горизонтальній (рис. 1.8б), так і у вертикальній (рис. 1.8в) площинах.

Розширення експлуатаційних показників даного гвинтового конвеєра полягає в тому, що його технологічні магістралі можна застосовувати у вигляді одно магістральних конвеєрів. Так, до секцій перевантажувального патрубка, а саме, завантажувальної магістралі може кріпитись вивантажувальне вікно 13, а до вивантажувальної магістралі – бункер 14.

В процесі роботи сипкий матеріал подається в зону забору завантажувальної магістралі і спіраллю 5 в кожусі транспортується в напрямку перевантажувального патрубка. Далі матеріал по секціях патрубка переводиться на спіраль 6 і транспортується в зону вивантаження.

Перевагами даного конвеєра є те, що він може застосовуватись у трьох комбінаціях, як двомагістральний (з горизонтальним та вертикальним розташуванням перевантажувального патрубка), так і одномагістральний у тягнучому або завантажувальному (рис. 1.8г) та подаючому або вивантажувальному режимах (рис. 1.8д).

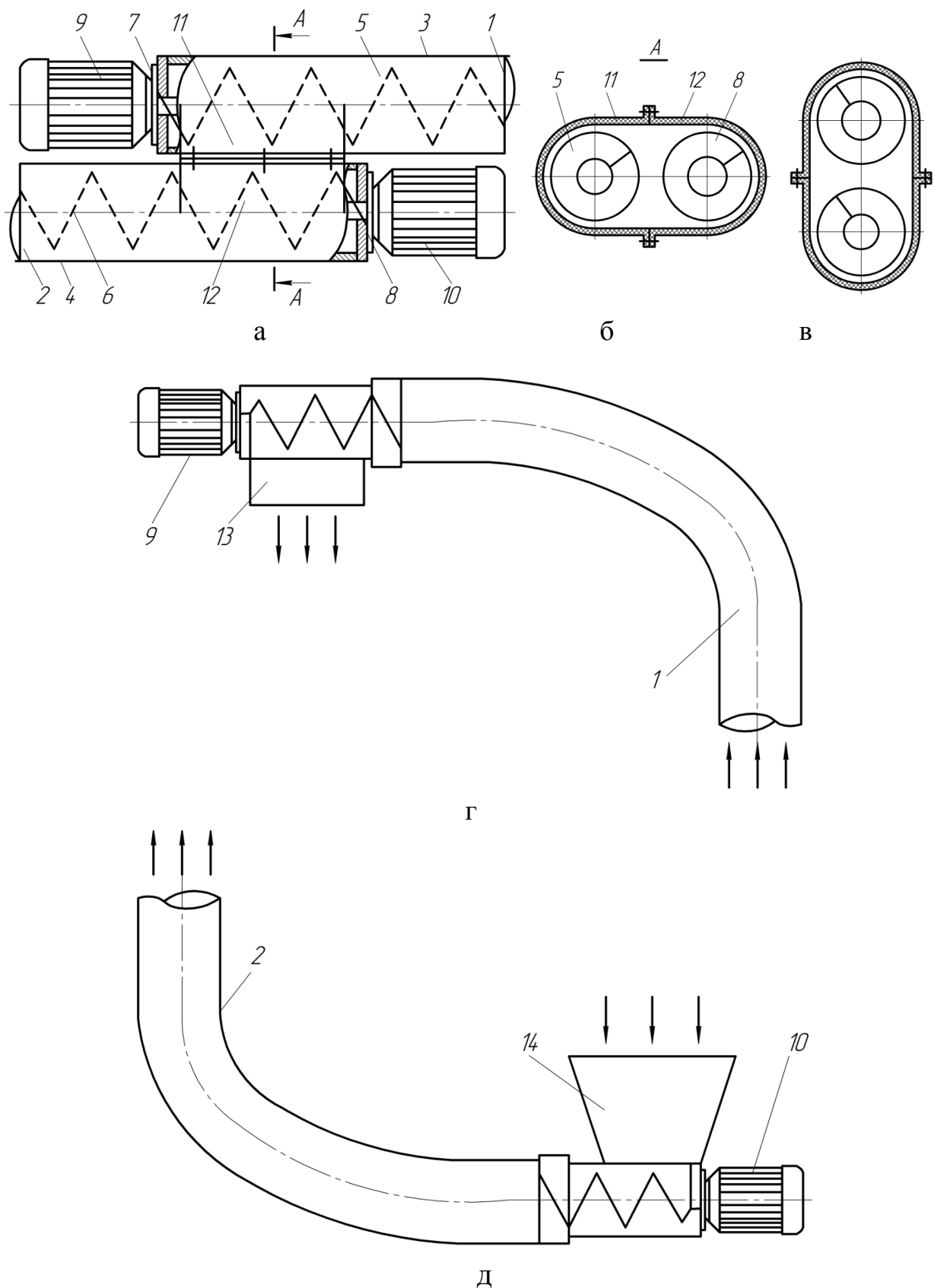


Рис. 1.8. Схема гвинтового конвеєра з приводом робочих органів від окремих електродвигунів: а – загальний вигляд; б – горизонтальне розташування магістралей; в – вертикальне розташування магістралей; г – варіант виконання однамагістрального завантажувального конвеєра; д - варіант виконання однамагістрального вивантажувального конвеєра

Збільшення довжини транспортних магістралей та забезпечення їх різної просторової конфігурації забезпечує гвинтовий конвеєр [16], конструктивно-технологічна схема якого зображена на рис. 1.9.

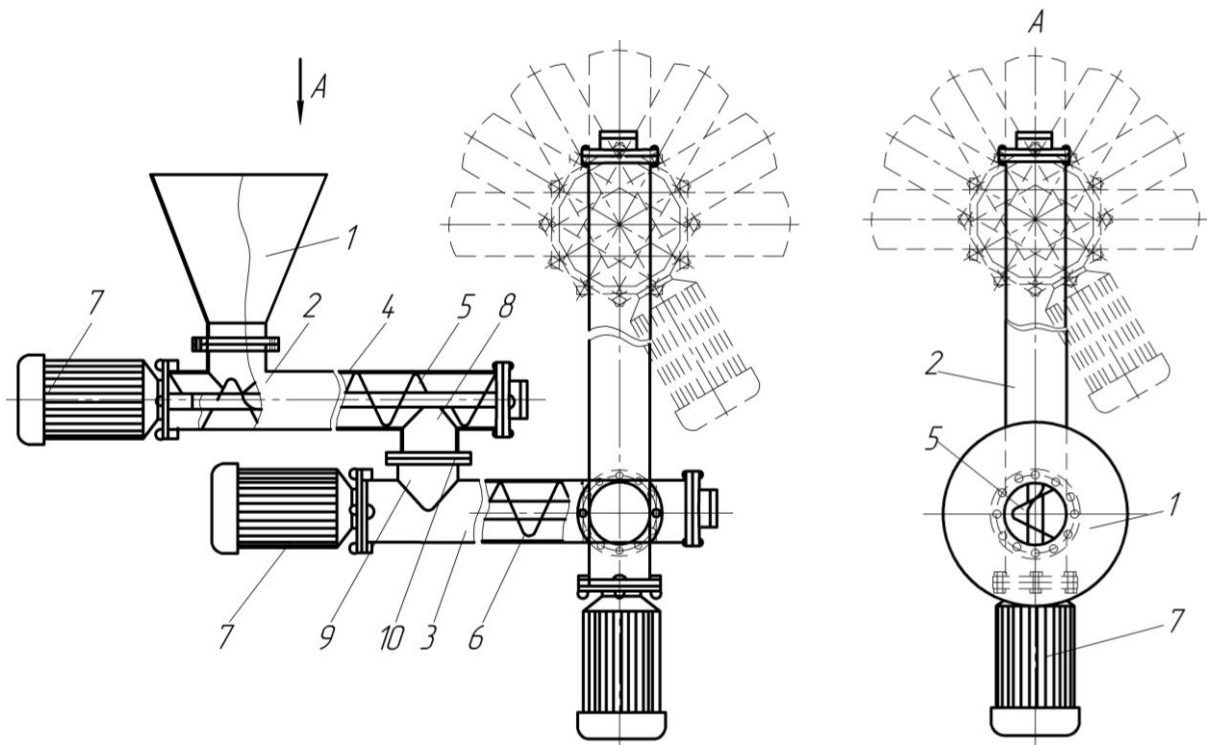


Рис. 1.9. Конструктивно-технологічна схема гвинтового конвеєра з різною просторовою конфігурацією траси

Гвинтовий конвеєр містить бункер 1, завантажувальну 2 та вивантажувальну 3 технологічні магістралі, що виконані у вигляді кожухів 4 круглого поперечного перерізу, в яких відповідно встановлені шнеки 5 і 6, котрі приводяться в обертний рух електродвигунами 7. Технологічні магістралі з'єднані між собою за допомогою завантажувального 8 та вивантажувального 9 патрубків, які з'єднані між собою поворотними фланцями 10.

В процесі роботи сипкий матеріал подають в бункер де за допомогою шнека 5 він переміщається вздовж магістралі 2, а далі через патрубки переводиться на магістраль 3, де за допомогою шнека 6 транспортується до наступного автономного конвеєра.

При необхідності переміщення сипких матеріалів по просторових трасах магістралі кріпляться за допомогою фланців в різних площинах, тобто каскадом автономних магістралей. Для передачі сипких матеріалів з однієї магістралі на іншу їх патрубки в одних кожухах виконані в одній площині, а в інших – у взаємно перпендикулярних.

Іншим способом спрощення приводу двомагістральних гвинтових конвеєрів є розташування їх привідних елементів (зірочок або шківів) в одній площині.

На рис. 1.10 наведена конструктивна схема двомагістрального гвинтового конвеєра з похилим пересипом сипкого матеріалу [17]. Він містить завантажувальну та вивантажувальну магістралі, котрі виконано у вигляді направляючих кожухів 1 і 10, в яких розташовано гвинтові робочі органи 2 і 9. Привідні вали гвинтових робочих органів встановлені у підшипникових вузлах 3 і 12 та з'єднані зі ступицями 4 і 11, на зовнішньому діаметрі яких виконано шківів 6 і 7 клинопасової передачі, яка приводиться в обертний рух електродвигуном 5. Конвеєр встановлено на рамі, а переведення сипкого матеріалу із завантажувальної на вивантажувальну магістраль відбувається за допомогою похилого перевантажувального патрубку 13.

В процесі роботи сипкий матеріал захоплюється і транспортується гвинтовим робочим органом завантажувальної магістралі в сторону похилого перевантажувального патрубку, по якому самоплинно подається на робочий орган вивантажувальної магістралі і транспортується в напрямку вивантаження.

До переваг даної схеми компоновки гвинтового конвеєра є спрощений привід технологічних робочих органів, а недоліком є надто малий кут охоплення пасами шківів зв'язаного з електродвигуном.

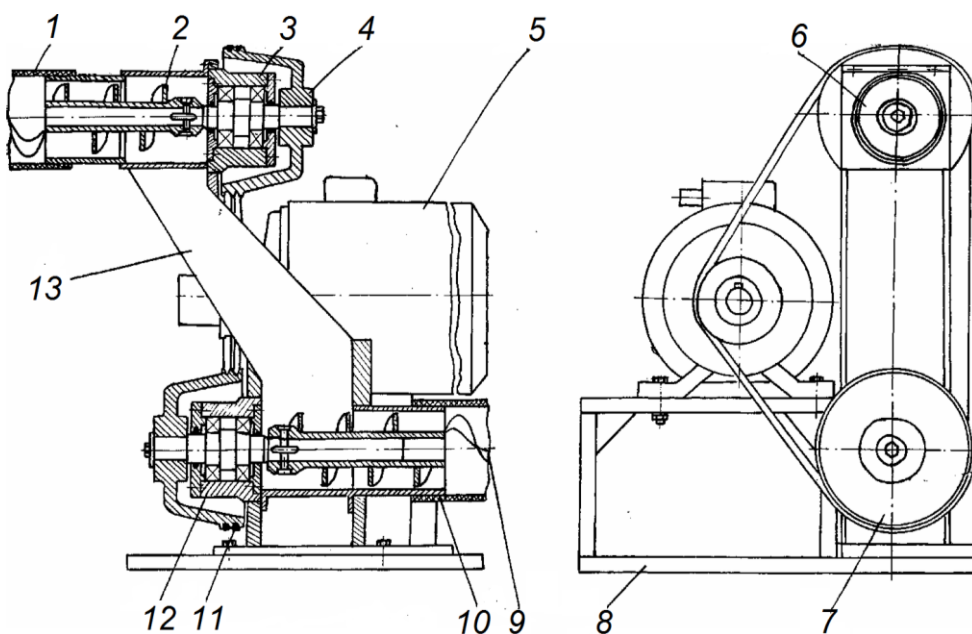


Рис. 1.10. Конструктивна схема двомагістрального гвинтового конвеєра з похилим перевантажувальним патрубком

Для розширення функціональних можливостей, а саме одночасного транспортування та змішування сипких кормових матеріалів розроблено перевантажувальний патрубок гвинтового транспортера-змішувача з центральним приводом [18], конструктивно-технологічна схема якого зображена на рис. 1.11. Він виконаний у вигляді корпусу 1, в якому на підшипниках кочення закріплено вал 3 із спіраллю шнека 2. З правої сторони валу кріпиться крильчатка 6 (типу вентилятор). У верхній частині корпусу закріплено завантажувальний бункер 4, розділений за допомогою шиберів та заслінок 5 на три частини. Напроти крильчатки розташовано трубопровід 11 півкруглої форми з прямокутним поперечним січенням, який входить у розвантажувальний бункер 12 за допомогою стяжної планки. В середині розвантажувального бункера на валу закріплена спіраль 14.

В центральній частині валу під трубопроводом закріплена привідна зірочка 9 ланцюгової передачі. Центральний вал виконано у вигляді трьох окремих секцій, які з'єднані між собою муфтами 8, а кожна із секцій монтується на підшипниках кочення 10. Всі корпусні вузли кріпляться до опорної плити 16 за допомогою стійок 15.

Сипкі матеріали з бункера у співвідношеннях, які регулюються відкриванням шиберів та заслінок гвинтовим валом змішуються та транспортуються в зону крильчатки, а далі по трубопроводу через розвантажувальний бункер подаються в зону виходу, де шнеком 14 додатково змішуються та вивантажується у відповідні ємкості.

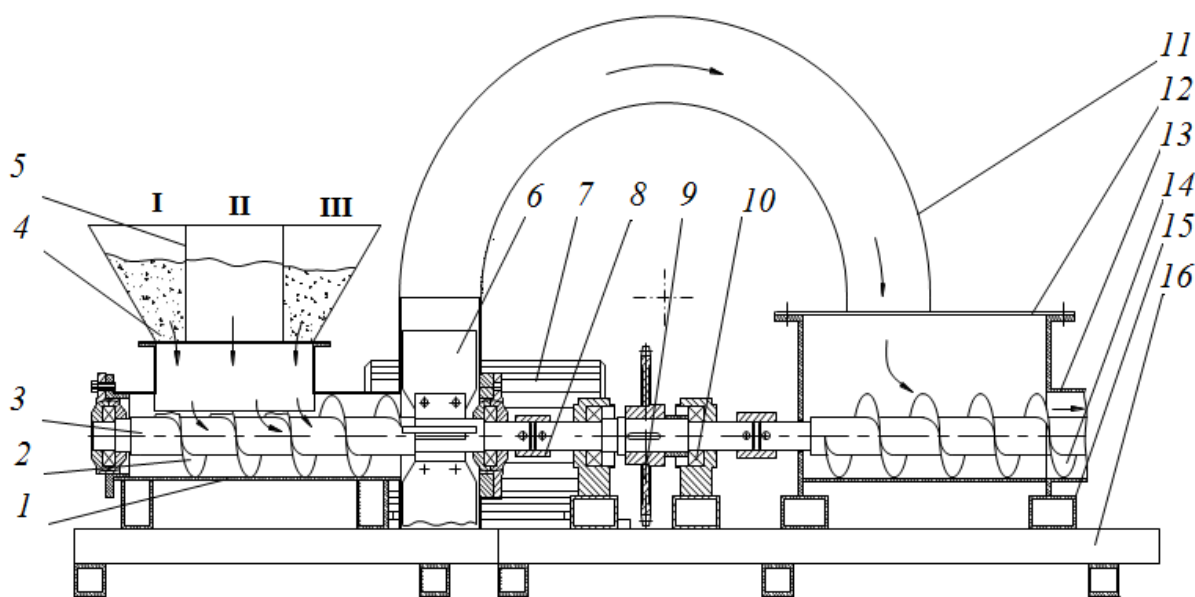


Рис. 1.11. Конструктивно-технологічна схема перевантажувального патрубка гвинтового транспортера-змішувача з центральним приводом



### **1.3. Аналіз конструкцій запобіжних пристроїв гвинтових конвеєрів**

Ефективність і надійність функціонування гвинтових конвеєрів в значній мірі залежить від правильного вибору їх компоновальних схем, розрахунку та обґрунтування оптимальних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів, дотримання технології виготовлення та складання базових вузлів у відповідності до умов експлуатації, а також від забезпечення високоточного та надійного захисту робочих органів і приводів конвеєрів при виникненні перевантажень.

Однією з основних проблем, які виникають при функціонуванні гвинтових конвеєрів є защемлення транспортованого сипкого матеріалу в зазорі між обертовою гвинтовою поверхнею робочого органу та нерухомою внутрішньою поверхнею направляючого кожуха.

Так, при переміщенні сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва це призводить до їх пошкодження та дроблення, що є недопустимим для переважної більшості таких матеріалів, особливо насінневих.

При транспортуванні твердих кускових матеріалів досить часто відбувається заклинювання гвинтового робочого органу, що призводить до поломок вузлів транспортерів, і як наслідок, зниження продуктивності в процесі виконання завантажувально-розвантажувальних робіт.

Для усунення даних недоліків розроблені різні конструкції захисних механізмів, які забезпечують відносне повертання ведучих елементів приводів відносно ведених при виникненні перевантаження або надання заклиненням гвинтовим робочим органам реверсного повертання для вивільнення останніх із зони защемлення.

Класифікація запобіжних муфт переважно здійснюється за типом елементів зачеплення, які передають крутний момент від ведучої ланки до веденої. Так, найбільш поширеними є кулькові, кулачкові, фрикційні та зубчато-планетарні муфти [19; 20; 21; 22; 23]. Для розширення функціональних можливостей досить часто застосовуються комбіновані запобіжні муфти, які окрім функції обмеження навантаження забезпечують компенсування зміщень валів, демпфування ударних пускових моментів та ін.

Відновлення робочого стану заклиненних шнекових робочих органів гвинтових конвеєрів шляхом їх реверсування з подальшим відновленням робочого положення забезпечують запобіжні механізми, які зображені на рис. 1.12...1.14.

Так, на рис. 1.12 зображений запобіжний пристрій [24], що містить корпус 21, в якому розташована ведена півмуфта, котра складається з П-подібних секцій 3 і 6. В середині корпусу встановлені ведуча 25 та ведена 18 вали-шестерні, а також сателіти 5, які опираються торцями на шийки хрестовини 20. Секція 3 веденої півмуфти зв'язана за допомогою кулачкового зачеплення 2 з ведучою півмуфтою 22, яка встановлена на шліцевій частині ведучого валу-шестерні. Півмуфта 22 підтиснута пружиною 1, деформація якої регулюється гайкою 23. Секція 6 за допомогою кулачків 19 входить в зачеплення з кулачками 7 гальмівного диску 17, який встановлений на шліцах фланця-втулки 16, що нерухомо закріплена на стійці 15. Корпус, через опорні кульки, взаємодіє з півмуфтою 22 і гальмівним диском 17. Корпус містить отвори, на поверхні яких виконані зубчасті сектори для зачеплення з гальмівними шестернями 4, які жорстко закріплені на хвостовиках сателітів 5. Упорна ланка пристрою складається з упорних елементів 9, які зв'язані через штоки 13 з гальмівним диском, а також контактує з пружиною 14. Вал шнекового транспортера 12 з'єднаний з веденим валом за допомогою шліцевої втулки 8. Пристрій закріплений до нерухомої стійки і розташований в нерухомій опорі 24.

Завантаження матеріалу здійснюється через бункер 10 і його транспортування забезпечується шнеком 11.

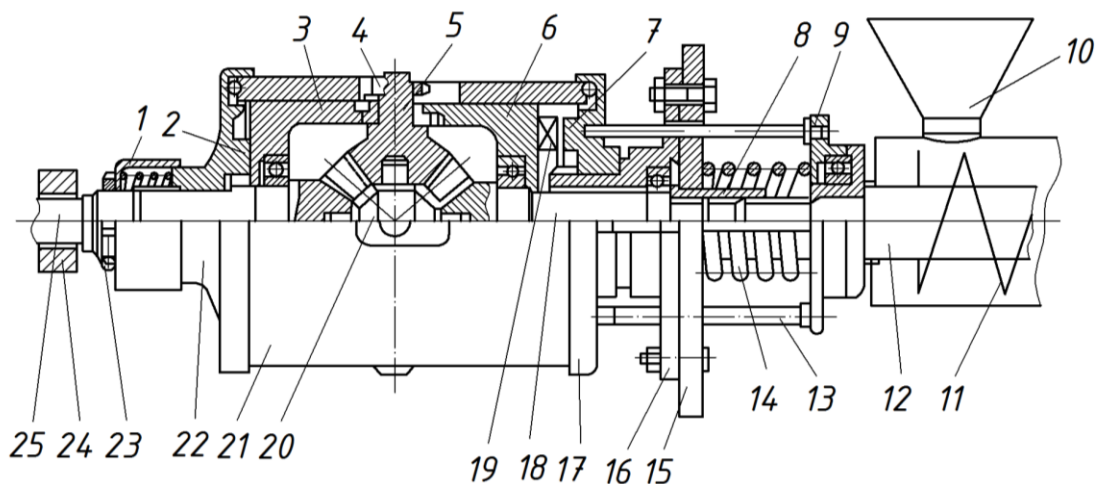


Рис. 1.12. Запобіжний пристрій

При виникненні перевантаження, шнек відтискається в осьовому напрямку, що спричиняє осьове замикання кулачкової пари 7, 19 та розмикання сателітів із зубчастим сектором корпусу. При розмиканні сателіти починають обертатись відносно власних осей, що призводить до реверсування пристрою та відповідно саморозвантаження шнека. При зникненні перевантаження вал шнекового транспортера під дією пружин 1 і 14 повертається в початкове положення, що призводить до замикання сателітів і технологічного напрямку обертання шнека.

Недоліком даного пристрою є його конструктивна та технологічна складність, а також ненадійність в роботі. Дана конструкція може застосовуватись лише при виникненні технологічних перевантажень, які забезпечують осьове зміщення гвинта при накопиченні матеріалу. Пристрій потребує високоточних регулювань на заданий момент спрацювання, що обмежує його застосування.

Також відома конструкція запобіжного пристрою [25], що складається з корпусу 5 з основою 8, в середині якого розташований ведучий вал-шестерня 4, ведена конічна шестерня 10, яка жорстко з'єднана з веденим валом 3, який виконаний за одне ціле зі шнеком 12. (рис. 1.13). Втулка 9, підтиснута до основи 8 пружинами 6, а в її отворах, з можливістю обертання, встановлені сателіти 7, які входять своїми хвостовиками в отвори корпусу 5. Торцева частина веденого валу розташована концентрично до ведучого валу-шестерні, радіально виконані кулачки 1 якої знаходяться в зачепленні з кулачками 2 веденого валу. Завантаження матеріалу здійснюється через бункер 11.

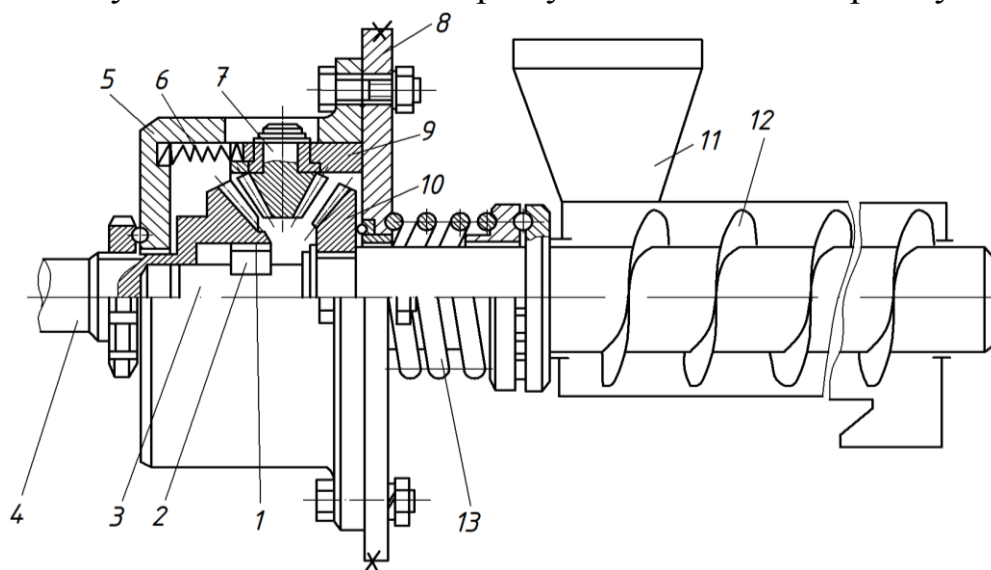


Рис. 1.13. Запобіжний пристрій

При виникненні перевантаження та відповідно осьового зміщення гвинта та валу 3, з деформацією пружини 13, замикається диференціальний механізм 10, 7, 4 і розмикаються кулачки. Це спричиняє реверсування та саморозвантаження шнека. При спрощеній конструкції даний пристрій має ті ж недоліки, що і попередній.

На рис. 1.14 зображений запобіжний пристрій гнучкого гвинтового конвеєра [26], в якому обертовий рух передається від ведучої півмуфти 1 на центральну шестерню 2 та ведену півмуфту 19 через сателіти 5 і кульки 22 і 11 на ведену півмуфту та відповідно на ведений вал 24, який обертає гнучкий шнек 16.

Пакет фрикційних елементів 9 в режимі передачі моменту знаходиться в затиснутому положенні, тобто не пов'язує проміжний диск 3 з корпусом 8. Таким чином, ведуча півмуфта, ведений вал, сателіти, центральна шестерня та ведена півмуфта синхронно обертаються відносно осі валу і забезпечують обертання шнека.

У випадку перевантаження гнучкий шнек закручується і момент опору на веденому валу зростає. При досягненні моменту опору, рівного критичному, зупиняється ведена півмуфта. Оскільки центральна шестерня жорстко пов'язана з веденим валом, то вона також гальмується. Ведуча півмуфта, продовжуючи обертатися, змушує сателіти на мить обкотитися по центральній шестерні та відповідно повернутися проміжному диску відносно вала, оскільки осі 6 сателітів проходять через отвори проміжного диска.

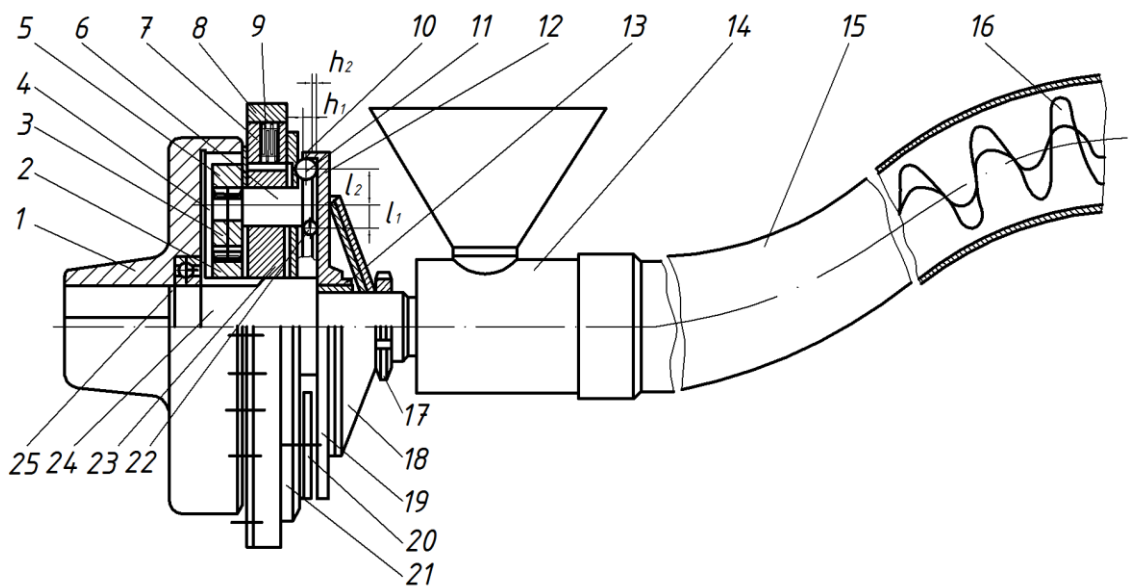


Рис. 1.14. Запобіжний пристрій гнучкого гвинтового конвеєра

Ця обкатка відбувається доти, поки кульки 22 і 11 не вийдуть з лунок 12 веденої півмуфти. Це пояснюється тим, що кульки 11 більшого діаметру, вийшовши на торцеву частину веденої півмуфти, переміщують натискний диск 21 в осьовому напрямку до ведучої півмуфти на величину  $h_2 - h_1$  і стискають пакет фрикційних елементів 9, зв'язуючи корпус 8 з проміжним диском.

При цьому проміжний диск є нерухомим, а значить сателіти не можуть обкочуватись відносно центральної шестерні, а тільки провертаються відносно своєї осі, так як ведуча півмуфта продовжує обертовий рух. Обертання відносно власної осі сателітів призводить до того, що центральна шестерня та вал обертаються в зворотному напрямку, розвантажуючи спіраль шнека від перевантаження. Це зворотне реверсування закінчується тоді, коли кульки 11 і 22, а також ведена півмуфта займають своє початкове положення. Тоді розмикається фрикційний зв'язок і шнек починає обертатися у зворотному напрямку, переміщуючи до місця вивантаження матеріал, який транспортується. Кількість обертів реверсування при розвантаженні можна вибрати, задаючись передаточним відношенням зубчастої передачі, залежно від довжини транспортування, можливого кута закручування шнека, та ін.

З аналізу наведених конструкцій запобіжних пристроїв можна констатувати, що такий напрямок зниження динамічних навантажень є перспективним, однак для його широкого впровадження в приводах машин необхідно розробити конструкції запобіжних пристроїв, які в першу чергу будуть відрізнятись конструктивною простотою та надійністю в експлуатації. Також доцільно забезпечити такі процеси буксування, при яких крутний момент, що виникає при відносному провертанні півмуфт був би значно (на порядок) менший ніж момент, при якому спрацьовує запобіжний пристрій.

При проектуванні запобіжних пристроїв необхідно враховувати технічні, технологічні та експлуатаційні вимоги, виконання яких забезпечить їх високу надійність і точність в роботі.

При розробці запобіжних пристроїв для гвинтових конвеєрів необхідно передбачити відведення робочого органу в осьовому напрямку при його заклинюванні, а також розведення в часі запобіжного режиму та осьового відведення шнека.

#### **1.4. Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень процесів механізованого транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів**

Результати теоретичних та експериментальних досліджень з визначення продуктивності, коефіцієнта заповнення шнека, встановлення впливу завантажувального патрубку і кута його нахилу до горизонту для гнучких конвеєрів із спіраллю круглого поперечного перетину викладені в працях К.Д. Вацагіна; О.О. Труфанова; С.М. Михайлова [27, 28]. Авторами встановлено, що при малих відношеннях кроку спіралі  $S$  та її зовнішнього діаметру  $D_k$  і кутових швидкостях робочого органу в межах 400-600 об/хв частка корисної потужності в загально затраченій складає від 5 до 20%. Це вказує на те, що значна частка енерговитрат витрачається на перемішування та подрібнення матеріалу.

З цього можна зробити висновок, що при проектуванні смугових спіралей шнеків, особливо для транспортування насінєвих матеріалів, необхідно мінімізувати радіус заокруглення робочих кромek шнеків.

При транспортуванні насінєвого матеріалу режими роботи гвинтових транспортерів підбирають, виходячи із критичного ступеня його травмування. Згідно даних А.М. Григор'єва [29] і Г.А. Хайліса [30] допустимі колові швидкості при транспортуванні зернових матеріалів необхідно встановлювати в межах 2,3...4,1 м/с.

Рекомендації щодо вибору діаметру спіралі, її кроку, частоти обертання гвинтового робочого органу з круглим поперечним перетином витків, наведені в праці Х. Германа [31].

Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень смугових спіралей гнучких гвинтових конвеєрів наведені в працях Б.М. Гевка; Р.М. Рогатинського; М.І. Пилипця [32, 33, 34]. За результатами досліджень 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 завантаження. Також встановлено, що продуктивність конвеєрів зростає прямо пропорційно з підвищенням частоти обертання робочого органу.

При транспортуванні пшениці, комбікормів в різних діаметрах гнучких кожухів авторами доведено, що продуктивність гвинтових конвеєрів зростає пропорційно кубу діаметра січення кожуха.

Питаннями підвищення довговічності спіралей шнеків присвячена робота Р.Б. Гевка [35]. При випробуванні на ресурс гвинтових спіралей при частоті обертання 950 об/хв та радіусі кривизни 0,5...1 м встановлено, що зміна кроку спіралі від 0,08 до 0,06 м призводить до збільшення кількості її циклів до поломки в 1,8...2,1 рази. Зміна висоти смуги від 0,03 до 0,025 м підвищує довговічність спіралі в 1,4...1,8 разів, а цементация спіралі (глибина цементации 1,2 мм, гартування і низький відпуск) збільшує кількість її циклів до руйнування в 4,3...5,8 разів.

Результати експериментальних досліджень енерго-силових і експлуатаційних параметрів процесу переміщення сипких матеріалів з секційно-гвинтовими елементами робочого органу викладені в праці А.О. Вітрового [36, 37]. Автором встановлено, що раціональними є такі режими роботи: частота обертання спіралі 450...600 хв<sup>-1</sup>; висота транспортування 1,5 м; мінімально допустимий радіус кривизни траси 0,5 м; коефіцієнт завантаження гнучкого кожуха 0,5...0,8.

На основі проведених досліджень А.І. Піком [38] запропоновано раціональні форми лопаті у вигляді гвинтової поверхні із кутом нахилу до нормального січення рукава 12...20° в залежності від підйому траси та реологічних властивостей транспортованого матеріалу. При цьому, кутовий параметр лопаті, що визначає довжину гвинтового елемента, повинен бути не менший  $2\pi/3$ , а зазор між сусідніми лопатями не повинен перевищувати 0,025...0,03 м.

Теоретичні та експериментальні дослідження секційного гвинтового робочого органу Р.Я. Лещука [39] показали, що за умови експлуатаційної надійності на довжині робочого органу 6 м і при діаметрі 100 мм допустимий кут закручування становить 26...30°, а граничний не повинен перевищувати 35°.

Теоретичні та експериментальні дослідження з визначення оптимальних параметрів гвинтових робочих органів та їх режимів роботи при транспортуванні сипких матеріалів вертикальними та похилими конвеєрами відповідно викладені в роботах О.Л. Ляшука та О.Р. Рогатинської [40, 41]. На основі проведених досліджень

встановлено граничні відхилення швидкостей частинок у процесі транспортування та виведено аналітичні залежності для визначення оптимальних параметрів робочих органів.

Обґрунтуванню раціональних параметрів шарнірного робочого органу гвинтового конвеєра [42] для підвищення його експлуатаційних показників та проведенню розрахунку напруженого стану елементів зачеплення шарнірних секцій і встановленню динамічних навантажень при пуску і різкому гальмуванні конвеєра присвячені роботи І.О. Павлової [43, 44]. Автором здійснено комплекс теоретичних та експериментальних досліджень для визначення основних конструктивно-силових параметрів та експлуатаційних показників розробленого робочого органу.

Підвищенню надійності роботи завантажувальних пристроїв гвинтових конвеєрів, а саме забезпеченню рівномірного витікання матеріалу з бункера та ефективного його введення в направляючий кожух спіраллю шнека присвячена праця Д.Л. Радика [45].

Обґрунтування параметрів розроблених секційних гвинтових конвеєрів для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів з визначенням оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів викладено в роботі М.Р. Гевка [46].

Дослідженню контактної взаємодії зерна в зазорі “виток-кожух” шнекових живильників з визначенням ступеня їх пошкодження зерноочисних машин, а також розробці гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин присвячені праці А.І. Бойка та В.Л. Куликівського [47, 48].

В роботі Р.С. Грудового [49] наведені результати теоретичних і експериментальних досліджень з обґрунтування конструкцій і параметрів робочих органів шнекових транспортерів зерна в залежності від їх режимів роботи. Досліджено кінематику сипкого вантажу на основі рівнянь руху матеріальних частинок у гвинтовому конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків.

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.



## РОЗДІЛ 2

### ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПАТРУБКІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

#### 2.1. Обґрунтування вибору конструктивно-технологічної схеми завантажувального патрубка

При виборі технологічної схеми процесу забору сипкого матеріалу, а також конструктивного виконання завантажувального патрубка забірної магістралі, першочергово розглянемо зовнішнє середовище (купу сипкого матеріалу) і можливі варіанти розташування у ньому завантажувального патрубка гнучкого гвинтового конвеєра.

Аналізуючи такі технологічні процеси доцільно розглянути три варіанти початкового положення патрубка відносно купи сипкого матеріалу: забір збоку купи, забір знизу і зверху купи в її центральній частині. Запропоновані різні конструктивні схеми завантажувальних патрубків для виконання таких технологічних процесів [50].

На рис. 2.1 зображено конструктивно-технологічні схеми процесу забору сипких матеріалів завантажувальними патрубками.

У першому випадку (рис. 2.1а) забір патрубком здійснюється збоку купи сипкого матеріалу. Патрубок виконаний у вигляді гвинтової спіралі шнека 1, що розташована у направляючому кожуху, який містить криволінійну 2 і прямолінійну 3 пластини, причому кут охоплення спіралі криволінійною пластиною складає близько 180°. Для зменшення сил опору при переміщенні патрубка торцева поверхня прямолінійної пластини виконана заточеною. Подібний боковий забір сипкого матеріалу зображено на рис. 2.1в. Конструктивною особливістю такого завантажувального патрубка є розташування гвинтової спіралі 1 в направляючому кожуху 2 з просівними вікнами, над якими рівномірно по колу встановлені активатори 3. Активатори періодично приводяться в обертовий рух кулачковим механізмом, який закріплений на вихідному валу гвинтової спіралі. Нижні активатори виконані більшого діаметру, для можливості пересування патрубка при циклічних взаємодіях з механізмом повороту активатора.

В процесі роботи спіраль, взаємодіє з матеріалом, захоплює його і по направляючому кожуху переміщає до технологічної магістралі.

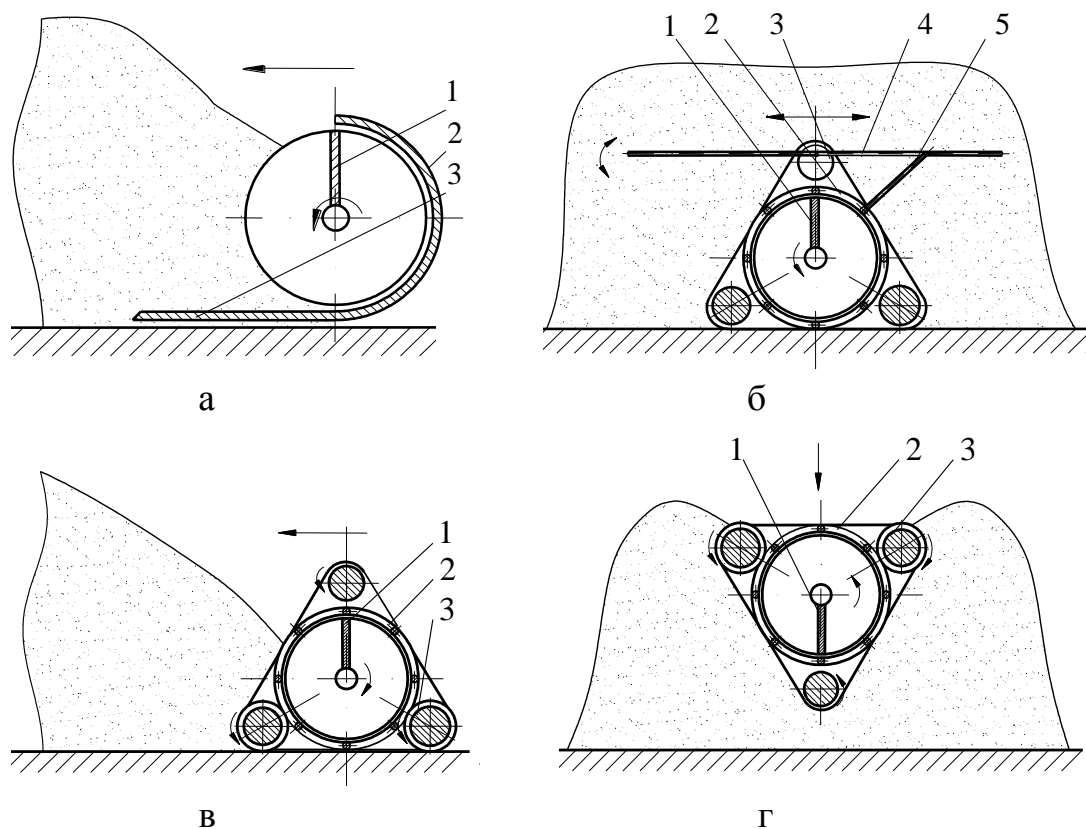


Рис. 2.1. Конструктивно-технологічні схеми процесу забору сипких матеріалів: *а* – забір збоку купи з направляючим криволінійним кожухом; *б* – забір знизу купи за допомогою коливної решітки; *в* – забір збоку купи за допомогою односторонньо обертових активаторів; *г* – забір зверху за допомогою різносторонньо обертових активаторів

Оскільки активатори обертаються в напрямку купи сипкого матеріалу, то по мірі його вибирання завантажувальний патрубок постійно буде переміщатись у вказаному напрямку.

В іншому варіанті (рис. 2.1б) забір здійснюється знизу купи матеріалу за допомогою застосування криволінійної коливної решітки 4. Коливні рухи досягаються за рахунок того, що решітка ексцентрично з'єднана з верхнім активатором 3, а також шарнірно зв'язана з боковою тягою 5. Отримавши коливний і зворотно-поступальний рухи решітка, збудує сипкий матеріал, який проходить через просівні вікна кожуха 2 та спрямовується на гвинтову спіраль 1.

Після вибирання матеріалу патрубок за допомогою пари нижніх активаторів може переміщатися в сторону купи сипкого матеріалу.

Однак даний технологічний процес вимагає постійного зовнішнього втручання оператора, оскільки є проблематичним ведення коливної решітки парюю нижніх активаторів у сипкий матеріал.

Для усунення даного недоліку запропоновано варіант розташування патрубків в процесі забору зверху купи матеріалу (рис. 2.1г). За допомогою різносторонньо обертових активаторів 3 проходить врізання завантажувального патрубка в сипкий матеріал, що збільшує коефіцієнт завантаження технологічної магістралі. Сипкий матеріал проходить через просівні вікна циліндричного обмежувача 2 на гвинтову спіраль 1, яка обертається і транспортує матеріал в зону вивантаження. Нижній активатор є направляючим і може бути як рухомих, так і нерухомих, що залежить від параметрів купи матеріалу і заданого напрямку переміщення патрубка.

Для вибору оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів завантажувального патрубка необхідно провести комплекс теоретичних і експериментальних досліджень з визначення силових факторів процесу взаємодії кулачкового механізму з поверхнею активаторів, вибору типу робочої поверхні активаторів (шнек, бітер, диски, гладкий ролик) з умови ефективного направлення матеріалу в зону забору, а також визначення параметрів нижніх опорних роликів для забезпечення самопересування завантажувального патрубка.

Надання активаторам та опорним роликів різного напрямку обертання супроводжується суттєвим підвищенням конструктивної складності завантажувального патрубка, а отже і кількості його деталей, що одночасно приводить до зниження його експлуатаційної надійності.

Тому найбільш раціональною і простою в конструктивному виконанні є схема завантажувального патрубка з односторонньо направленими обертовими активаторами.

Варіант виконання кінематичної схеми такого завантажувального патрубка зображений на рис. 2.2.

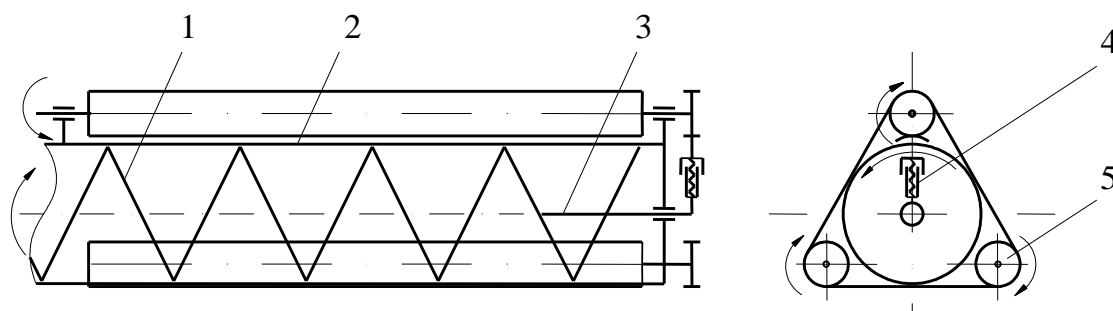


Рис. 2.2. Кінематична схема завантажувального патрубка

Завантажувальний патрубок містить гвинтову спіраль 1, яка розміщена в циліндричному направляючому кожусі 2 з просівними вікнами. На вихідному валу 3 гвинтової спіралі закріплений пружний кулачок 4, що періодично взаємодіє з активаторами 5, які розташовані рівномірно по колу над зовнішньою поверхнею кожуха.

В процесі роботи кулачок, взаємодіючи з активатором деформує пружину, що призводить до збільшення сили тертя і крутного моменту, який передається на активатор. Така періодична взаємодія призводитиме до провертання активаторів та опорних роликів і відповідно до їх переміщення в напрямку купи сипкого матеріалу.

При обґрунтуванні раціональних конструктивних, силових і технологічних параметрів механізму повороту активаторів будуть розглянуті різні варіанти їх виконання з метою вибору оптимальної схеми завантажувального патрубку, що забезпечить інтенсифікацію процесу забору матеріалу та підвищить рівень механізації завантажувальних операцій.

## **2.2. Силовий аналіз кулачкового механізму повороту активатора**

На основі проведеного аналізу конструктивно-технологічних схем, які наведені в попередньому підрозділі, проведений силовий розрахунок механізму повороту активатора [51, 52].

Метою теоретичного розрахунку є виведення аналітичних залежностей для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами елементів зачеплення пружний кулачок – активатор. Оскільки в процесі взаємодії підтиснутого пружиною кулачка і активатора виникатиме певний крутний момент, який буде змінним в залежності від їх різних кутових положень, то основним завданням теоретичних досліджень є встановлення залежності між крутним моментом в елементах зачеплення, та конструктивними параметрами пружного механізму повороту та активатора при їх різних кутових положеннях. Важливо встановити пікові величини крутних моментів і значення кутових положень, при яких вони виникатимуть. Для практичних розрахунків доцільно провести дослідження з визначення інтенсивності впливу регульованих параметрів на величину крутного моменту в елементах зачеплення.

Враховуючи те, що при роботі завантажувального патрубкa можуть виникати різні режими необхідно розглянути процес взаємодії кулачкового пружного механізму з вільно обертовим та заклининим активатором. Це дозволить вибрати раціональні параметри елементів зачеплення патрубкa, а також встановити яким чином мінімізувати додаткові енерговитрати, пов'язані з процесом збурення зовнішнього середовища в зоні захоплення матеріалу, забезпечивши при цьому гарантоване виконання технологічного процесу. Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами елементів зачеплення патрубкa зображена на рис. 2.3.

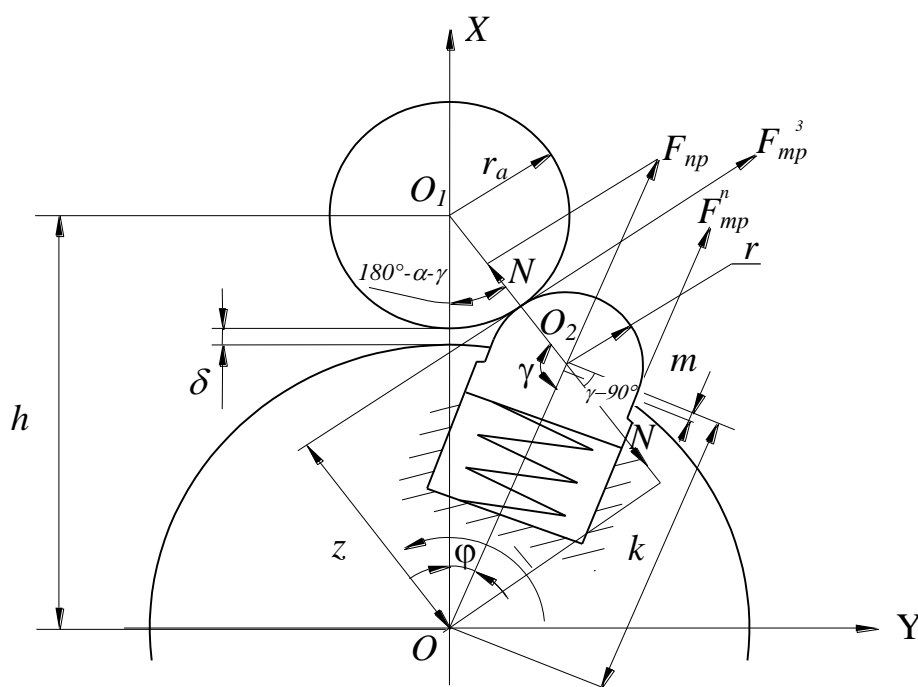


Рис. 2.3. Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами елементів зачеплення завантажувального патрубкa

На схемі прийняті такі позначення:  $h$  – відстань між центрами активатора і диска;  $r_a$  – радіус активатора;  $r$  – радіус кулачка;  $\delta$  – зазор між поверхнями активатора і диска;  $m$  – зміщення центра півсфери кулачка відносно поверхні диска;  $k$  – відстань від центра півсфери кулачка до центра диска;  $l$  – плече дії реакції  $N$ ;  $z$  – плече дії сили тертя  $F_{mp}^3$ ;  $\varphi$  – кут повороту диска;  $N$  – сила реакції від взаємодії поверхонь кулачка і активатора;  $F_{np}$  – сила пружини;  $F_{mp}^n$  – сила тертя в парі кулачок – паз диска;  $F_{mp}^3$  – сила тертя в парі кулачок – активатор.

При теоретичних дослідженнях прийняті наступні допущення: елементи взаємодії (кулачок і активатор) є абсолютно твердими тілами; поверхні елементів взаємодії виконані ідеально круглої форми; жорсткість пружини має лінійну характеристику, а її торцеві поверхні є строго паралельними; зазором в парі кулачок-паз нехтуємо; коефіцієнт тертя однаковий для різних пар тертя метал-метал.

В зв'язку з тим, що в процесі провертання диска з кулачком відносно поверхні активатора кулачок деформує пружину то попередньо встановимо залежності величини текучої деформації пружини  $\Delta$  від кута  $\varphi$  провертання диска. Оскільки постійними конструктивними параметрами є  $h$ ,  $r_a$ ,  $r$  і  $\delta$ , а величини  $k$  і  $\varphi$  є змінними і взаємопов'язаними, то попередньо задаємось початковим значенням  $k_n$  яке визначається конструктивним шляхом і відповідає початковому контакту поверхонь кулачка і активатора.

Тоді

$$k_n = h - r_a - \delta - m. \quad (2.1)$$

Для моделювання процесу зміни крутного моменту на елементах завантажувального патрубку визначимо діапазон зміни кута  $\varphi$ , який характеризує контактну взаємодію кулачка з активатором.

Для визначення  $\varphi_{max}$  скористаємось теоремою косинусів

$$(r_a + r)^2 = h^2 + k_n^2 - 2hk_n \cos \varphi;$$

$$\varphi_{max} = \arccos \left( \frac{h^2 + k_n^2 - (r_a + r)^2}{2hk_n} \right). \quad (2.2)$$

Значення даного кута відповідає початку входження кулачка в контакт з активатором. Приймаючи припущення, що кулачок і активатор є ідеально круглими та абсолютно твердими тілами то значення  $\varphi_{min}$  за величиною буде рівним  $\varphi_{max}$  і відповідатиме моменту виходу кулачка та активатора із зачеплення.

Також необхідно відмітити, що при  $\varphi \in [\varphi_{max}; 0]$  сила  $F_{mp}^n$  діє в напрямку від центра диска, а при  $\varphi \in [0; \varphi_{min}]$   $F_{mp}^n$  діє до центра диска.

Знайдемо величину деформації пружини  $\Delta$ , як функцію кута  $\varphi$ , де межі зміни  $\varphi \in [\varphi_{max}; 0]$ .

Визначимо текуче значення  $k$

$$(r_a + r)^2 = h^2 + k_n^2 - 2hk_n \cos \varphi;$$

$$k^2 - 2hk \cos \varphi + h^2 - (r_a + r)^2 = 0;$$

$$k = h \cos \varphi \pm \sqrt{h^2 \cos^2 \varphi - (h^2 - (r_a + r)^2)}.$$

Оскільки  $\varphi < 90^\circ$ , то

$$k = h \cos \varphi - \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi}. \quad (2.3)$$

Тоді текуче значення деформації пружини  $\Delta$  визначається

$$\Delta = k_n - k;$$

$$\Delta = h - r_a - \delta - m - h \cos \varphi + \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi};$$

$$\Delta = h(1 - \cos \varphi) - r_a - \delta - m + \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi}. \quad (2.4)$$

Наступним етапом є визначення розподілу векторів і абсолютних значень сил від зміни кута  $\varphi$ , тобто відносно повертання кулачка з диском і активатора, що дасть змогу проаналізувати характер і величину зміни крутного моменту на диску та активаторі.

Оскільки поверхня активатора виконана у вигляді ідеального кола, а сила реакції  $N$  направлена в його центр, то крутний момент  $T_a$ , який буде передавати активатор визначається абсолютною величиною сили тертя  $F_{mp}^3$ , яка виникає в зачепленні кулачок-активатор

$$T_a = F_{mp}^3 r_a = N f r_a. \quad (2.5)$$

Крутний момент, який виникає на диску може мати різний характер і значення, в залежності від величини моменту опору на активаторі. Розглянемо два випадки. У першому – повертання кулачка відносно активатора відбувається без ковзання при ідеальному коченні, тобто  $F_{mp}^3$  не має впливу на крутний момент на диску  $T_\delta^I$

$$T_\delta^I = N l. \quad (2.6)$$

У другому випадку приймаємо, що активатор заклинений від дії моменту опору зі сторони зовнішнього середовища. Тоді відбувається ковзання поверхні кулачка відносно поверхні диска і сила  $F_{mp}^3$  має вплив на крутний момент  $T_{\partial}^2$

$$T_{\partial}^2 = Nl + F_{mp}^3 z = N(l + fz). \quad (2.7)$$

Для проведення аналізу залежностей (2.5), (2.6) і (2.7) визначимо  $N, l, z=f(\varphi)$ .

Зв'язок між кутами  $\varphi$  і  $\gamma$  знаходимо з теореми синусів

$$\frac{r_a + r}{\sin \varphi} = \frac{h}{\sin \gamma}; \gamma = \arcsin\left(\frac{h \sin \varphi}{r_a + r}\right).$$

Оскільки  $\gamma > 90^\circ$ , то кут  $\gamma$  визначається за залежністю

$$\gamma = \left[ 180^\circ - \arcsin\left(\frac{h \sin \varphi}{r_a + r}\right) \right]. \quad (2.8)$$

Плече  $l$  визначається з умови

$$\sin(180^\circ - \gamma) = \frac{l}{k};$$

$$l = k \sin \gamma, \quad (2.9)$$

а плече  $z$

$$z = r + k \cos(180^\circ - \gamma) = r - k \cos \gamma. \quad (2.10)$$

Далі встановлюємо функціональну залежність  $N = f(F_{np}^n; F_{mp}^n)$ ;

$$N = (F_{np}^n + F_{mp}^n) \cos(180^\circ - \gamma);$$

$$N = -(F_{np}^n + F_{mp}^n) \cos \gamma. \quad (2.11)$$

Сила тертя  $F_{mp}^n$  пов'язана з силою пружини залежністю



$$F_{mp}^n = F_{np} \cos(180^\circ - \gamma) \cos(\gamma - 90) f; \quad F_{mp}^n = -F_{np} f \cos \gamma \sin \gamma;$$

$$F_{mp}^n = -\frac{1}{2} F_{np} f \sin 2\gamma. \quad (2.12)$$

Тоді, з урахуванням (2.12), а також, що  $F_{np} = C(\Delta_0 + \Delta)$ , де  $C$  – жорсткість пружини, а  $\Delta_0$  – її попередній натяг, рівняння (2.11) прийме вигляд

$$N = -C(\Delta_0 + \Delta)[1 - 0,5 f \sin 2\gamma] \cos \gamma. \quad (2.13)$$

З урахуванням рівнянь (2.4) і (2.8) в кінцевому вигляді реакція  $N$  визначається за формулою

$$N = C \left\{ \Delta_0 + h(1 - \cos \varphi) - r_a - \delta - m + \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi} \right\} \times \\ \times \left[ 1 - 0,5 f \sin \left( 360^\circ - 2 \arcsin \left( \frac{h \sin \varphi}{r_a + r} \right) \right) \right] \cos \left( \arcsin \left( \frac{h \sin \varphi}{r_a + r} \right) \right). \quad (2.14)$$

Таким чином крутний момент на активаторі визначається із системи рівнянь (2.5) і (2.7).

Для зменшення громіздкості формули крутного моменту, який виникає на диску при взаємодії кулачка та активатора, його можна представити у вигляді системи рівнянь (2.3); (2.4); (2.6); (2.8) і (2.13)

$$\left\{ \begin{array}{l} T_\partial^I = Nl; \\ N = -C(\Delta_0 + \Delta)[1 - 0,5 f \sin 2\gamma] \cos \gamma; \\ l = k \sin \gamma; \\ \Delta = h - r_a - \delta - m - k; \\ k = h \cos \varphi - \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi}; \\ \gamma = \left[ 180^\circ - \arcsin \left( \frac{h \sin \varphi}{r_a + r} \right) \right]. \end{array} \right. \quad (2.15)$$

Крутний момент на диску при заклиненому активаторі визначається із наступної системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{\delta}^2 = N(l + fz); \\ N = -C(\Delta_0 + \Delta)[1 - 0,5f \sin 2\gamma] \cos \gamma; \\ l = k \sin \gamma; \\ z = r - k \cos \gamma; \\ \Delta = h - r_a - \delta - m - k; \\ k = h \cos \varphi - \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi}; \\ \gamma = \left[ 180^\circ - \arcsin \left( \frac{h \sin \varphi}{r_a + r} \right) \right]. \end{array} \right. \quad (2.16)$$

При аналізі рівнянь крутного моменту кут  $\varphi$  задають дискретно від  $\varphi_{max}$ , який визначається з рівняння (2.2) до нульового значення, що відповідає вертикальному положенню кулачка.

Необхідно відмітити, що на другому етапі повертання диска відносно активатора сила  $N$  створюватиме момент, направлений в напрямку обертання робочого органу, що виключає додаткові енерговитрати, тобто крутний момент на диску визначати не доцільно.

При визначенні крутного моменту на активаторі враховується лише сила тертя від дії  $N$ , яка визначається

$$T_a = Nfr_a. \quad (2.17)$$

Тоді крутний момент на активаторі визначається із системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} T_a = Nfr_a; \\ N = -C(\Delta_0 + \Delta)[1 - 0,5f \sin 2\gamma] \cos \gamma; \\ \Delta = h - r_a - \delta - m - k; \\ k = h \cos \varphi - \sqrt{(r_a + r)^2 - h^2 \sin^2 \varphi}; \\ \gamma = \left[ 180^\circ - \arcsin \left( \frac{h \sin \varphi}{r_a + r} \right) \right]. \end{array} \right. \quad (2.18)$$

Оскільки максимальні крутні моменти виникають на першому етапі взаємодії кулачка з активатором, то межі зміни кута  $\alpha$  вибираємо від  $\varphi_{max}$  (входження кулачка в контакт з активатором) до  $\varphi=0$  (вертикальне розміщення їх центральних осей).

Значення  $\varphi_{max}$  визначається із залежності

$$\varphi_{max} = \arccos\left(\frac{h^2 + k_n^2 - (r_a + r)^2}{2hk_n}\right), \quad (2.19)$$

де  $k_n = h - r_a - \delta - m$ .

При проведенні аналізу вище виведених аналітичних залежностей попередньо задамось межами зміни параметрів, виходячи з реальних умов конструювання завантажувального патрубку. Враховуючи те, що завантажувальний патрубок буде компонуватись із традиційними гумово-армованими кожухами з внутрішнім діаметром 0,1 м, то реальні значення параметрів можна прийняти в наступних межах:  $h = 0,06...0,09$  м;  $r_a = 0,015...0,03$  м;  $\delta = 0,001...0,003$  м;  $r = 0,005...0,01$  м;  $m = 0,001...0,003$  м;  $C = 0,5 \cdot 10^4...1,5 \cdot 10^4$  Н/м;  $\Delta_0 = 0,002...0,008$  м.

Попередньо визначимо характер зміни силових факторів  $T_\delta^1$ ;  $T_\delta^2$ ;  $T_a$ ;  $N$  від кута повертання диска  $\varphi$  з кулачком відносно активатора. Для цього задамось середніми значеннями параметрів відносно вищезазначених меж:  $h = 0,074$  м;  $r_a = 0,022$  м;  $\delta = 0,002$  м;  $r = 0,007$  м;  $m = 0,002$  м;  $C = 10^4$  Н/м;  $\Delta_0 = 0,005$  м;  $f = 0,17$ ;  $\varphi_{max} = 12,4^\circ$ .

За результатами досліджень побудовані графічні залежності  $T_\delta^1$ ;  $T_\delta^2$ ;  $T_a$  і  $N$  від кута повороту диска  $\varphi$ , які зображені на рис. 2.4.

З їх аналізу можна вставити, що максимальний крутний момент на кулачку в момент його входження в контакт з торцевим диском відповідає кутам повертання диска  $10^\circ...11^\circ$  при вільно обертовому активаторі та  $9^\circ...10^\circ$  при заклиненому активаторі.

При умові заклиненого активатора крутний момент на 28% є більшим ніж при умові вільного повертання активатора, якщо порівнювати максимальні значення крутних моментів.

Крутний момент на активаторі має зворотну тенденцію зміни абсолютної величини і його максимальне значення відповідає  $\varphi = 0^\circ$ . Це пояснюється тим, що плече активатора є постійним, а нормальна складова від дії сили пружини набуває максимального значення при  $\varphi = 0^\circ$ .

Величина крутного моменту на всій зоні взаємодії (від  $\varphi = 0^\circ$  до  $\varphi = 12,4^\circ$ ) знижується від початкового положення на 40%.

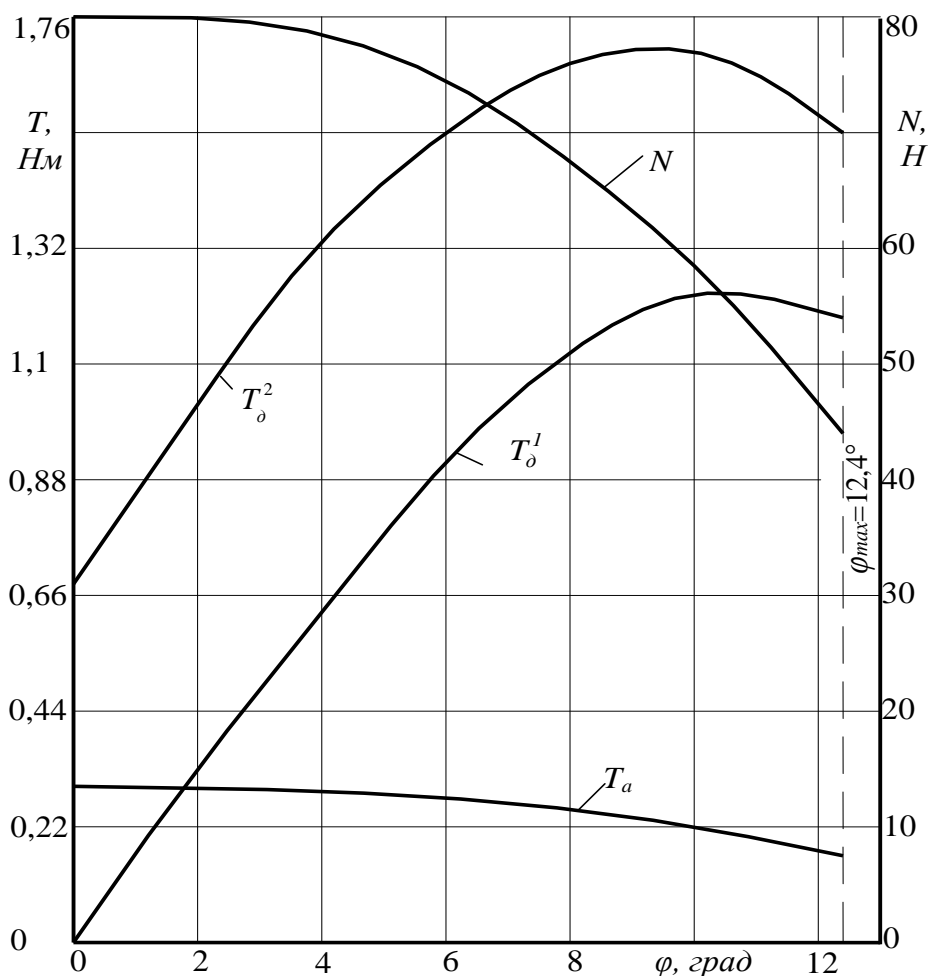


Рис. 2.4. Зміна величини  $T_{\delta^1}$ ;  $T_{\delta^2}$ ;  $T_a$ ;  $N$  від кута повороту диска  $\varphi$

Наведені аналітичні та графічні залежності можуть бути використані при визначенні раціональних конструктивних параметрів завантажувального патрубку, а також режимів його роботи.

При розробці інженерної методики у розрахункових залежностях для визначення максимального крутного моменту необхідно враховувати значення кутів  $\varphi$ , які їм відповідають.

Для встановлення інтенсивності впливу конструктивних параметрів кулачкового механізму повороту ( $r_a$ ;  $h$ ;  $\delta$ ;  $C$ ) на величину максимального крутного моменту, який виникає на активаторі побудовані відповідні графічні залежності, які зображені на рис. 2.5. При аналізі впливу одного з параметрів на величину  $T_a$  інші залишались постійними і їм надавались такі середні значення:  $r_a = 0,022$  м;  $h = 0,074$  м;  $\delta = 0,002$  м;  $C = 10^4$  Н/м. Це забезпечило перетин всіх графіків в одній ключовій точці і відповідно дало змогу оцінити інтенсивність впливу зазначених параметрів на величину  $T_a$ .

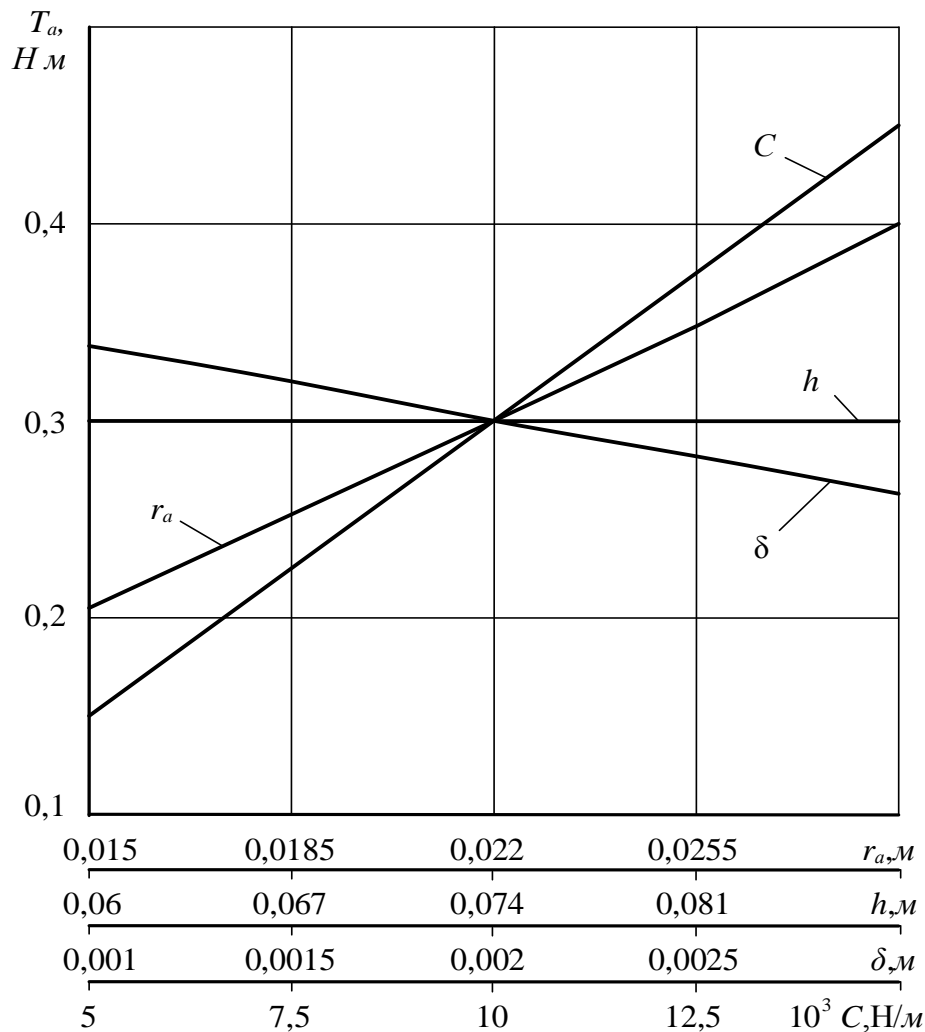


Рис. 2.5. Зміна величини крутного моменту на елементах кулачкового механізму повороту активатора залежно від конструктивних параметрів  $r_a$ ,  $h$ ,  $\delta$ ,  $C$

З аналізу графічних залежностей можна зробити висновок, що найбільш суттєвий вплив на величину  $T_a$  мають жорсткість пружини  $C$ , далі радіус активатора  $r_a$  і величина перекриття  $\delta$ . Оскільки зміна жорсткості пружини не потребує зміни конструкції завантажувального патрубку то даний параметр найбільш доцільно змінювати при регулюванні крутного моменту, як на активаторах, так і на опорних роликах. Крім цього, в конструкції патрубка необхідно передбачити регулювання попереднього натягу пружини, що також дозволить змінювати силові параметри на елементах зачеплення.

Тому раціональними можна вважати більш вузькі межі параметрів з урахуванням можливого регулювання попереднього натягу пружини та її жорсткості:  $h = 0,07...0,08$  м;  $r_a = 0,002...0,0025$  м;  $\delta = 0,0015...0,0025$  м;  $C = (1...1,5) \cdot 10^4$  Н/м.

### 2.3. Силовий аналіз шарнірно-важільного механізму повороту активатора

Незважаючи на ефективність і відносну плавність в роботі кулачкових механізмів із сферичними поверхнями в процесі роботи завантажувальних патрубків в абразивних середовищах необхідно здійснювати захист кулачкового механізму від попадання пилоподібних домішок в пари тертя кулачок-радіальний паз. Це в свою чергу призводитиме до зростання маси завантажувального патрубка і до ускладнення його конструкції.

Тому для особливо агресивних середовищ запропоновано альтернативну схему елементів зачеплення механізму повороту активаторів та опорних роликів, а також проведений силовий аналіз елементів зачеплення [53, 54].

Для проведення порівняльного аналізу ефективності роботи завантажувального патрубка від дії різних типів механізму повертання активатора розглянемо варіант його виконання у вигляді шарнірно закріпленого на диску важеля підтиснутого консольною пружиною. Розглянемо розрахункову схему, яка зображена на рис. 2.6.

На схемі прийняті наступні конструктивні позначення:  $R$  – радіус диска;  $l$  – довжина шарнірно закріпленого важеля;  $l_{np}$  – довжина пружної балки;  $r_a$  – радіус активатора;  $z$  – відстань між початком важеля і точкою контакту його з пружною балкою;  $\Delta$  – величина перекриття важеля з активатором;  $\varphi$  – кут повороту диска.

Окрім допущень, які були прийняті в попередньому підрозділі при аналізі шарнірно-важільного механізму повороту активаторів прийняті додаткові припущення: силами тертя в шарнірі нехтуємо; важіль є абсолютно жорстким тілом.

В процесі роботи шарнірно закріплений на диску важіль довжиною  $l$ , який підтиснутий плоскою консольно закріпленою пружною балкою довжиною  $l_{np}$  періодично взаємодіє з активатором, що призводить до його повертання.

Метою теоретичного розрахунку є виведення аналітичних залежностей, які пов'язують між собою конструктивні та силові параметри завантажувального патрубка, що в подальшому дозволить встановити його раціональні режими роботи і параметри.

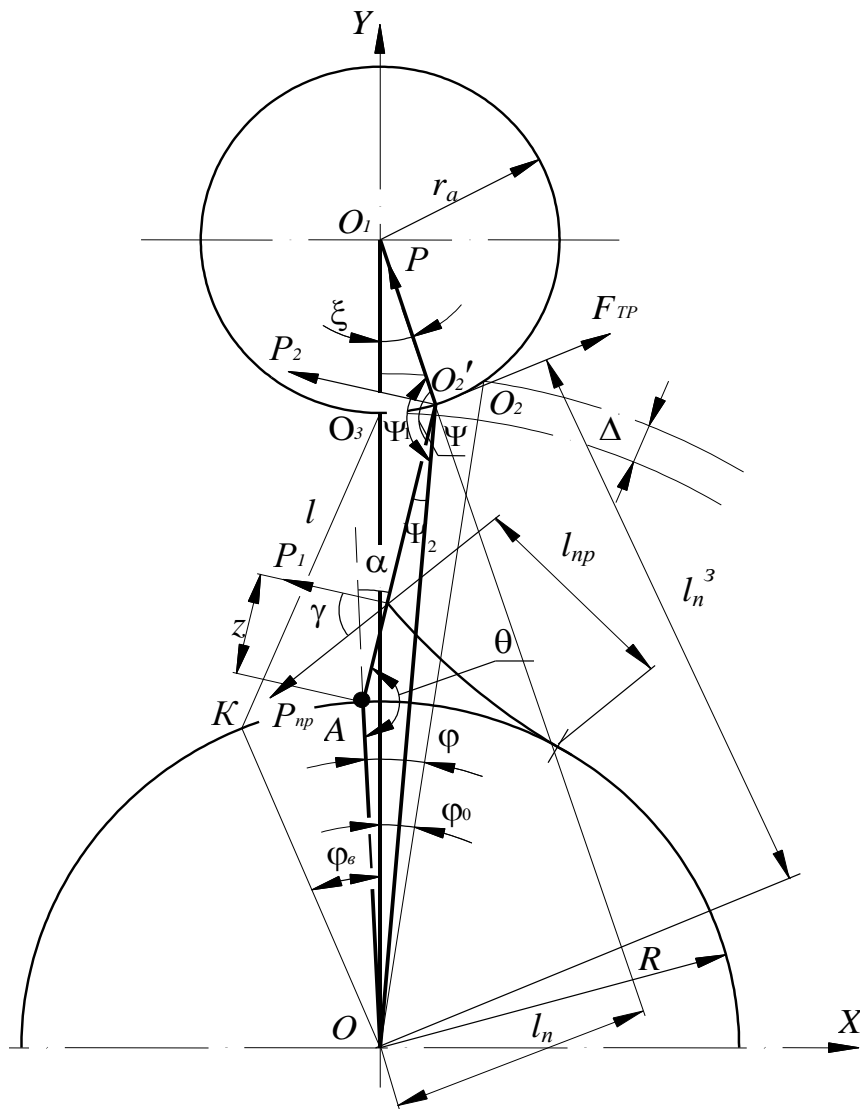


Рис. 2.6. Розрахункова схема для визначення конструктивно-силових параметрів шарнірно-важільного механізму повороту активаторів завантажувального патрубку

Початковий контакт шарнірно закріпленого важеля з поверхнею активатора здійснюється в точці  $O_2$ . Для цього положення визначимо кут  $\varphi_0$  розташування важеля до вертикальної осі  $OY$ . З трикутника  $OO_1O_2$  за теоремою косинусів отримаємо

$$r^2 = (R+l)^2 + (R+l-\Delta+r_a)^2 - 2(R+l-\Delta+r_a)(R+l)\cos\varphi_0;$$

$$\cos\varphi_0 = \frac{(R+l-\Delta+r_a)^2 + (R+l)^2 - r_a^2}{2(R+l-\Delta+r_a)(R+l)};$$

$$\varphi_0 = \arccos\left(1 + \frac{0,5\Delta^2 - r_a\Delta}{(R+l-\Delta+r_a)(R+l)}\right). \quad (2.20)$$

Кут  $\xi_0$  розташування лінії, що з'єднує початкову точку контакту важеля і активатора (т.  $O_2$ ) з центром активатора (т.  $O_1$ ), до вертикальної осі  $OY$  визначається за теоремою синусів з трикутника  $\Delta OO_1O_2$

$$\frac{r_a}{\sin \varphi_0} = \frac{R+l}{\sin \xi_0}; \quad \sin \xi_0 = \frac{(R+l) \sin \varphi_0}{r_a};$$

$$\xi_0 = \arcsin \left( \frac{(R+l) \sin \varphi_0}{r_a} \right). \quad (2.21)$$

Взаємодія важеля з активатором, яка призводитиме до зростання крутного моменту, відбуватиметься в точці  $O'_2$  по дузі  $O_2O_3$ . Враховуючи динамічний процес взаємодії, а також дослідження, які викладені в попередньому підрозділі, після проходження важелем точки  $O_3$  крутний момент різко падає або ж відбувається розрив контакту при значних кутових швидкостях важеля. Тому умовно приймаємо, що повний вихід із взаємодії важеля з поверхнею активатора відбуватиметься в точці  $O_3$ . Тоді кут виходу  $\varphi_6$ , який з'єднує точку шарнірного кріплення важеля з центром патрубку визначається з трикутника  $OO_3K$

$$l^2 = R^2 + (R+l-\Delta)^2 - 2R(R+l-\Delta) \cos \varphi_6;$$

$$\cos \varphi_6 = \frac{R^2 + (R+l-\Delta)^2 - l^2}{2R(R+l-\Delta)};$$

$$\varphi_6 = \arccos \left( 1 + \frac{0,5\Delta^2 - l\Delta}{R(R+l-\Delta)} \right). \quad (2.22)$$

Таким чином, при аналізі зміни силових параметрів кут  $\varphi$  змінюватиметься від  $\varphi_0$  до  $-\varphi_6$ , а кут  $\xi$  від  $\xi_0$  до  $0^\circ$ .

Наступним етапом розрахунків є встановлення функціональної залежності між кутом провертання  $\varphi$  центрального диска (води́ла) і кутом повороту  $\alpha$  важеля відносно свого початкового положення.

З аналітичної геометрії, загальне рівняння прямої лінії має вигляд



$$y = kx + b, \quad (2.23)$$

де  $k$  – тангенс кута нахилу прямої до осі  $X$ ;  $b$  – зміщення по осі  $Y$  відносно початку координат.

Загальне рівняння кола

$$(x - x_1)^2 + (y - y_1)^2 = R^2, \quad (2.24)$$

де  $x_1$  і  $y_1$  – координати центра кола радіусом  $R$ .

Таким чином рівняння зовнішнього кола диска

$$x^2 + y^2 = R^2, \quad (2.25)$$

рівняння ободу активатора

$$x^2 + (y - (R + l - \Delta + r_a))^2 = r_a^2, \quad (2.26)$$

рівняння прямої  $OA$

$$y = \operatorname{tg}(90^\circ - \varphi) \cdot x. \quad (2.27)$$

Знайдемо точку  $A(x_A; y_A)$ , як перетин кола і прямої

$$\begin{cases} y = \operatorname{tg}(90^\circ - \varphi) \cdot x; \\ x^2 + y^2 = R^2; \\ y > 0. \end{cases} \quad (2.28)$$

Точку  $O'_2(x_O; y_O)$  знайдемо, як перетин двох кіл, обода активатора і кола радіусом  $l$  з центром в точці  $A(x_A; y_A)$

$$\begin{cases} (x - x_A)^2 + (y - y_A)^2 = l^2; \\ x^2 + (y - (R + l - \Delta + r_a))^2 = r_a^2; \\ x_O = x_1 > x_2. \end{cases} \quad (2.29)$$

Рівняння прямої  $AO'_2$  матиме вигляд

$$\frac{x - x_A}{x_O - x_A} = \frac{y - y_A}{y_O - y_A}. \quad (2.30)$$

Звідси

$$y = \frac{y_O - y_A}{x_O - x_A} \cdot x + y_A - \frac{y_O - y_A}{x_O - x_A} \cdot x_A;$$

$$\beta = \arctg\left(\frac{y_O - y_A}{x_O - x_A}\right); \quad (2.31)$$

$$\theta = 90 + \varphi + \beta. \quad (2.32)$$

Тоді кут  $\alpha$  визначається за залежністю

$$\alpha = 180^\circ - \theta. \quad (2.33)$$

Визначимо переміщення  $W$  точки контакту пружної пластини з шарнірно закріпленим важелем як функцію кута  $\varphi$ . Враховуючи незначні кутові повертання важеля в даній точці контакту, умовно приймемо, що довжина хорди рівна довжині дуги

$$W = z\alpha. \quad (2.34)$$

Також приймемо, що точка контакту з шарнірним важелем залишається незмінною в процесі його повертання. Тому, користуючись відомою формулою для визначення деформації вільного кінця консольно закріпленої пружної балки, отримаємо

$$W = \frac{P_{np} l_{np}^3}{3EI} = z\alpha. \quad (2.35)$$

Визначимо силу пружини  $P_{np}$  в точці її контакту з важелем

$$P_{np} = \frac{3EIz\alpha}{l_{np}^3}. \quad (2.36)$$

Проекція сили пружини в напрямку, перпендикулярному до осі важеля  $P_1$ , визначається

$$P_1 = \frac{EIz\pi}{l_{np}^3 \cdot 60^\circ} (\alpha) \cos \gamma. \quad (2.37)$$

Враховуючи постійну величину крутного моменту при повертанні важеля, сила  $P_2$  в точці його контакту з активатором набуде вигляду

$$P_2 = \frac{EIz^2\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} (\alpha) \cos \gamma. \quad (2.38)$$

Для визначення крутного моменту на активаторі визначимо залежність сили  $P = f(\varphi)$ , яка спрямована в центр активатора і є визначальною для розрахунку сили тертя між поверхнями важеля і активатора. В загальному випадку сила  $P$  визначається з умови

$$P = P_2 \cos(90^\circ - \Psi) = \frac{EIz^2 \pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} (\alpha) \cos \gamma \sin \Psi, \quad (2.39)$$

де  $\Psi = \Psi_1 - \Psi_2$ .

Для визначення кутів  $\Psi_1$  і  $\Psi_2$  попередньо визначимо функціональну залежність  $\xi = f(\varphi)$

$$O_2'O = \sqrt{R^2 + l^2 - 2Rl \cos \theta};$$

$$(O_2'O)^2 = r_a^2 + (R + l - \Delta + r_a)^2 - 2r_a(R + l - \Delta + r_a) \cos \xi. \quad (2.40)$$

Тоді кут  $\xi$  визначається

$$\xi = \arccos \left( \frac{r_a^2 + (R + l - \Delta + r_a)^2 - (O_2'O)^2}{2r_a(R + l - \Delta + r_a)} \right);$$

$$\xi = \arccos \left( \frac{r_a^2 + (R + l - \Delta + r_a)^2 - R^2 - l^2 - 2Rl \cos(\alpha)}{2r_a(R + l - \Delta + r_a)} \right). \quad (2.41)$$

Кути  $\Psi_1$  і  $\Psi_2$  відповідно визначаються з трикутників  $\Delta AO_2'O$  і  $\Delta OO_2'O_1$

$$\frac{R + l - \Delta + r_a}{\sin \Psi_1} = \frac{OO_2'}{\sin \xi};$$

$$\Psi_1 = \arcsin \left( \frac{(R + l - \Delta + r_a) \sin \xi}{OO_2'} \right); \quad (2.42)$$

$$\frac{R}{\sin \Psi_2} = \frac{OO_2'}{\sin \theta};$$

$$\Psi_2 = \arcsin \left( \frac{R \sin \theta}{OO_2'} \right). \quad (2.43)$$

Тоді

$$\Psi = \Psi_1 - \Psi_2 = \arcsin\left(\frac{(R+l-\Delta+r_a)\sin\xi}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right) - \arcsin\left(\frac{R\sin\theta}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right). \quad (2.44)$$

Крутний момент на активаторі розраховується

$$T_a = F_{mp}r_a = Pfr_a. \quad (2.45)$$

Для зменшення громіздкості кінцевої формули при визначенні залежності моменту на активаторі як функції кута повороту водила подамо  $T_a = f(\varphi)$  у вигляді системи рівнянь

$$\begin{cases} T_a = \frac{EIz^2 f\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} r_a(\alpha) \cos\gamma \sin\Psi; \\ \Psi = \arcsin\left(\frac{(R+l-\Delta+r_a)\sin\xi}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right) - \arcsin\left(\frac{R\sin\theta}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right); \\ \xi = \arccos\left(\frac{r_a^2 + (R+l-\Delta+r_a)^2 - R^2 - l^2 - 2Rl\cos(\alpha)}{2r(R+l-\Delta+r_a)}\right). \end{cases} \quad (2.46)$$

При розв'язку даної системи рівнянь попередньо визначаємо діапазон зміни кута  $\varphi$  за формулами (2.20) і (2.22), а також відповідне значення кута  $\theta$  за формулами (2.28), (2.29), (2.31) і (2.32).

Для зменшення громіздкості формули крутного моменту, який виникає на диску при взаємодії важеля і активатора, його можна представити у вигляді системи рівнянь

$$\begin{cases} T_\delta^1 = \frac{EIz^2 f\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} l_n(\alpha) \cos\gamma \sin\Psi; \\ \Psi = \arcsin\left(\frac{(R+l-\Delta+r_a)\sin\xi}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right) - \arcsin\left(\frac{R\sin\theta}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right); \\ l_n = (R+l-\Delta+r_a)\sin\xi; \\ \xi = \arccos\left(\frac{r_a^2 + (R+l-\Delta+r_a)^2 - R^2 - l^2 - 2Rl\cos(\alpha)}{2r_a(R+l-\Delta+r_a)}\right). \end{cases} \quad (2.47)$$

Крутний момент на диску при заклиненому активаторі визначається із системи рівнянь

$$\begin{cases} T_{\delta}^2 = \frac{EIz^2 f\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} (l_n + fl_n^3)(\alpha) \cos \gamma \sin \Psi; \\ \Psi = \arcsin \left( \frac{(R+l-\Delta+r_a) \sin \xi}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl \cos \theta}} \right) - \arcsin \left( \frac{R \sin \theta}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl \cos \theta}} \right); \\ l_n^3 = (R+l-\Delta+r_a) \cos \xi - r_a; \\ \xi = \arccos \left( \frac{r_a^2 + (R+l-\Delta+r_a)^2 - R^2 - l^2 - 2Rl \cos(\alpha)}{2r_a(R+l-\Delta+r_a)} \right). \end{cases} \quad (2.48)$$

При аналізі систем рівнянь (2.46), (2.47) і (2.48), параметрам надавались наступні значення:  $h = 0,074$  м;  $R = 0,025$  м;  $\Delta = 0,003$  м;  $r_a = 0,022$  м;  $l = 0,03$  м;  $f = 0,17$ ;  $l_{np} = 0,03$  м;  $\gamma = 60^\circ$ ;  $z = 0,02$  м,  $I = 5,63 \cdot 10^{-12}$  м<sup>4</sup>.

На рис. 2.7 представлено графічні залежності крутного моменту на диску при вільно обертовому активаторі  $T_{\delta}^1$ , крутного моменту при заклиненому активаторі  $T_{\delta}^2$  і крутного моменту на активаторі  $T_a$  від кута повертання диска  $\varphi$ . Початкове значення кута  $\varphi = 9^\circ$  відповідає моменту входження шарнірно закріпленого важеля в контакт з поверхнею активатора. Від'ємні значення кута  $\varphi$  відповідають відхиленню точки кріплення важеля з диском від осі  $OY$  ( $\varphi = 0^\circ$ ) в сторону від'ємних значень по осі  $OX$ .

З аналізу даних залежностей можна зробити висновок, що функції  $T_{\delta}^1$ ;  $T_{\delta}^2$ ;  $T_a = f(\varphi)$  мають умовно параболічний характер, причому пікові значення  $T_{\delta}^1$  і  $T_{\delta}^2$  відповідають куту  $\varphi \approx -6^\circ$ . В той час максимальне значення крутного моменту на активаторі зміщене на  $10^\circ$  і виникає в зоні підходу шарнірного важеля до осі  $OY$  і відповідає значенню  $\varphi \approx -16^\circ$ .

Дані величини кута  $\varphi$  в подальшому будуть враховані при виведенні спрощених формул для інженерного користування.

В процесі роботи завантажувального патрубку активатори подають матеріал в сторону його забору шнековим робочим органом, а також забезпечують самопересування патрубка.

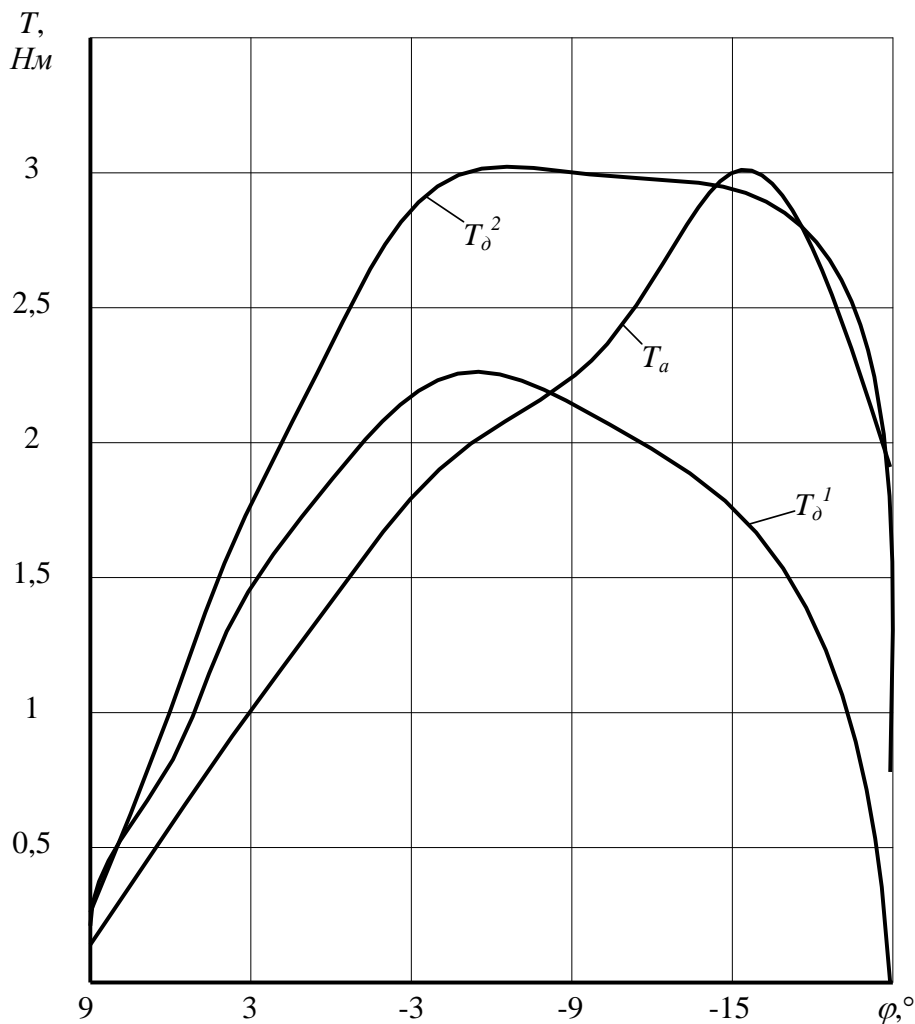


Рис. 2.7. Зміна величини крутних моментів  $T_{\delta}^1$ ;  $T_{\delta}^2$ ;  $T_a$  від кута повороту диска  $\varphi$

Для встановлення інтенсивності впливу параметрів завантажувального патрубку (радіусів диска  $R$  і активатора  $r_a$ , довжини шарнірно закріпленого важеля  $l$ , величини перекриття  $\Delta$  і моменту інерції  $I$ ) на величину крутного моменту на активаторі  $T_a$  побудовано відповідні графічні залежності, які зображено на рис. 2.8.

З їх аналізу можна встановити, що найбільш суттєвий вплив на величину крутного моменту на активаторі  $T_a$  має довжина шарнірно закріпленого важеля  $l$  і момент інерції плоскої пружини  $I$ .

Параметри величини перекриття  $\Delta$  і радіуса активатора  $r_a$  не мають суттєвого впливу на величину крутного моменту на активаторі  $T_a$ , а зміна величини  $R$  взагалі не впливає, оскільки розглядаються виключно елементи зачеплення, які безпосередньо не пов'язані з радіусом диска.

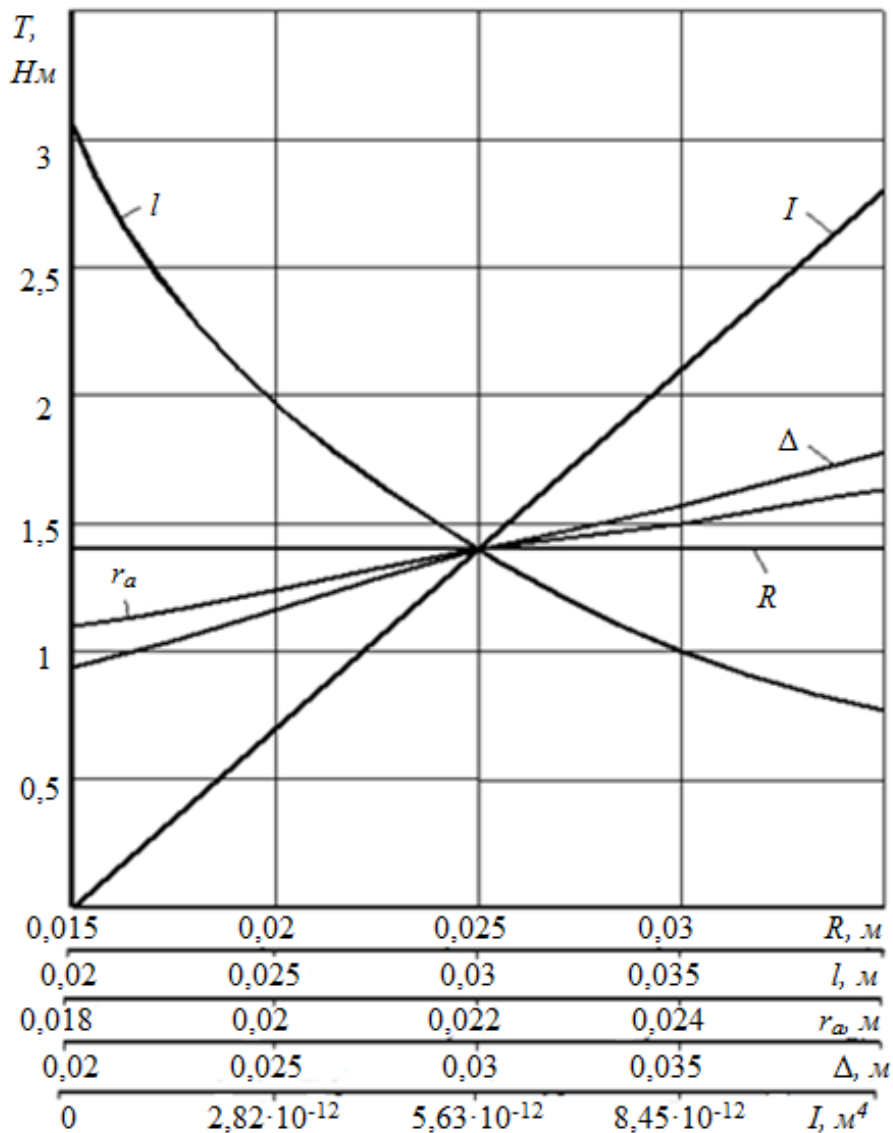


Рис. 2.8. Зміна величини крутного моменту на елементах механізму повороту активатора залежно від конструктивних параметрів  $R, l, r_a, \Delta, I$

Тому, можна вважати межами раціональних параметрів для радіуса диска  $0,025 \text{ м}$  такі значення:  $l = 0,025 \dots 0,035 \text{ м}$ ,  $r_a = 0,02 \dots 0,024 \text{ м}$ ,  $\Delta = 0,002 \dots 0,004 \text{ м}$ ,  $I = 5 \dots 8 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4$ .

З проведеного аналізу аналітичних та графічних залежностей можна констатувати, що при підборі раціональних параметрів завантажувального патрубку із шарнірно-важільним механізмом повороту активатора доцільно першочергово варіювати параметрами довжини шарнірно закріпленого важеля  $l$ , а також моментом інерції плоскої пружини  $I$ .

## 2.4. Визначення траєкторії руху технологічної магістралі гнучкого конвеєра при самозавантаженні сипкими матеріалами

Метою даних теоретичних розрахунків є визначення траєкторії руху завантажувальної магістралі в залежності від конструктивних і технологічних параметрів [55].

У випадку застосування на вільному кінці технологічної магістралі самозавантажувального патрубк технологічний процес забору матеріалу відбувається без втручання оператора, що призводить до зміни радіуса її кривизни.

Розглянемо схему навантаженого гвинтового конвеєра, як пружної консолі із защемленим кінцем в системі координат  $XOY$  згідно рис. 2.9.

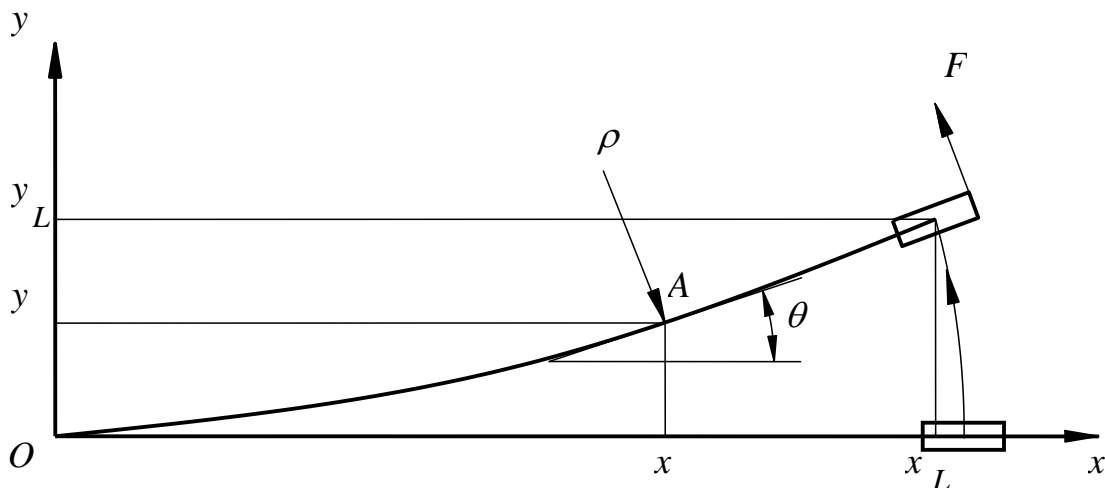


Рис. 2.9. Розрахункова схема навантаження гнучкого гвинтового конвеєра

В загальному випадку рівняння поперечного згину записується у вигляді

$$K = \frac{d\Theta}{dS} = \frac{1}{\rho} = \frac{M(S)}{EI}, \quad (2.49)$$

де  $\Theta$  – біжучий кут нахилу зігнутої осі до осі її початкового положення ( $Ox$ );  $\rho$  – біжучий радіус кривизни осі гнучкого шнека;  $E$  – приведений модуль пружності системи гнучкий робочий орган – кожух;  $I$  – приведений осьовий момент січення;  $dS$  – елементарна довжина шнека;  $S$  – біжучий параметр довжини шнека.



Величина  $C_\varphi = EI$  – визначає приведену жорсткість гнучкого шнека і встановлюється експериментально, шляхом визначення прогинів шнека фіксованим навантаженням.

Для великих прогинів залежність (2.49) приймає вигляд

$$\frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}} = \frac{M(x)}{EI}. \quad (2.50)$$

В даному випадку момент  $M(x)$ , залежить як від переміщення завантажувального кінця шнека  $L(x_L; y_L)$ , так і від лінії траси  $y=y(x)$  і визначається

$$M(x) = F \cdot l_F = F_x \cdot (y_L - y) + F_y \cdot (x_L - x), \quad (2.51)$$

де  $l_F$  – плече сили  $F$ , яка переміщає патрубок відносно біжучої точки  $A$ ;  $F_x$  та  $F_y$  – проекції сили  $F$  відповідно відносно осей  $x$  та  $y$ .

Якщо враховувати тільки навантаження від приводу переміщення завантажувального патрубку, то максимальна сила, що прикладена на кінці гнучкого шнека буде відповідати силі від приводу  $F_m$ , що передається через тертя роликів до поверхні

$$F_{max} = F_m = m_z g f, \quad (2.52)$$

де  $m_z$  – приведена маса завантажувального патрубку із приведеним шнеком і вантажем;  $f$  – коефіцієнт тертя матеріалу роликів до робочої поверхні.

В загальному випадку момент буде утворювати рівнодійна  $F$  від сили  $F_m$  та сил опору від бурта  $F_{on}$

$$F = F_m - F_{on}. \quad (2.53)$$

Сила опору від бурта  $F_{on}$  є постійно змінною величиною і залежить від положення завантажувального патрубку, форми та реологічних властивостей купи матеріалу.

Математично описати характер і величину її зміни в часі є надзвичайно складно, оскільки вона залежить від багатьох факторів.

Тому для різних матеріалів і геометричних параметрів буртів її можна визначити лише експериментально.

Проекції сили розкладаються відповідно на осі  $Ox$  та  $Oy$ .

$$F_x = F \cdot \sin \theta_L; \quad F_y = F \cdot \cos \theta_L.$$

Координати прикладення сили  $F$  визначаються розміщенням завантажувального патрубку, що знаходиться в кінці шнека з довжиною  $L$

$$x_L = \int_0^L \cos \theta \cdot ds; \quad y_L = \int_0^L \sin \theta \cdot ds. \quad (2.54)$$

Біжуча точка відповідно має координати

$$x = \int_0^l \cos \theta \cdot ds; \quad y = \int_0^l \sin \theta \cdot ds.$$

Отже біжучий момент через незалежні змінні  $\theta$ ,  $S$  можна визначати як

$$M(x) = M(\theta) = F \left[ \sin \theta_L \int_l^L \sin \theta \cdot dS + \cos \theta_L \int_l^L \cos \theta \cdot dS \right]. \quad (2.55)$$

Враховуючи те, що момент залежить від розміщення траси, задача зводиться до варіаційної задачі пошуку рівняння траси, що задовольняє умовам (2.50, 2.51) чи (2.49, 2.55).

Задача ще більше ускладнюється із врахуванням сил опору переміщенню гнучкого шнека по поверхні, на якій розміщений насипний вантаж. А тому можливі два шляхи аналізу технологічного процесу із визначенням розміщення осі шнека в процесі роботи:

- апроксимацією лінії траси аналітичною залежністю за результатами експериментальних досліджень;
- числовими методами поетапного розв'язку рівняння (2.54).

Розглянемо перший варіант. Враховуючи те, що матеріал кожука немає лінійно-пружної характеристики, а також те що гвинтове виконання робочого органу та наявність в гнучкому шнеку сипкого

вантажу має нелінійну характеристику то такий варіант має певну підставу.

Розглянемо залежність (2.49). Припустимо, що момент  $M(S)$  змінюється за лінійним законом за залежністю

$$M(S)=(L-S)F. \quad (2.56)$$

Тоді

$$d\theta = \frac{(L-S)F}{EI} dS. \quad (2.57)$$

Відповідно

$$\theta = \frac{F \cdot L}{C_\varphi} \cdot \left( S - \frac{S^2}{2L} \right). \quad (2.58)$$

При  $S = L$  максимальний кут повороту січення осі шнека в зоні завантажувального патрубку визначається за залежністю

$$\theta = \frac{F \cdot L^2}{2C_\varphi}, \quad (2.59)$$

де  $C_\varphi = EI$  – приведена кутова жорсткість навантаженого шнека.

Нелінійна залежність між кутом  $\theta$  та біжучим параметром довжини  $S$  згідно (2.58) не дозволяє побудувати аналітичну модель траси технологічної магістралі.

У випадку  $M(S) = M = const$

$$\theta = \frac{MS}{EI} = \frac{FLS}{C_\varphi}, \quad (2.60)$$

спостерігається лінійна залежність між  $\theta$  та  $S$ .

Із теорії кривих відомо, що пропорційність між кутом згину лінії та її довжини в першому наближенні зберігається в ланцюговій лінії

$$y = a \left[ ch \frac{x}{a} - 1 \right]. \quad (2.61)$$

Дійсно, біжуча довжина ділянки ланцюгової лінії

$$S = a \cdot sh \left( \frac{x}{a} \right). \quad (2.62)$$

Кут нахилу траєкторії переміщення завантажувального патрубка

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{dy}{dx} = \operatorname{sh} \left( \frac{x}{a} \right). \quad (2.63)$$

Для малих прогинів  $\theta \approx \operatorname{tg} \theta$ , а отже

$$\frac{\theta}{S} = \frac{\operatorname{sh}(x/a)}{a \cdot \operatorname{sh}(x/a)} = \frac{1}{a} = \frac{M}{EI} = \frac{M}{C_\varphi}. \quad (2.64)$$

При великих згинах, як показали експериментальні дослідження, залежність (2.60) відповідає навантаженню парою зосереджених сил. А тому, у випадку, коли сила опору вантажу накладається із силою приводу завантажувального патрубка і зовнішнє навантаження на еластичний кожух близьке до постійного моменту, лінію траси гнучкого шнека, що умовно навантажена постійним моментом  $M$  можна апроксимувати ланцюговою лінією виду

$$y = \frac{C_\varphi}{M} \left[ \operatorname{ch} \left( \frac{M \cdot x}{C_\varphi} \right) - 1 \right]. \quad (2.65)$$

За такий умов, постійний момент, як показали дослідження, доцільно застосовувати приведений момент

$$M_p = \frac{(F_m - F_{on})L}{2}.$$

Радіус кривизни такої ланцюгової траєкторії

$$\rho = \frac{C_\varphi}{M} \operatorname{ch}^2 \left( \frac{M \cdot x}{C_\varphi} \right). \quad (2.66)$$

Біжуча довжина траси  $S$  із параметром  $x$  зв'язана залежністю (2.62), а отже біжучі координати точки із параметром довжини  $S$  будуть такими

$$x = \frac{C_\varphi}{M} \cdot \ln \left( \frac{S \cdot M}{C_\varphi} + \sqrt{\frac{S^2 \cdot M^2}{C_\varphi^2} + 1} \right); \quad (2.67)$$

$$y = \sqrt{\frac{C_\varphi^2}{M^2} + S^2} - \frac{C_\varphi}{M}. \quad (2.68)$$

Елементарне переміщення кінця траси ( $S = L$ ) під дією навантаження

$$du_L = \sqrt{dx_L^2 + dy_L^2} = \frac{dy}{th^2\left(\frac{M \cdot x}{C_\varphi}\right)} = \sqrt{1 + \frac{C_\varphi^2}{M^2 L^2}} dy. \quad (2.69)$$

Приріст переміщення при змінному моменті

$$du_L = u'_y y'_M dM = \frac{C_\varphi}{M^2} \left( L \sqrt{1 + \frac{C_\varphi^2}{M^2 L^2}} - \frac{C_\varphi}{M} \right) dM. \quad (2.70)$$

Відповідно залежність  $u'$  буде характеризувати величину приросту переміщення від приросту моменту.

При граничному моменті  $M_{max} = m_n g f$  приріст  $dM$ , а отже і  $du$  будуть рівні 0. Для визначення граничних  $\theta_{max}$ ,  $x_{min}$  і  $y_{max}$  підставляємо  $M_{max}$  в залежності (2.64), (2.67), (2.68)

$$\theta_{max} = \frac{LM}{C_\varphi}. \quad (2.71)$$

Прогин траси, необхідний для виконання технологічного процесу може бути забезпечений підбором гнучкого шнека із заданою величиною його приведеної жорсткості, яка визначається з формули  $C_\varphi = EI$  та уточняється експериментально.

З використанням залежностей (2.65), (2.67), (2.68) та (2.70) побудовані траєкторії руху завантажувальної магістралі із завантажувальним патрубком (рис. 2.10).

При побудові траєкторій руху параметрам надавались наступні значення: приведена жорсткість  $C_\varphi = 500 \text{ Нм}^2$ ; довжина технологічної магістралі  $L = 6 \text{ м}$ .

Залежність (2.70) дозволяє числовими методами отримати динаміку зміни траєкторії траси в залежності від зміни сили опору бурта  $F_{on}$  і відповідно моменту  $M$ .

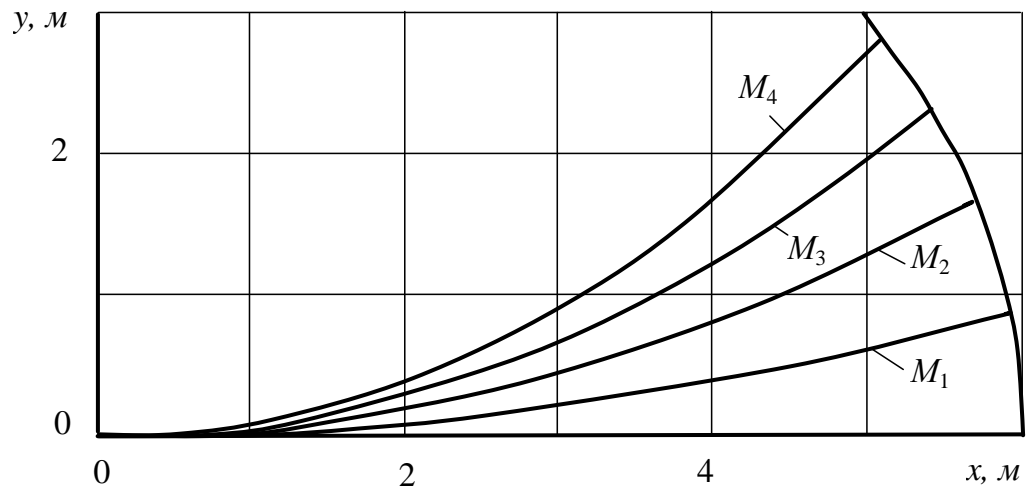


Рис. 2.10. Траєкторії руху завантажувальної магістралі та завантажувального патрубку в залежності від зміни моменту  
 $M_1 = 25 \text{ Нм}$ ;  $M_2 = 50 \text{ Нм}$ ;  $M_3 = 75 \text{ Нм}$ ;  $M_4 = 100 \text{ Нм}$

Таким чином, на основі проведених досліджень встановлено, що при приведеній жорсткості технологічної магістралі  $C_\varphi = 450 \dots 500 \text{ Нм}^2$  і довжині  $l = 4 \dots 6 \text{ м}$  робоча зона становить  $B = 3,2 \dots 8 \text{ м}$ .

## **РОЗДІЛ 3**

### **ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПАТРУБКА ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА**

#### **3.1. Дослідження процесу переведення сипкого матеріалу гвинтовим робочим органом в горизонтальному перевантажувальному патрубку**

Під час транспортування сипких вантажів на великі відстані важливу роль відіграє забезпечення міцності та стійкості гнучкого гвинтового робочого органу. Збільшення його довжини призводить до значного зростання навантажень на робочу спіраль шнека, особливо у зоні розташування привідного механізму.

З метою зменшення цих зусиль, пропонується транспортні магістралі гвинтового конвеєра розділити на дві частини з розташуванням по середині спеціального привідного пристрою з перевантаженням сипкого матеріалу від завантажувального робочого органу на вивантажувальний. Також для зменшення енерговитрат, які виникають у відомих конструкціях перевантажувальних патрубків, де в зоні переведення матеріалу завантажувальна магістраль розташовується над вивантажувальною, рекомендується переведення матеріалу здійснювати у горизонтальній площині.

Основною перевагою такого типу перевантажувального патрубка є зменшення крутного навантаження на кожен робочий орган у два рази, що дозволяє пропорційно збільшити довжину транспортування.

Основною вимогою до конструкції перевантажувального патрубка є забезпечення ефективного переведення сипкого матеріалу з подаючого шнека на приймальний без заторів, які ускладнюють процес транспортування, збільшують необхідну потужність привода та спричиняють пошкодження транспортованого матеріалу.

Для дослідження даного технологічного процесу створено математичну модель процесу переведення сипкого матеріалу у патрубку та на її основі дано рекомендації з раціонального конструювання перевантажувального патрубка [56].

Математичну модель створено на основі аналізу процесу транспортування потоку матеріалу [57], де для швидкохідних

гвинтових транспортерів рекомендована математична модель параметрів транспортування сипкого матеріалу має вигляд

$$\begin{aligned}\omega_B &= \frac{\omega T(T - \mu\pi D \operatorname{sgn} \omega)}{(\pi D)^2 + T^2}; \\ T_B &= T \left( 1 - \frac{\omega}{\omega_B} \right); \\ v_o &= \frac{\omega T T_B}{2\pi(T - T_B)},\end{aligned}\tag{3.1}$$

де  $\omega_B$  - кутова швидкість обертання сипкого матеріалу;  $T$  - крок шнека;  $T_B$  - крок гвинтової лінії транспортування вантажу;  $\omega$  - кутова швидкість обертання шнека;  $\mu$  - коефіцієнт тертя сипкого матеріалу по поверхні шнека з врахуванням капілярних явищ;  $v_o$  - осьова швидкість транспортування матеріалу;  $D$  - діаметр шнека.

У системі (3.1) прийнято, що при  $T > 0$  значення  $\operatorname{sgn} \omega = -1$ , і навпаки при  $T < 0$  значення  $\operatorname{sgn} \omega = 1$  (тобто розрізняються ліво- та правонавиті шнеки).

Вказана математична модель придатна для швидкохідних шнеків, у яких коефіцієнт швидкохідності  $\frac{\omega^2 D}{2g} > 1$ .

Розглянемо умови транспортування та пересипання для двох різних напрямів навивання шнека - лівої та правої. Суттєва різниця між ними у процесі пересипання полягає у напрямку кидання сипкого вантажу при його виході з направляючого кожуха робочого органу у перевантажувальний патрубок. Для однозначності вважатимемо, що вхід шнека у патрубок перпендикулярний до осі шнека і кидання вантажу здійснюється на половині відкритого витка направо при осьовій подачі, як зображено на рис. 3.1. Для правонавитого шнека, при обертанні проти годинникової стрілки, кидання вантажу при вході у патрубок здійснюється знизу шнека, у випадку лівонавитого шнека кидання вантажу здійснюється зверху.

Очевидно, що суттєва різниця між цими випадками потребує дослідження та проведення порівняльного аналізу і вибору оптимальних параметрів.



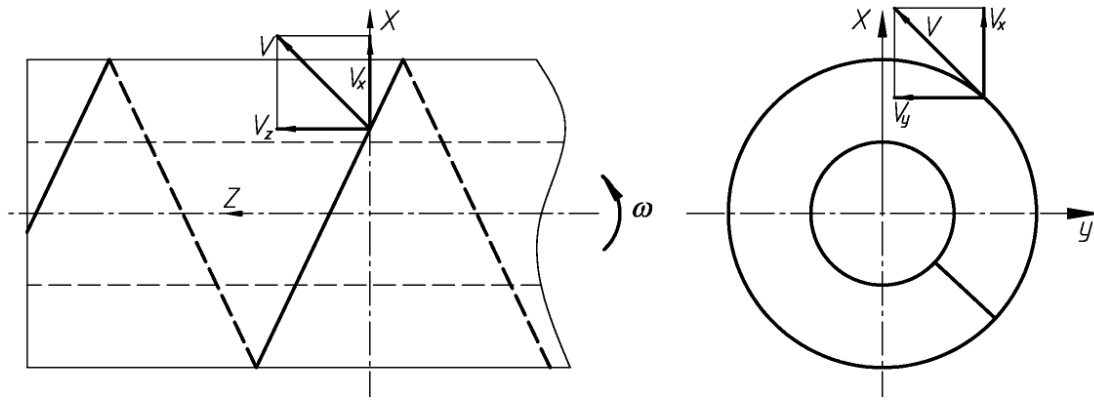


Рис. 3.1. Розрахункова схема для визначення характеру руху сипкого матеріалу

Для двох вказаних випадків запишемо формули для визначення точки кидання та швидкості вильоту частинки вантажу.

Для правонавитої спіралі шнека

$$\begin{aligned}
 X_B &= R \sin \omega t; \\
 Y_B &= R(1 - \cos \omega t); \\
 Z_B &= 0; \\
 v_x &= \omega_B R \cos \omega t; \\
 v_y &= \omega_B R \sin \omega t; \\
 v_z &= v_0.
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Для лівонавитої спіралі шнека (вважаємо  $\omega > 0$ , обертання здійснюється за годинниковою стрілкою)

$$\begin{aligned}
 X_B &= R \sin \omega t; \\
 Y_B &= R(1 + \cos \omega t); \\
 Z_B &= 0; \\
 v_x &= \omega_B R \cos \omega t; \\
 v_y &= -\omega_B R \sin \omega t; \\
 v_z &= v_0,
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

де  $X_B, Y_B, Z_B$  - координати точки відриву частинки матеріалу від шнека;  $v_x, v_y, v_z$  - складові швидкості частинки матеріалу по відповідних осях;  $R = D/2$  - радіус шнека.

Частинка здійснює рух із вказаними початковими умовами до

падіння на нижню поверхню патрубку за час  $t$ , який визначається із умов вільного падіння під дією прискорення земного тяжіння

$$t = \frac{\sqrt{v_y^2 + 2gY_B} + v_y}{g}. \quad (3.4)$$

Координати точки падіння частинки обчислюємо за формулами

$$\begin{aligned} X_p &= X_B + v_x t; \\ Z_p &= Z_B + v_z t. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Залежність координат точок падіння транспортованого вантажу на поверхню патрубку від зміни різних параметрів робочих органів досліджено за допомогою програми, складеної на мові Delphi із графічним відображенням отриманих результатів.

Результати аналізу наведені у вигляді графічних залежностей, які зображені на рис. 3.2 і 3.3.

По осі ординат представлена шкала, яка є однаковою для координат точки відриву матеріалу від поверхні шнека  $X_b$ ;  $Y_b$ , та координат точки падіння матеріалу на нижню поверхню патрубку  $X_p$ ;  $Z_p$ , а також часу перебування частинки матеріалу від моменту відриву до взаємодії з нижньою поверхнею корпусу патрубку  $t$ .

На рис. 3.2 по осі абсцис вказано кут  $\varphi$ , який вимірюється від вертикалі, що проходить через вісь обертання шнека до лінії, яка з'єднує точку відриву матеріалу з поверхнею шнека і його центром.

Як видно із аналізу графічних залежностей (рис. 3.2), у випадку лівонавитого шнека частинки транспортованого матеріалу викидаються на відстань 40...60 мм (параметр  $X_p$ ), що забезпечує їх потрапляння на приймальний (вивантажувальний) шнек без створення заторів. Додатне значення величини  $Z_p$  показує, що повздовжній напрямком польоту частинки відбувається у напрямку транспортування матеріалу, а тому доцільним є взаємне осьове зміщення подаючого та приймального робочого органу на величину наближену до половини кроку шнека.

Також з аналізу графіків випливає, що всередині патрубку повинно бути два витки кожного із шнеків, щоб забезпечити перевантаження матеріалу без утворення заторів і його пошкодження.

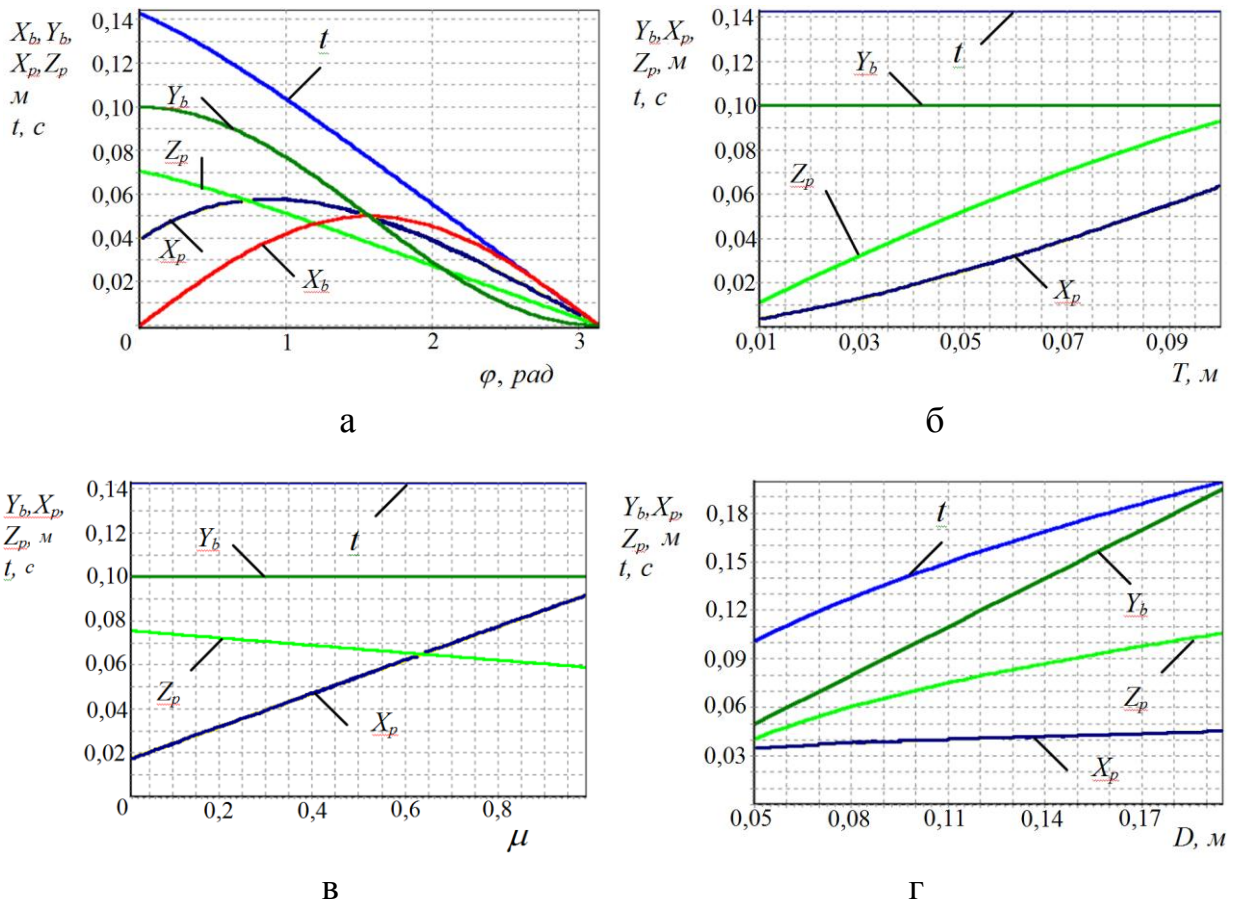


Рис. 3.2. Залежність зони точок відриву матеріалу від робочої поверхні та падіння на поверхню патрубку при киданні лівонавитим шнеком: а) від кутової швидкості; б) від кроку; в) від коефіцієнта тертя; г) від діаметра

З метою надійного транспортування сипкого матеріалу, який потрапляє на приймальний шнек, останній слід виготовляти таким чином, щоб при його обертанні матеріал захоплювався всередину шнека із нижньої поверхні патрубку, тобто необхідно, щоб гвинтова спіраль була правонавита. Дані рекомендації стосуються патрубку, у якого подаючим є лівий шнек, а приймальним - правий. У іншому випадку рекомендації є дзеркально протилежними. Необхідно щоб подаючий шнек викидав матеріал переважно з верхньої точки, а приймальний шнек захоплював матеріал всередину із нижньої точки.

Важливим є встановлення характеру процесу перевантаження від зміни параметрів шнекового конвеєра: діаметра, кроку та коефіцієнту тертя сипкого матеріалу.

Результати досліджень проведено для лівонавитого шнека, як більш конструктивно доцільного, та представлено у вигляді графічних залежностей на рис. 3.3.

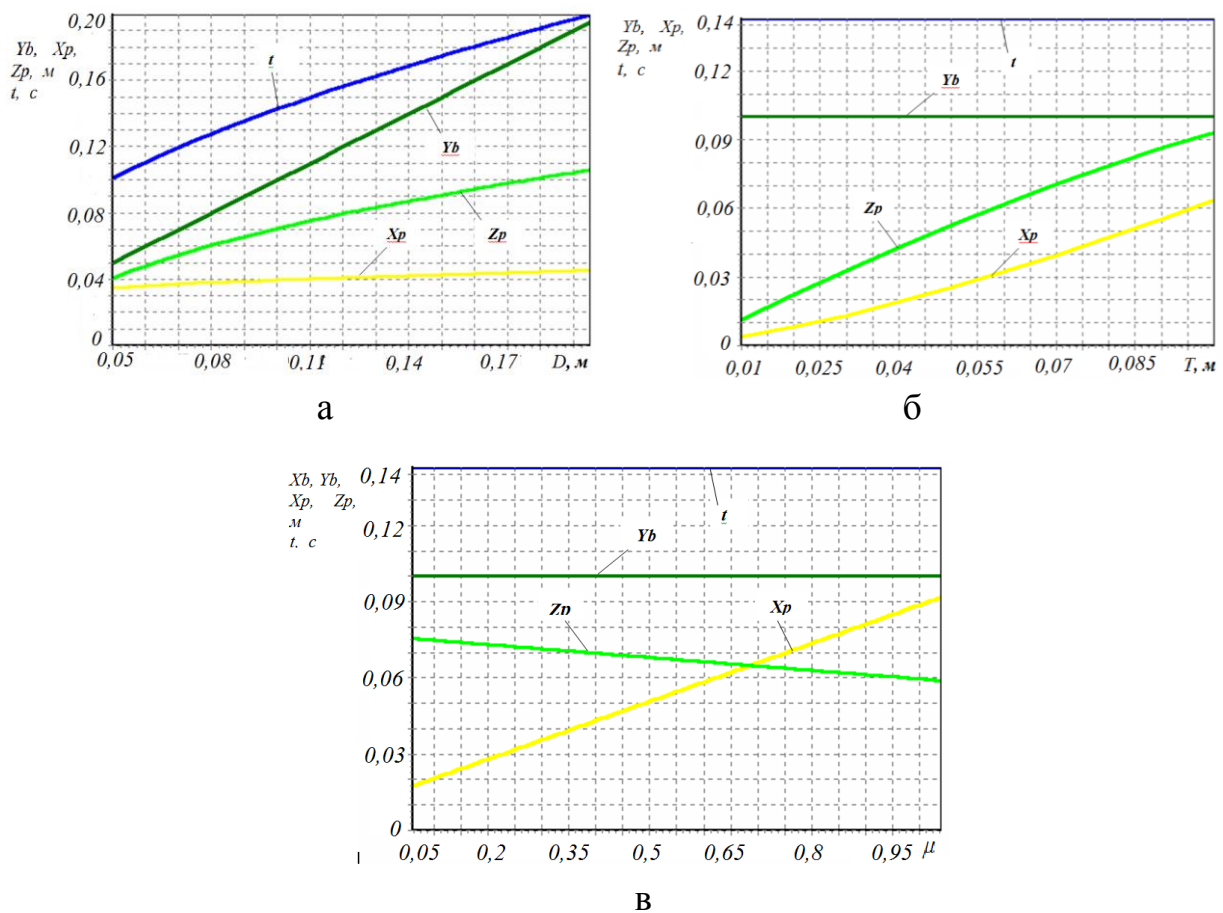


Рис. 3.3. Залежності точок відриву матеріалу від робочої поверхні та падіння на поверхню патрубку при киданні лівоनावитим шнеком при зміні: а - діаметра шнека  $D$ ; б - кроку шнека  $T$ ; в - коефіцієнта тертя  $\mu$

Наприклад, для шнекового конвеєра з діаметром  $D = 0,1$  м, кроком  $T = 0,065$  м і коефіцієнтом тертя  $\mu = 0,4$  при частоті обертання шнека  $\omega = 52$  рад/с мінімальна відстань від центра подаючого шнека до точки падіння  $X_p$  становитиме близько 0,05 м, тобто матеріал буде викинутий за межі подаючого транспортера.

Наведені результати теоретичних досліджень повинні бути враховані при проектуванні та виборі раціональних конструктивно-кінематичних параметрів перевантажувального патрубку.

### 3.2. Визначення раціональних конструктивних параметрів лопатевого робочого органу перевантажувального патрубку

Одним із перспективних напрямків визначення технологічності виготовлення робочих органів гвинтових конвеєрів є застосування

замість гвинтових спіралей плоских похилих до осі обертання лопаток, які прикріплені до циліндричного валу основи.

Такі лопатки доцільно виготовляти методом шматування листового матеріалу з подальшим приварюванням їх до циліндричного валу.

Завданням теоретичного розрахунку є виведення аналітичних залежностей взаємозв'язку між конструктивними параметрами похилих плоских лопаток, зовнішнім діаметром циліндричного валу та внутрішньою поверхнею кожуха, при яких лопатка повністю охоплюватиме вал, а проекція її зовнішньої поверхні в напрямку осі обертання валу буде колом.

Схема для розрахунку конструктивних параметрів похилої плоскої лопатки, закріпленої на циліндричному валу, зображена на рис. 3.4. Для визначення параметрів розгортки плоскої лопатки, розташованої під кутом  $\gamma$  до торцевої поверхні валу, уявимо, що переріз валу здійснюється суцільною площиною.

При перетині січною площиною циліндричного валу під певним кутом  $\gamma$  до його торцевої площини в перерізі отримуємо еліпс.

В загальному вигляді рівняння еліпса записується

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1, \quad (3.6)$$

де  $a$  та  $b$  - півосі еліпса.

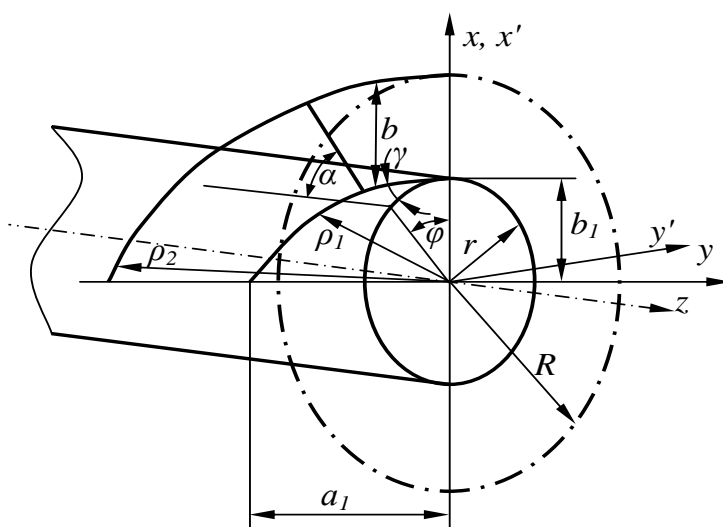


Рис. 3.4. Схема для розрахунку параметрів похилої лопатки закріпленої на циліндричному валу

Для поверхні, яку перетинає внутрішня кромка похилої плоскої лопатки, проекція на піввісь  $b_1$  рівна  $r$ , а на піввісь  $a_1$  визначається через залежність

$$a_1 = \frac{r}{\cos \gamma}, \quad (3.7)$$

де  $\gamma$  – кут нахилу похилого ребра до торцевої поверхні валу;  $r$  – радіус валу.

З врахуванням, що  $b_1 = r$  рівняння (3.7) і (3.6) запишеться у вигляді

$$x_1^2 \cos^2 \gamma + y_1^2 = r. \quad (3.8)$$

Для спрощення процесу побудови розгортки похилих смуг, а також аналізу розташування біжучого кута, їх нахилу  $\alpha$  до центральної осі валу перейдемо до полярних координат. У цьому випадку,  $x_1 = \rho_1 \cos \varphi$ ,  $y_1 = \rho_1 \sin \varphi$ , де  $\varphi$  – біжучий кут у торцевій площині вала.

Підставляючи дані виразу у рівняння (3.8) отримаємо

$$\rho_1^2 \cos^2 \varphi \cos^2 \gamma + \rho_1^2 \sin^2 \varphi = r, \quad (3.9)$$

звідки

$$\rho_1 = \sqrt{\frac{r^2}{\cos^2 \varphi \cos^2 \gamma + \sin^2 \varphi}}. \quad (3.10)$$

Задаючи конкретні значення  $r$  і  $\gamma$ , а також підставляючи біжучий кут  $\varphi$  в межах від  $0^\circ$  до  $90^\circ$ , можна побудувати внутрішню кромку плоскої похилої лопатки.

Аналогічним чином здійснюється побудова зовнішньої кромки похилої лопатки за формулою

$$\rho_2 = \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2 \varphi \cos^2 \gamma + \sin^2 \varphi}}, \quad (3.11)$$

де  $R$  – радіус обертання зовнішньої кромки похилої лопатки.

Ширина лопатки визначається залежністю

$$\begin{aligned}
e = \rho_2 - \rho_1 &= \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2 \varphi \cos^2 \gamma + \sin^2 \varphi}} - \sqrt{\frac{r^2}{\cos^2 \varphi \cos^2 \gamma + \sin^2 \varphi}} = \\
&= \frac{R - r}{\sqrt{\cos^2 \varphi \cos^2 \gamma + \sin^2 \varphi}}.
\end{aligned}
\tag{3.12}$$

Оскільки, в площині торцевої поверхні ширина лопатки рівна  $e = R - r$ , то кут нахилу  $\alpha$  ребра до центральної осі циліндричного вала визначається з рівняння

$$\cos \alpha = \frac{R - r}{b}. \tag{3.13}$$

З урахуванням рівняння (3.12) отримаємо

$$\alpha = \arccos \left\{ \frac{\frac{R - r}{R - r}}{\sqrt{\cos^2 \varphi \cos^2 \gamma + \sin^2 \varphi}} \right\} = \arccos \sqrt{\cos^2 \varphi \cos^2 \gamma + \sin^2 \varphi}. \tag{3.14}$$

За результатами аналізу, виведених аналітичних залежностей, побудовані графічні залежності зміни радіуса внутрішньої кромки розгортки  $\rho_1$  і ширина лопатки  $b$  від біжучого кута  $\varphi$  (рис. 3.5). Графічні залежності побудовані при таких постійних величинах:  $r_1 = 23$  мм,  $R_1 = 48$  мм,  $\gamma_1 = 35^\circ$ ,  $r_2 = 25$  мм,  $R_2 = 50$  мм,  $\gamma_2 = 30^\circ$ ,  $r_3 = 24$  мм,  $R_3 = 50$  мм,  $\gamma_3 = 40^\circ$ .

З аналізу даних залежностей можна встановити, що в межах кута розгортки від  $0^\circ$  до  $20^\circ$ , а також від  $50^\circ$  до  $90^\circ$  ширина ребра  $b$  і радіус внутрішньої кромки розгортки  $\rho_1$  змінюється несуттєво. Найбільш різка зміна спостерігається в діапазоні  $\varphi = 20^\circ \dots 50^\circ$ . Тому, доцільно застосовувати плоскі лопатки з дзеркальним відображенням відносно вертикалі в межах від  $0^\circ$  до  $90^\circ$  (повний діапазон  $180^\circ$ ), оскільки сектори лопаток з кутовим кроком до  $20^\circ$  виготовляти не раціонально, як з точки зору їх виготовлення (велика кількість), так із точки зору їх складання.

На рис. 3.6 представлені графічні залежності зміни кута нахилу похилої лопатки  $\alpha$  до поверхні вала в залежності від зміни величини біжучого кута  $\varphi$ .

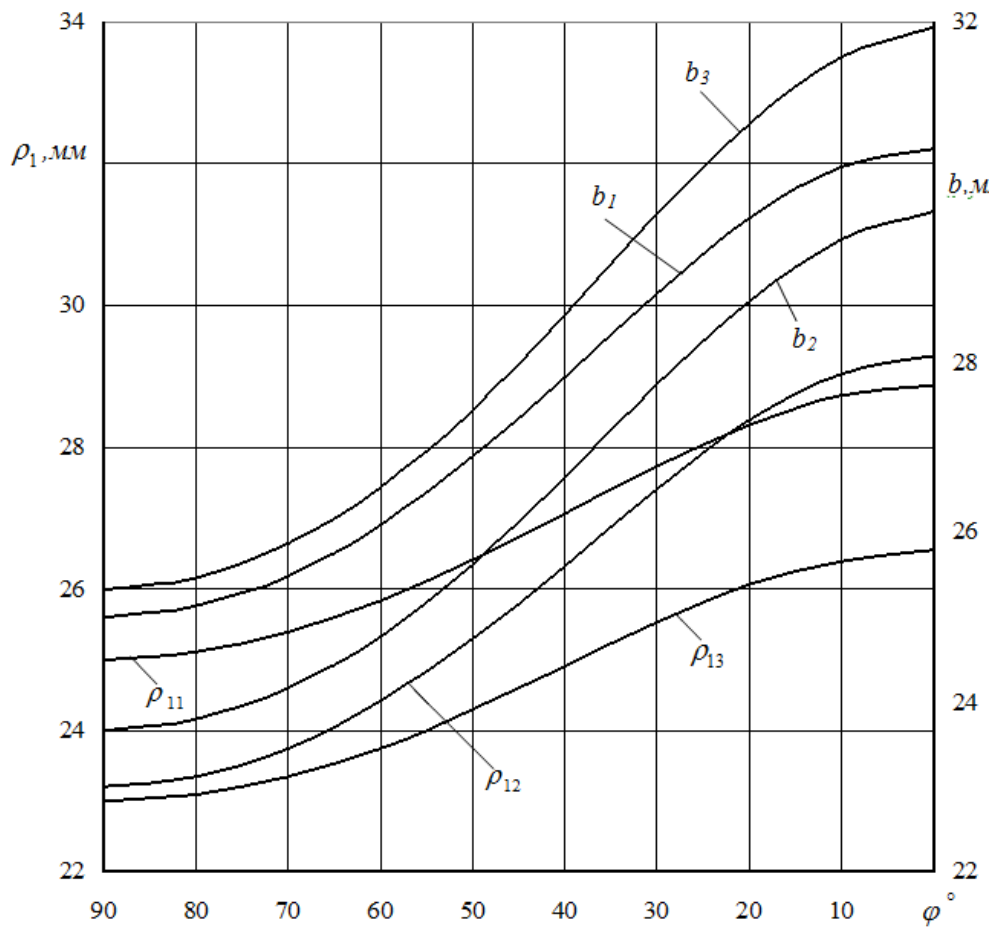


Рис. 3.5 – Залежності зміни радіуса внутрішньої кромки розгортки  $\rho_1$  і ширини лопатки  $b$  від біжучого кута  $\varphi$

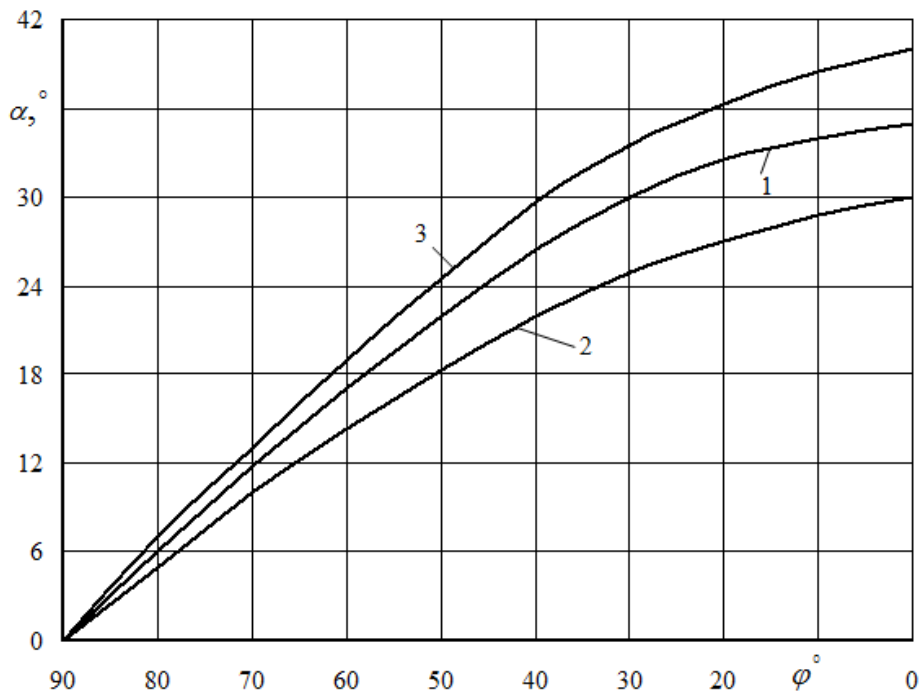


Рис. 3.6. Залежності зміни кута нахилу похилого ребра  $\alpha$  від біжучого кута  $\varphi$ : 1 –  $\gamma = 35^\circ$ ; 2 –  $\gamma = 30^\circ$ ; 3 –  $\gamma = 40^\circ$



Встановлено, що в межах від  $60^\circ$  до  $90^\circ$  залежності мають явно виражений лінійний характер, а в межах від  $0^\circ$  до  $60^\circ$  – криволінійний. Причому, на даному етапі кут  $\alpha$  зростає менш активно, ніж в попередньому. З цього також можна зробити висновок, що при виготовленні гвинтових ребер вони повинні мати сектор, рівний  $180^\circ$ , оскільки різке зростання кута  $\alpha$  починається від його вертикального положення, а на краях кут  $\alpha$  є більш стабільним.

На рис. 3.7 показана розгортка похилої лопатки, яка може бути виготовлена методом листового штампування.

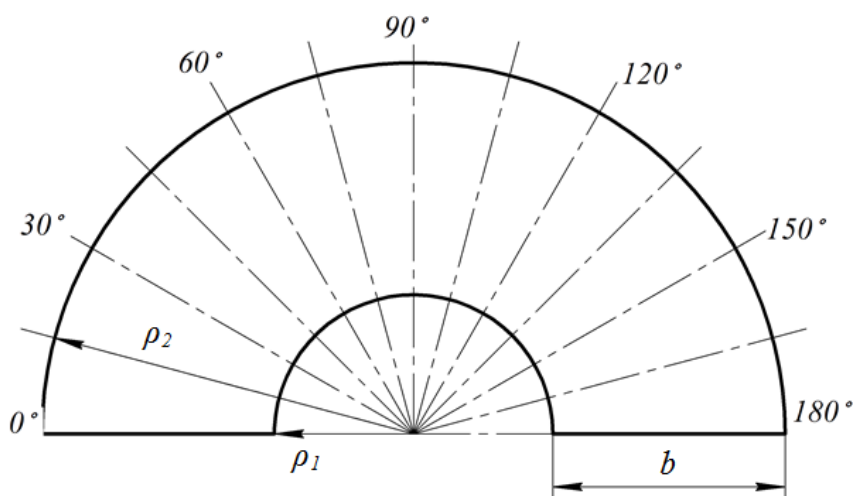


Рис. 3.7 – Розгортка плоскої похилої лопатки при:  
 $r = 24\text{мм}$ ;  $\gamma = 40^\circ$ ;  $R = 50\text{мм}$

Таким чином, запропонована конструкція в технологічному плані є найбільш прийнятною, в порівнянні з відомими, і забезпечує стабільні типорозміри секції робочого органу при низькій собівартості його виготовлення.

### 3.3. Математичне моделювання руху сипкого вантажу по поверхні шнека з плоскими лопатками

Проведемо теоретичне дослідження процесу перевантаження сипкого матеріалу перевантажувальним патрубком гвинтового конвеєра, робочий орган якого виконаний у вигляді окремих плоских похилих лопаток, закріплених на валу.

На рис. 3.8 зображено ділянку плоскої лопатки із вказаними зусиллями та напрямками осей координат.

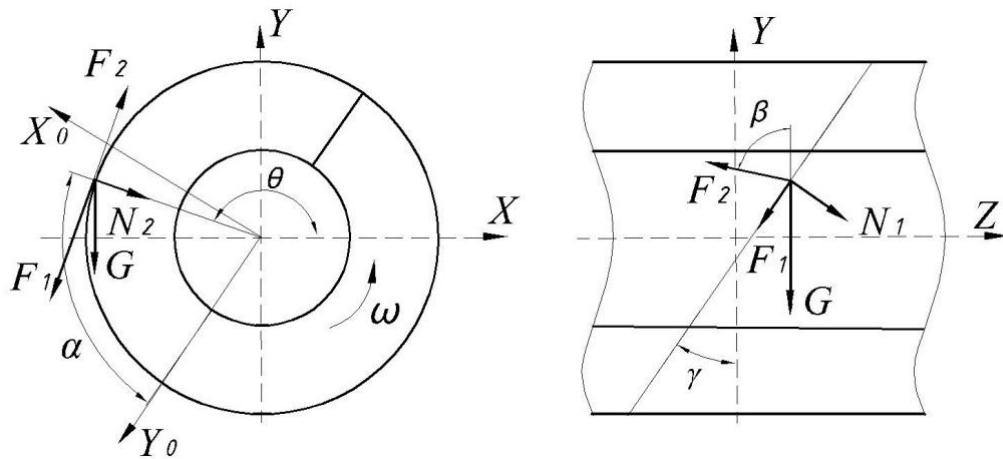


Рис. 3.8. Розрахункова схема робочого органу конвеєра з плоскими похилими лопатками

Для вивчення процесу руху частинки матеріалу зробимо наступні припущення:

- частинка рухається у безвідривному режимі по лінії контакту лопатки та жолоба;
- швидкість обертання шнека відома та стала;
- частинка розглядається як масивна матеріальна точка;
- поверхня шнека є площиною, а поверхня жолоба - циліндрична;
- всі частинки вантажу рухаються послідовно.

Під час руху частинки матеріалу на неї діють певні сили, що і забезпечують рух потоку вантажу. Кожна з поверхонь, на які спирається частинка, створює реакцію, а також діє сила тертя, вектор якої протилежний до напрямку відносної швидкості частинки.

Виберемо нерухому систему координат  $Oxyz$ . Нехай вісь  $Oz$  направлена по осі робочого органу, вісь  $Ox$  – горизонтально, а вісь  $Oy$  - вертикально. Виберемо власну систему координат лопатки  $Ox_0y_0z_0$ , яка в початковий момент часу співпадає з системою координат  $Oxyz$ , і у якій вісь  $Ox_0$  проходить через середину лопатки. У власній системі координат кожна точка має параметри  $U$  та  $V$

$$\begin{cases} X_0 = U; \\ Y_0 = V \cos \gamma_0; \\ Z_0 = V \sin \gamma_0, \end{cases} \quad (3.15)$$

де  $\gamma_0$  - кут нахилу поверхні лопатки до нормальної поверхні осі патрубку  $Oz$ .

При  $\gamma_0 > 0$  буде ліве навивання витків при  $\gamma_0 < 0$  - праве.

Припустимо, що шнек із лопатками обертається з кутовою швидкістю  $\omega$  відносно осі  $Oz$ .

Тоді у рухомій системі координат, рівняння плоскої поверхні лопатки запишемо

$$\begin{cases} X = X_0 \cos \omega t - Y_0 \sin \omega t \\ Y = Z_0 \sin \omega t + Y_0 \cos \omega t \\ Z = Z_0. \end{cases} \quad (3.16)$$

Із врахуванням (3.15) та початкового розміщення лопатки в момент контакту із частинкою отримуємо

$$\begin{cases} X = U \cos(\omega t + \varphi_0) - V \cos \gamma_0 \sin(\omega t + \varphi_0); \\ Y = U \sin(\omega t + \varphi_0) - V \cos \gamma_0 \cos(\omega t + \varphi_0); \\ Z = U \sin \gamma_0, \end{cases} \quad (3.17)$$

де  $\varphi_0$  - початкове кутове розміщення лопаті (осі  $Ox_0$  відносно осі  $Ox$ ), що визначає початок взаємодії лопатки з вантажем.

Рівняння нормалі до поверхні лопатки в довільний момент часу буде описуватись залежністю  $\bar{n}_1 = \alpha_{x1} \bar{i} + \alpha_{y1} \bar{j} + \alpha_{z1} \bar{k}$ , а відповідно реакція лопатки  $\bar{N}_1 = N_1 \times \bar{n}_1 = \alpha_{x1} \bar{i} + \alpha_{y1} \bar{j} + \alpha_{z1} \bar{k}$ .

Тут  $N_1$  - абсолютна величина реакції частинки до поверхні лопатки;  $\alpha_{x1}, \alpha_{y1}, \alpha_{z1}$  - направляючі косинуси вектора  $\bar{N}_1$  в системі координат  $Oxuz$  [1], які визначаються

$$\begin{aligned} \alpha_{x1} &= \frac{\dot{Y}_{u1} \dot{Z}_{v1} - \dot{Y}_{v1} \dot{Z}_{u1}}{\dot{S}_{u1} \dot{S}_{v1}} = \sin \gamma_0 \sin(\omega t + \varphi_0); \\ \alpha_{y1} &= \frac{\dot{Z}_{u1} \dot{X}_{v1} - \dot{Z}_{v1} \dot{X}_{u1}}{\dot{S}_{u1} \dot{S}_{v1}} = -\sin \gamma_0 \cos(\omega t + \varphi_0); \\ \alpha_{z1} &= \frac{\dot{X}_{u1} \dot{Y}_{v1} - \dot{X}_{v1} \dot{Y}_{u1}}{\dot{S}_{u1} \dot{S}_{v1}} = \cos \gamma_0. \end{aligned} \quad (3.18)$$

Відповідно отримаємо

$$\bar{N}_1 = N_1[\sin \gamma_0 \sin(\omega t + \varphi_0) \cdot \bar{i} - \sin \gamma_0 \cos(\omega t + \varphi_0) \cdot \bar{j} + \cos \gamma_0 \cdot \bar{k}]. \quad (3.19)$$

Рівняння нерухомого жолоба має вигляд

$$\begin{aligned} X &= R \cdot \cos \psi; \\ Y &= R \sin \psi; \\ Z &= l, \end{aligned} \quad (3.20)$$

де  $\psi$  та  $l$  – відповідно кутовий та лінійний параметр довільної точки на поверхні циліндричного жолоба (частини його поверхні, що охоплює робочі органи).

Отже, нормаль до поверхні жолоба буде мати вигляд

$$\bar{n}_2 = \alpha_{x2} \bar{i} + \alpha_{y2} \bar{j} + \alpha_{z2} \bar{k}; \quad \bar{n}_2 = -\cos \psi \cdot \bar{i} - \sin \psi \cdot \bar{j},$$

а величина нормальної реакції поверхні жолоба на дію частинки

$$\bar{N}_2 = N_2(-\cos \psi \bar{i} - \sin \psi \bar{j}), \quad (3.21)$$

де  $N_2$  – абсолютна величина реакції жолоба.

Розглянемо рух частинки одночасно по поверхнях жолоба та лопатки.

У випадку безпосереднього транспортування рівняння цих поверхонь будуть рівняннями в'язей, що накладаються на переміщення частинки і вона буде мати тільки одну ступінь вільності. За незалежні параметри частинки позначимо її кутове розміщення через  $\theta$ .

З умови контакту частинки з поверхнею жолоба:  $\theta = \psi$ .

З умови контакту частинки з поверхнею лопатки отримуємо наступне рівняння

$$\theta = \varphi + \omega \cdot t + \varphi_0, \quad (3.22)$$

де  $\varphi$  - кутовий параметр у системі координат точки лопатки, що контактує із частиною  $-\pi/2 < \varphi < \pi/2$

$$\varphi = \arccos \frac{V \cos \gamma_0}{U}. \quad (3.23)$$

Радіальний параметр частинки рівний:  $\rho = R$ ;  
 $\rho = \sqrt{U^2 + V^2 \cos^2 \gamma_0}$ .

Координата  $Z$  частинки матеріалу з однієї сторони рівна  $Z = l$ , а з умови захвату лопаткою

$$Z = Y_0 \cdot \operatorname{tg} \gamma_0 = \rho \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \gamma_0 = R \cdot \operatorname{tg} \gamma_0 \sin(\theta - \omega t - \varphi_0).$$

Отже, координати рухомої частинки сипкого матеріалу  $A$  з незалежним параметром  $\theta$  в умовах її переміщення плоскою лопаткою по поверхні циліндричного жолоба мають величину

$$\begin{cases} X_A = R \cos \theta; \\ Y_A = R \sin \theta; \\ Z_A = R \operatorname{tg} \gamma_0 \sin(\theta - \omega t - \varphi_0). \end{cases} \quad (3.24)$$

Проекції швидкості частинки  $v$  на осі координат визначаються

$$v_X = \frac{dX}{dt} = -R \sin \theta \frac{d\theta}{dt};$$

$$v_Y = \frac{dY}{dt} = R \cos \theta \frac{d\theta}{dt};$$

$$v_Z = R \operatorname{tg} \gamma_0 \cos(\theta - \omega t - \varphi_0) \left( \frac{d\theta}{dt} - \omega \right).$$

Отже, величина сумарної швидкості частинки визначається

$$v = \sqrt{v_X^2 + v_Y^2 + v_Z^2} = R \sqrt{\left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \operatorname{tg}^2 \gamma_0 \cos^2(\theta - \omega t - \varphi_0) \left( \frac{d\theta}{dt} - \omega \right)^2}. \quad (3.25)$$

Проекції прискорення частинки  $a$  на осі координат мають вигляд

$$a_x = \frac{d^2 X}{dt^2} = -R \left[ \cos \theta \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \sin \theta \frac{d^2 \theta}{dt^2} \right];$$

$$a_y = \frac{d^2 Y}{dt^2} = -R \left[ \sin \theta \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 - \cos \theta \frac{d^2 \theta}{dt^2} \right]; \quad (3.26)$$

$$a_z = \frac{d^2 Z}{dt^2} = R \operatorname{tg} \gamma_0 \left[ -\sin(\theta - \omega t - \varphi_0) \left( \frac{d\theta}{dt} - \omega \right)^2 + \cos(\theta - \omega t - \varphi_0) \frac{d^2 \theta}{dt^2} \right].$$

Сили тертя частинки по поверхнях відповідно лопатки  $F_1$  та жолоба  $F_2$  за абсолютною величиною визначаються за законом сухого тертя

$$\bar{F}_1 = \mu_1 \bar{N}_1 \quad \text{і} \quad \bar{F}_2 = \mu_2 \bar{N}_2, \quad (3.27)$$

де  $\mu_1$  та  $\mu_2$  - відповідно, коефіцієнти тертя по шнеку та жолобу.

Ці сили направлені протилежно вектору відносної швидкості частинок до відповідних поверхонь.

Оскільки, поверхня жолоба є нерухомою, то відносна швидкість частинки по її поверхні рівна абсолютному значенню швидкості

$$\bar{v}_{2B} = \bar{v} = v_x \bar{i} + v_y \bar{j} + v_z \bar{k}. \quad (3.28)$$

Відносна швидкість частинок по поверхні лопатки визначається як різниця швидкості частинки та лопатки в точці контакту

$$\bar{v}_{1B} = \bar{v} - \bar{v}_1; \quad (3.29)$$

Швидкість лопатки в точці контакту

$$\bar{v}_1 = v_{1X} \bar{i} + v_{1Y} \bar{j} + v_{1Z} \bar{k}; \quad (3.30)$$

де проекції вектора  $\bar{v}_1$  на осі координат будуть рівні:  $v_{1X} = -R\omega \sin \theta$ ;  $v_{1Y} = R\omega \cos \theta$ ;  $v_{1Z} = 0$ .

Тоді

$$\bar{v}_1 = -R\omega \sin \theta \cdot \bar{i} + R\omega \cos \theta \cdot \bar{j}. \quad (3.31)$$

Проекції відносної швидкості частинки по поверхні лопатки на осі координат мають величину

$$v_{1Bx} = R \sin \theta \left( \omega - \frac{d\theta}{dt} \right);$$

$$v_{1By} = -R \cos \theta \left( \omega - \frac{d\theta}{dt} \right);$$

$$v_{1Bz} = -R \cos(\theta - \omega t) \operatorname{tg} \gamma_0 \left( \omega - \frac{d\theta}{dt} \right).$$

Величина відносної швидкості частинки визначається

$$v_{1B} = \sqrt{v_{1Bx}^2 + v_{1By}^2 + v_{1Bz}^2} = R \left( \omega - \frac{d\theta}{dt} \right) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma \cos^2(\theta - \omega t)}. \quad (3.32)$$

Сила тертя частинки по поверхні лопатки дорівнює

$$\bar{F}_1 = F_{1x} \bar{i} + F_{1y} \bar{j} + F_{1z} \bar{k} = (\eta_{1x} \bar{i} + \eta_{1y} \bar{j} + \eta_{1z} \bar{k}) \mu_1 N_1, \quad (3.33)$$

де  $\eta_{1x}; \eta_{1y}; \eta_{1z}$  - направляючі коефіцієнти сили тертя

$$\eta_{1x} = \frac{-\sin \theta}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma \cos^2(\theta - \omega t)}};$$

$$\eta_{1y} = \frac{\cos \theta}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma \cos^2(\theta - \omega t)}};$$

$$\eta_{1z} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_0 \cos(\theta - \omega t - \varphi)}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma \cos^2(\theta - \omega t)}}.$$

Аналогічно відносна швидкість частинки по поверхні жолоба

$$\bar{v}_{2s} = v [\eta_{2x} \bar{i} + \eta_{2y} \bar{j} + \eta_{2z} \bar{k}]. \quad (3.35)$$

де  $\eta_{2x}; \eta_{2y}; \eta_{2z}$  - направляючі коефіцієнти вектора швидкості

$$\begin{aligned}
\eta_{2X} &= \frac{-\sin\theta \frac{d\theta}{dt}}{\sqrt{\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 + tg^2\gamma_0 \cos^2(\theta - \omega t - \varphi_0) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2}}; \\
\eta_{2Y} &= \frac{\cos\theta \frac{d\theta}{dt}}{\sqrt{\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 + tg^2\gamma_0 \cos^2(\theta - \omega t - \varphi_0) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2}}; \\
\eta_{2Z} &= \frac{tg\gamma_0 \cos(\theta - \omega t - \varphi_0) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)}{\sqrt{\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 + tg^2\gamma_0 \cos^2(\theta - \omega t - \varphi_0) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2}}.
\end{aligned} \tag{3.36}$$

Розглянемо динаміку руху частинки по робочих поверхнях конвеєра. З використанням принципу Даламбера рівняння руху частинки має вигляд

$$\overline{N}_1 + \overline{F}_1 + \overline{N}_2 + \overline{F}_2 + \overline{G} - m\overline{a} = 0.$$

Сила земного тяжіння  $G=mg$  направлена до центра Землі, але напрямок вектора у зв'язаній із обертанням шнека системі координат буде циклічно обертатись із кутовою частотою  $\omega_B$  в протилежний бік, тому в певні моменти часу ця сила притискатиме частинку до поверхонь, або намагатиметься відірвати її.

Сила нормальної реакції лопатки шнека  $N_1$  на частинку є невідомою і буде знайдена з розв'язку відповідного рівняння руху.

Сила нормальної реакції жолоба  $N_2$  направлена до центра обертання і також є невідомою.

При розкладенні рівняння руху на осі координат отримуємо рівняння аналогічно [58]

$$\begin{aligned}
\sum X &= a_{x1}N_1 + \eta_{x1}F_1 + \alpha_{x2}N_2 + \eta_{x2}F_2 + G_x - m\ddot{X} = 0; \\
\sum Y &= a_{y1}N_1 + \eta_{y1}F_1 + \alpha_{y2}N_2 + \eta_{y2}F_2 + G_y - m\ddot{Y} = 0; \\
\sum Z &= a_{z1}N_1 + \eta_{z1}F_1 + \alpha_{z2}N_2 + \eta_{z2}F_2 + G_z - m\ddot{Z} = 0.
\end{aligned} \tag{3.37}$$



Після підстановки значень  $F_i$  та  $G$  рівняння (2.37) прийме вигляд

$$\begin{aligned}\Sigma X &= (\alpha_{X1} + \mu_1 \eta_{X1})N_1 + (\alpha_{X2} + \mu_2 \eta_{X2})N_2 - m \ddot{X} = 0; \\ \Sigma Y &= (\alpha_{Y1} + \mu_1 \eta_{Y1})N_1 + (\alpha_{Y2} + \mu_2 \eta_{Y2})N_2 - m \ddot{Y} - mg = 0; \quad (3.38) \\ \Sigma Z &= (\alpha_{Z1} + \mu_1 \eta_{Z1})N_1 + (\alpha_{Z2} + \mu_2 \eta_{Z2})N_2 - m \ddot{Z} = 0.\end{aligned}$$

Аналогічно [58] виключенням невідомих  $N_1$  та  $N_2$  отримаємо диференціальне рівняння руху частинки 2-го порядку відносно  $\theta$  у вигляді

$$A_X \ddot{X} + A_Y (\ddot{Y} + g) + A_Z \ddot{Z} = 0, \quad (3.39)$$

де  $A_X, A_Y, A_Z$  - коефіцієнти що є функціями параметрів:  $t, \theta, \omega_\theta = d\theta/dt$ .

$$\begin{aligned}A_X &= \begin{vmatrix} \alpha_{Y1} + \mu_1 \eta_{Y1} & \alpha_{Y2} + \mu_2 \eta_{Y2} \\ \alpha_{Z1} + \mu_1 \eta_{Z1} & \alpha_{Z2} + \mu_2 \eta_{Z2} \end{vmatrix} = (\alpha_{Y1} + \mu_1 \eta_{Y1})(\alpha_{Z2} + \mu_2 \eta_{Z2}) - \\ &- (\alpha_{Y2} + \mu_2 \eta_{Y2})(\alpha_{Z1} + \mu_1 \eta_{Z2}) = \alpha_{Y1} \alpha_{Z2} - \alpha_{Z1} \alpha_{Y2} + \mu_1 (\eta_{Y1} \alpha_{Z2} - \eta_{Z1} \alpha_{Y2}) + \\ &+ \mu_2 (\eta_{Z2} \alpha_{Y1} - \eta_{Y2} \alpha_{Z1}) + \mu_1 \mu_2 (\eta_{Y1} \eta_{Z2} - \eta_{Y2} \eta_{Z1}); \\ A_Y &= \begin{vmatrix} \alpha_{Z1} + \mu_1 \eta_{Z1} & \alpha_{Z2} + \mu_2 \eta_{Z2} \\ \alpha_{X1} + \mu_1 \eta_{X2} & \alpha_{X2} + \mu_2 \eta_{X2} \end{vmatrix} = (\alpha_{Z1} + \mu_1 \eta_{Z1})(\alpha_{X2} + \mu_2 \eta_{X2}) - \\ &- (\alpha_{Z2} + \mu_2 \eta_{Z2})(\alpha_{X1} + \mu_1 \eta_{X2}) = \alpha_{Z1} \alpha_{X2} - \alpha_{X1} \alpha_{Z2} + \mu_1 (\eta_{Z1} \alpha_{X2} - \eta_{X1} \alpha_{Z2}) + \\ &+ \mu_2 (\eta_{X2} \alpha_{Z1} - \eta_{Z2} \alpha_{X1}) + \mu_1 \mu_2 (\eta_{Z1} \eta_{X2} - \eta_{Z2} \eta_{X1}); \end{aligned} \quad (3.40)$$

$$\begin{aligned}A_Z &= \begin{vmatrix} \alpha_{X1} + \mu_1 \eta_{X1} & \alpha_{X2} + \mu_2 \eta_{X2} \\ \alpha_{Y1} + \mu_1 \eta_{Y1} & \alpha_{Y2} + \mu_2 \eta_{Y2} \end{vmatrix} = (\alpha_{X1} + \mu_1 \eta_{X1})(\alpha_{Y2} + \mu_2 \eta_{Y2}) - \\ &- (\alpha_{X2} + \mu_2 \eta_{X2})(\alpha_{Y1} + \mu_1 \eta_{Y2}) = \alpha_{X1} \alpha_{Y2} - \alpha_{Y1} \alpha_{X2} + \mu_1 (\eta_{X1} \alpha_{Y2} - \eta_{Y1} \alpha_{X2}) + \\ &+ \mu_2 (\eta_{Y2} \alpha_{X1} - \eta_{X2} \alpha_{Y1}) + \mu_1 \mu_2 (\eta_{X1} \eta_{Y2} - \eta_{X2} \eta_{Y1}).\end{aligned}$$

Після підстановки значень направляючих косинусів векторів реакції отримаємо

$$\begin{aligned}
 A_x = & \cos\gamma_0 \sin\theta + \mu_1 \frac{\operatorname{tg}\gamma_0 \cos^2(\theta - \omega t - \varphi)}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\gamma \cos^2(\theta - \omega t)}} \sin\theta + \\
 & - \frac{\mu_2 \operatorname{tg}\gamma_0 \sin\gamma_0 \cos(\omega t + \varphi_0) \cos(\theta - \omega t - \varphi_0) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right) - \cos\gamma_0 \cos\theta \frac{d\theta}{dt}}{\sqrt{\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 + \operatorname{tg}^2\gamma_0 \cos^2(\theta - \omega t - \varphi_0) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2}} + \\
 & + \frac{\mu_1 \mu_2 \omega \cdot \operatorname{tg}\gamma_0 \cos\theta \cos(\theta - \omega t - \varphi_0)}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\gamma \cos^2(\theta - \omega t)} \sqrt{\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 + \operatorname{tg}^2\gamma_0 \cos^2(\theta - \omega t - \varphi_0) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2}}; \\
 A_y = & -\cos\gamma_0 \cos\theta - \mu_1 \frac{\operatorname{tg}\gamma_0 \cos^2(\theta - \omega t - \varphi)}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\gamma \cos^2(\theta - \omega t)}} \cos\theta + \\
 & - \mu_2 \frac{\operatorname{tg}\gamma_0 \sin\gamma_0 \sin(\omega t + \varphi_0) \cos(\theta - \omega t - \varphi_0) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right) + \cos\gamma_0 \sin\theta \frac{d\theta}{dt}}{\sqrt{\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 + \operatorname{tg}^2\gamma_0 \cos^2(\theta - \omega t - \varphi_0) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2}} + \\
 & + \frac{\mu_1 \mu_2 \omega \cdot \operatorname{tg}\gamma_0 \sin\theta \cos(\theta - \omega t - \varphi_0)}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\gamma \cos^2(\theta - \omega t)} \sqrt{\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 + \operatorname{tg}^2\gamma_0 \cos^2(\theta - \omega t - \varphi_0) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2}};
 \end{aligned} \tag{3.41}$$

$$\begin{aligned}
 A_z = & -\sin\gamma_0 \cos(\theta - \omega t - \varphi_0) + \frac{\mu_1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\gamma \cos^2(\theta - \omega t)}} - \\
 & - \frac{\mu_2 \sin\gamma_0 \sin(\theta - \omega t - \varphi_0) \frac{d\theta}{dt}}{\sqrt{\left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 + \operatorname{tg}^2\gamma_0 \cos^2(\theta - \omega t - \varphi_0) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2}}.
 \end{aligned}$$

При відомих коефіцієнтах  $A_x$ ,  $A_y$  та  $A_z$  рівняння руху частинки прийме вигляд

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} [A_x \sin \theta - A_y \cos \theta - A_z \cos(\theta - \omega t - \varphi_0)] + \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 [A_x \cos \theta + A_y \sin \theta] +$$

$$+ \left(\omega - \frac{d\theta}{dt}\right)^2 \operatorname{tg} \gamma \sin \theta - \frac{gA_y}{R} = 0, \quad (3.42)$$

де  $\frac{d\theta}{dt} = \omega_B$  - кутова швидкість частинки в нерухомій системі

координат  $Oxyz$ , відповідно  $\frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{d\omega_B}{dt}$  - її кутове прискорення.

Рівняння (3.42) в розгорнутому вигляді, незважаючи на деякі зведення виразів, є громіздке та незручне, як для аналізу, так і для його числового розв'язку.

Тому, з метою його спрощення проаналізуємо дію всіх сил, прикладених до частинки матеріалу.

Сила нормальної реакції лопатки шнека  $N_1$  на частинку є невідомою і є функцією, як розміщення частинки, так і розміщення лопатки.

Сила нормальної реакції жолоба направлена до центру обертання та визначається силою інерції частинки масою  $m$  у її обертальному русі з власною кутовою швидкістю  $\omega_A = d\theta/dt$ , яка направлена у той же бік, що і кутова швидкість обертання шнека  $\omega$ , складовою сили ваги  $G_y = mg \sin \theta$  та складовою від дії реакції  $N_1$ . Нехтуючи останньою складовою отримаємо

$$N_2 = mR\omega_B^2 + mg \sin \theta. \quad (3.43)$$

Припустимо, що шнек є швидкохідним і виконується умова, що сила інерції в обертальному русі суттєво більша від сили земного тяжіння,  $mR\omega_B^2 > G$ , а тому впливом  $G$  в першому наближенні можна знехтувати. Для виконання цієї умови необхідно, щоб:  $\omega_B > \sqrt{\frac{g}{R}}$ .

В діючих конструкціях конвеєрів радіус  $R$  перевищує величину 50 мм, тому швидкість обертання частинки повинна бути не меншою за 150 об/хв, що відповідає реальності.

Тоді рівняння руху частинки для горизонтально розміщеного шнека у проекціях на осі координат (осьову  $Oz$  та тангенціальну  $O\tau$  щодо шнека) прийме вигляд

$$\begin{aligned} m \frac{dv_z}{dt} &= N_1 \cos \gamma - F_1 \sin \gamma - F_2 \sin \beta; \\ mR \frac{d\omega_B}{dt} &= N_1 \sin \gamma + F_1 \cos \gamma - F_2 \cos \beta, \end{aligned} \quad (3.44)$$

де  $\beta$  - кут напрямку відносної швидкості частинки по жолобу,  $v_z$  - осьова швидкість переміщення частинки.

Співвідношення між швидкостями та кутами запишуться

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta &= \frac{v_z}{R\omega_B}; \\ \operatorname{tg} \gamma &= \frac{v_z}{(\omega - \omega_B)R}. \end{aligned} \quad (3.45)$$

де  $\gamma$  - змінний кут підйому лопаті шнека у місці розташування частинки.

З аналізу геометричних співвідношень встановлено, що для обчислення кута підйому лінії шнека  $\gamma$  справедлива рівність

$$\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \gamma_0 \cos \varphi, \quad (3.46)$$

де  $\gamma_0$  - кут, який утворює перпендикуляр до осі шнека та проекцію площини лопатки.

Внаслідок залежності кута підйому шнека  $\gamma$  від його кута повороту відносно положення частинки, який позначимо  $\varphi = \int (\omega - \omega_B) dt$ , необхідно визначити вказану залежність та ввести її у систему рівнянь руху.

Система рівнянь (3.43) - (3.46) має 6 рівнянь і 6 невідомих, а отже може бути однозначно вирішена.

Продиференціюємо по часу друге рівняння (3.44) із врахуванням (2.45) і отримаємо вираз для осьового прискорення

$$\frac{dv_z}{dt} = \operatorname{tg} \gamma_0 R \left( -\frac{d\omega_B}{dt} \cos \varphi - (\omega - \omega_B)^2 \sin \varphi \right). \quad (3.47)$$

Підставимо у систему (3.44) величини з інших рівнянь і, з врахуванням прийнятих допущень, отримаємо

$$\begin{aligned} m \frac{dv}{dt} &= N_1 (\cos \gamma - \mu_1 \sin \gamma) - \mu_2 m \omega_B^2 R \sin \beta; \\ mR \frac{d\omega_B}{dt} &= N_1 (\sin \gamma + \mu_1 \cos \gamma) - \mu_2 m \omega_B^2 R \cos \beta. \end{aligned} \quad (3.48)$$

Після перетворень системи (3.48) отримаємо одне диференціальне рівняння зі змінною  $\omega_B$  у вигляді

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_B}{dt} &= (\sin \gamma \cos \gamma + \mu_1 \cos^2 \gamma) \left[ (-\operatorname{tg} \gamma_0 \sin \varphi) (\omega - \omega_B)^2 + \omega_B^2 \mu_2 \sin \beta \right] - \\ &- \omega_B^2 \mu_2 \cos \beta (\cos^2 \gamma - \mu_1 \sin \gamma \cos \gamma). \end{aligned} \quad (3.49)$$

Рівняння (3.49) внаслідок нелінійності його доданків є достатньо складним для аналітичного розв'язку, а тому застосуємо метод чисельного інтегрування. Для проведення числового моделювання розроблена програма на мові Delphi з виводом результатів обчислень у графічному вигляді. Застосовано числове інтегрування за методом Ейлера. На кожному кроці обчислень перераховуються значення кутів, швидкостей та положень частинки (матеріальної точки).

Значення кута  $\varphi$  для лопатки змінюється в інтервалі від  $-\frac{\pi}{2}$  до  $\frac{\pi}{2}$ .

При завершенні руху по одній лопатці робочого органу, частинка переходить на іншу лопатку і процес повторюється, причому кінцева швидкість на завершенні попереднього етапу вважається початковою для наступного. Під час розв'язку системи рівнянь необхідно контролювати величину сили реакції лопатки. Якщо вона стає від'ємною, то насправді це означає, що частинка відірвалася і рухається вільно від лопатки. У цьому випадку система (3.49) набуде іншого виду - множник  $N_2 = 0$  і кут  $\gamma$  не входить у рівняння системи, тобто рівняння (3.48) не має змісту.

На рис. 3.9...3.12. зображено отримані числовим методом розрахункові параметри процесу транспортування для даних, які наведені у таблиці 3.1.

## Параметри процесу транспортування

Назва параметру	Позначення	Числове значення	Одиниці вимірювання
Діаметр шнека	$D = 2R$	100	мм
Кутова швидкість обертання робочого органу	$\omega$	52	рад/с
Кут закріплення лопаток	$\gamma_0$	30	град
Коефіцієнт тертя по шнеку	$\mu_1$	0,3	
Коефіцієнт тертя по жолобу	$\mu_2$	0,3	

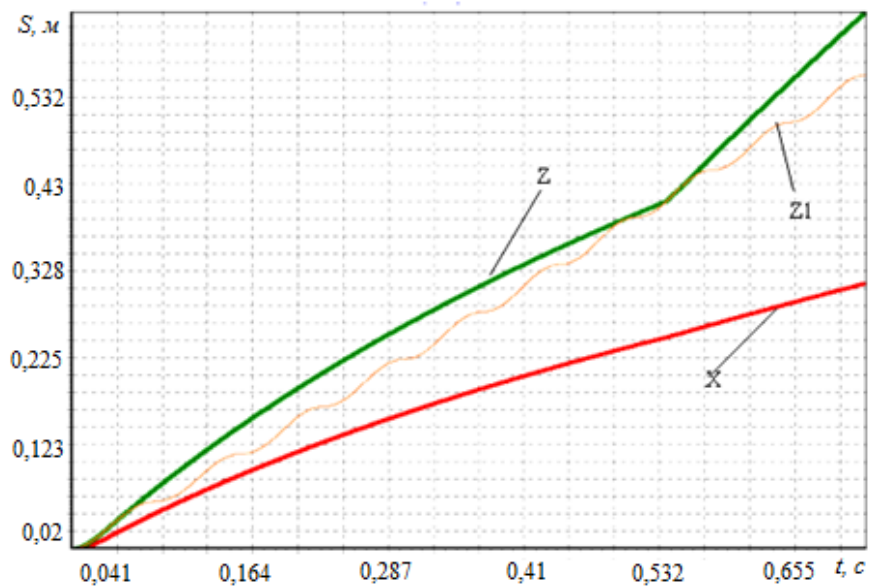


Рис. 3.9 - Залежності осевого і обертового переміщення частинки від часу

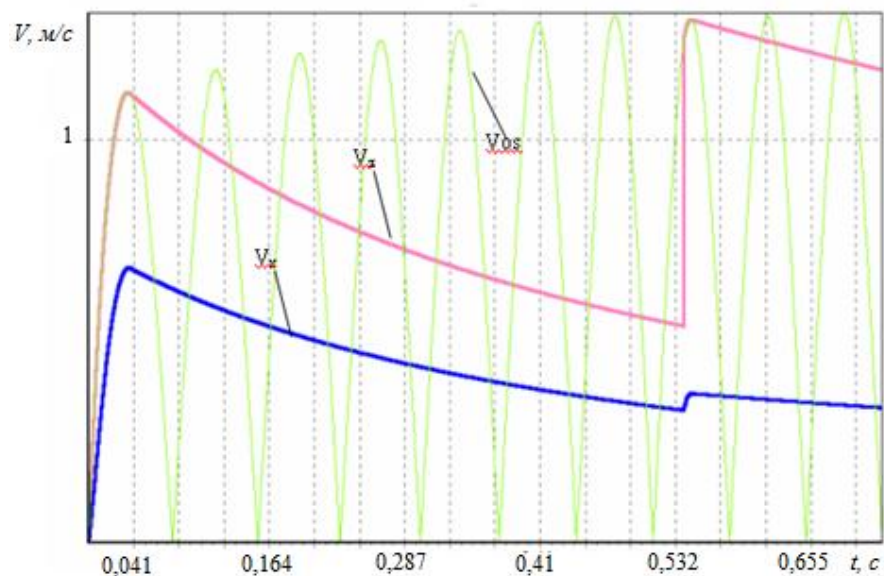


Рис. 3.10 - Залежності лінійної швидкості частинки від часу

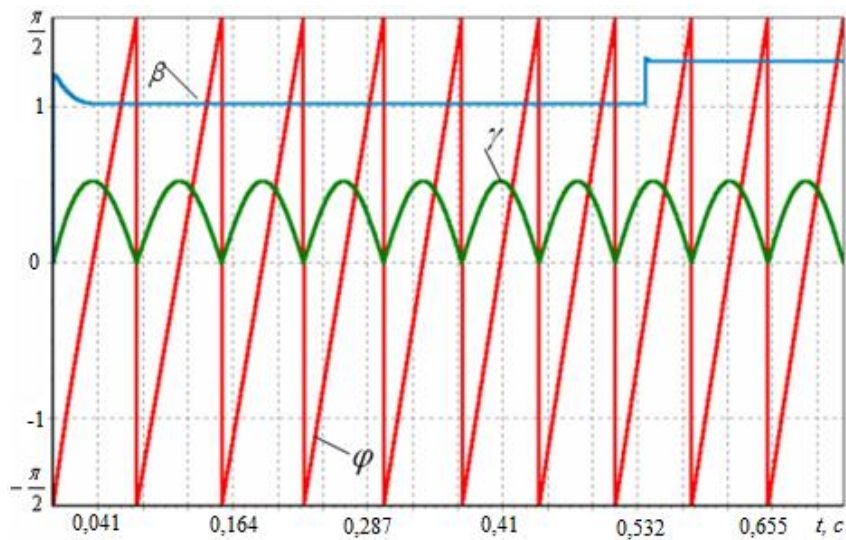


Рис. 3.11. Залежності кутів повороту від часу

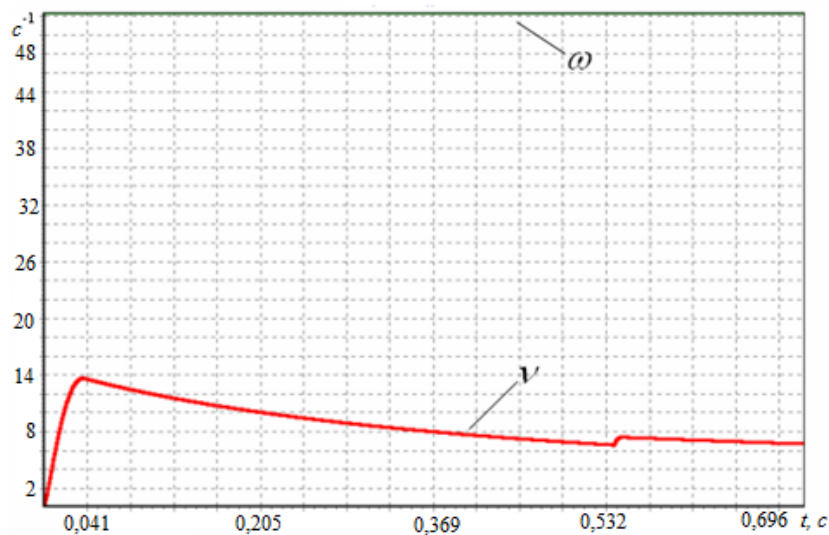


Рис. 3.12. Залежності кутових швидкостей робочого органу та частинок матеріалу від часу

Як видно із графічних залежностей (рис. 3.9), після розгону на початку руху частинка набуває швидкості в осьовому напрямку близько 1 м/с для того, щоб перескочити певну кількість лопаток шнека.

Траєкторія частинки позначена верхньою ламаною лінією. Теоретична траєкторія поверхні робочого органу зображена на цьому ж рисунку хвилястою лінією.

Як показують розрахунки, наступний контакт з поверхнею робочого органу відбувається через декілька його обертів, причому час контакту відносно малий і частинка знову самостійно рухається по жолобу.

Нижня лінія показує переміщення частинки в обертовому русі по поверхні жолоба.

На рис. 3.10 зображено швидкості частинки матеріалу та робочої поверхні.

Після розгону по поверхні лопатки частинка відривається від неї та рухається із затухаючою швидкістю до наступного контакту з поверхнею.

Процес буде повторюватись циклічно поки частинка рухається у магістралі по поверхні лопатки.

На цьому ж графіку синусоїдальною кривою позначено швидкість частинки на поверхні лопатки в точці, на яку проектується в осьовому напрямку біжуче положення частинки.

Незважаючи на те, що частинка має меншу швидкість, ніж на поверхні лопатки, проте вона знаходиться попереду цієї поверхні і не контактує з нею.

Лише в момент контакту швидкості зрівнюються і частинка знову відривається від поверхні лопатки, набуваючи значної швидкості в осьовому напрямку.

На рис. 3.11 зображено зміну кутів нахилу поверхні плоскої похилої лопатки  $\gamma$  та кута напрямку швидкості руху частинки  $\beta$  в часі.

Рис. 3.12 ілюструє зміну кутової швидкості обертання частинки  $\omega_g$  в процесі руху. Як видно, спочатку частинка швидко обертається у жолобі ( $\omega_g=14$  рад/с), а далі рух стабілізується при швидкості  $\omega_g=6$  рад/с.

Порівнюючи отримані розв'язки із відомими результатами [58], що описують рух частинки по гвинтовій поверхні з аналогічним кроком, можна зробити висновок, що усереднені характеристики руху на інтервалі кількох обертів у обох випадках співрозмірні.

Це свідчить про адекватність математичної моделі.

Основні розбіжності полягають саме у переривчастому русі та неповному контакті частинки сипкого матеріалу по поверхні плоскої лопатки.



### 3.4. Рух потоку сипкого матеріалу по поверхні робочого органу з плоскими лопатками

Визначення параметрів руху матеріальної частинки по поверхнях робочих органів перевантажувального патрубку дозволяє визначити основні їх кінематичні параметри, які робочими поверхнями подаючого робочого органу переводяться на приймальний. Проте дослідження сходження всього потоку для швидкісних конвеєрів є досить складною задачею, оскільки при цьому спостерігаються розриви потоку, при яких частинки можуть роз'єднуватись у відокремлені об'єкти, причому взаємодія між собою та з робочими поверхнями буде носити стохастичний характер.

В цьому випадку параметри потоку доцільно описувати інтегральними показниками.

Зокрема осьова складова швидкості потоку при сходженні його із лопатки визначиться як середнє арифметичне швидкості кожної із  $n$  – частинок

$$V_{zn} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n R_i (\omega - \omega_i) \operatorname{tg} \gamma_0 \cos \varphi_i, \quad (3.50)$$

де  $R_i$ ,  $\varphi_i$  та  $\omega_i$  - відповідно радіальний та кутовий параметри  $i$  - ої частинки в потоці відносно лопатки та її кутова швидкість.

Залежність (3.50) запишемо у вигляді

$$V_{zn} = R \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma_0 \sum_{i=1}^n \frac{R_i}{R} \left( 1 - \frac{\omega_i}{\omega} \right) \cos \varphi_i. \quad (3.51)$$

Згідно із закономірностями зміни кутової швидкості частинки в часі (рис 3.12), в зоні сходження кутова швидкість довільної частинки  $\omega_i$  буде мало залежати від її розміщення, а тому відношення  $k_\omega = \frac{\omega_i}{\omega}$  буде відносно стабільною величиною, що залежить тільки від конструктивного виконання робочого органу і його кутової швидкості  $\omega$ . Для швидкохідних перевантажувальних патрубків, в яких використовують робочі органи із кутами розміщення лопаток  $\gamma_0$  близьких до  $30^\circ$ ,  $k_\omega = 0,13 - 0,17$ .

Оскільки між радіусом лопатки  $R$  та кожухом є зазор (зовнішній радіус потоку  $R_{\Pi}$  є більшим  $R$ ) то середній радіус потоку, по аналогії із гвинтовим транспортуванням, доцільно приймати близьким до радіуса лопатки  $R$ .

Тоді відношення  $k_R = \frac{R_{\Pi}}{R} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{R_i}{R} = 0,95 \dots 1$  є також величиною стабільною, а отже, в першому наближенні залежність (2.51) запишемо у вигляді

$$V_{z\Pi} = k_R (1 - k_{\omega}) R \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma_0 \sum_{i=1}^n \cos \varphi_i. \quad (3.52)$$

Кут сходження вантажу з лопатки за експериментальними спостереженнями складає  $\varphi_i = 45^\circ \dots 70^\circ$ , а усереднене значення параметру  $k_{\varphi} = \sum_{i=1}^n \cos \varphi_i$  буде розміщуватись в діапазоні  $k_{\varphi} = 0,55 \dots 0,65$ .

Слід відмітити, що величина  $\operatorname{tg} \gamma_c = \operatorname{tg} \gamma_0 \sum_{i=1}^n \cos \varphi_i = k_{\varphi} \operatorname{tg} \gamma_0$  - є усереднений кут підйому в зоні сходження вантажу.

Відповідно, осьова складова швидкості потоку визначається

$$V_{z\Pi} = k_{\varphi} k_R (1 - k_{\omega}) R \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma_0 = K_{\Pi} \cdot R \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \gamma_0. \quad (3.53)$$

Кутова складова швидкості потоку дорівнює

$$N = \rho g Q W_{\Pi} L_{\Pi}. \quad (3.54)$$

Швидкість потоку за модулем буде рівною

$$V_{\Pi} = \sqrt{V_{z\Pi}^2 + R_{\Pi}^2 \cdot \omega_{\Pi}^2} = R \omega \sqrt{k_i^2 \operatorname{tg}^2 \gamma_0 + k_R^2 k_{\omega}^2}. \quad (3.55)$$

З умови забезпечення стабільності роботи необхідно щоб максимальна продуктивність (об'ємний розхід) вивантажувального шнека  $Q_{2max}$ , при найбільш несприятливому розміщенні гнучкого вивантажувального шнека була більша максимально допустимої продуктивності завантажувального шнека  $Q_{1max}$ , при найбільш сприятливому його розміщенні, а максимальна продуктивність перевантажувального шнека  $Q_{\Pi max}$  була б не меншою за

продуктивність завантажувального шнека  $Q_{1max}$  ( $Q_{2max} \geq Q_{1max}$ ;  $Q_{Гmax} \geq Q_{1max}$ ).

Відомо із [58], що

$$Q_1 = \pi \varphi_{q1} V_{z1} (R_1^2 - r_1^2); \quad Q_2 = \pi \varphi_{q2} V_{z2} (R_2^2 - r_2^2), \quad (3.56)$$

де  $\varphi_{q1}$  та  $\varphi_{q2}$  - коефіцієнти заповнення відповідно в першому та другому шнеках;  $V_{z1}$  та  $V_{z2}$  - відповідно, осьові швидкості потоку першого та другого шнека;  $R_1$ ,  $r_1$  та  $R_2$ ,  $r_2$  - радіуси шнеків та валів відповідно першого та другого шнеків.

Для гвинтових конвеєрів

$$V_z = k_\varphi R \omega \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.57)$$

де  $\alpha$  - кут нахилу гвинтової поверхні;  $k_\varphi$  - коефіцієнт що визначає осьову складову швидкості у гвинтовому русі.

Для швидкохідних шнеків  $k_\varphi$ , в першому наближенні, дорівнює

$$k_\varphi = \frac{\cos \alpha \cos(\alpha + \varphi_T)}{\cos \varphi_T}, \quad (3.58)$$

де  $\varphi_T$  - кут тертя вантажу по поверхні гвинта,  $\varphi_T = \operatorname{arctg} \mu$ .

Аналізуючи залежності (3.53) та (3.57), бачимо аналогію між транспортуванням вантажу плоскою лопаткою із приведеним кутом нахилу  $\gamma_c$  та гвинтовою поверхнею із кутом підйому  $\alpha$ . Тому, для визначення коефіцієнту  $k_\Pi$  можна користуватись залежністю, аналогічною (3.58), де замість  $\operatorname{tg} \alpha$  підставляють значення приведенного кута нахилу лопатки

$$\operatorname{tg} \gamma_c = k_\varphi \operatorname{tg} \gamma_0.$$

Відповідно значення  $k_\Pi$  дорівнює

$$k_\Pi = \frac{\cos \gamma_c \cos(\gamma_c + \varphi_T)}{\cos \varphi_T}. \quad (3.59)$$

Враховуючи те, що коефіцієнти заповнення  $\varphi$  та нахил гвинтових робочих поверхонь  $\alpha$  вибираються із рекомендованих

параметрів, то умова  $Q_{1max} \leq Q_{2max}$  вимагає щоб  $R_2^3 \omega_2 \geq R_1^3 \omega_1$ , що рівносильне умові  $R_2 \geq R_1$ , або  $\omega_2 \geq \omega_1$  при незмінних інших параметрах.

З умови стабільності роботи перевантажувального патрубку доцільно щоб осьова складова швидкості потоку при перевантаженні відповідала умові

$$V_{z1} \leq V_{zII} \leq V_{z2}. \quad (3.60)$$

При цьому, автоматично виконується умова

$$Q_{1max} \leq Q_{II max} \leq Q_{2max}. \quad (3.61)$$

Крім цього, наявність такої осьової складової швидкості потоку  $V_{zII}$  забезпечує мінімальні витрати енергії на пришвидшення потоку частинок вивантажувальним робочим органом. Отже, кут нахилу лопатки доцільно приймати  $\text{tg } \gamma_0 \geq \frac{\text{tg } \alpha}{k_\varphi}$ .

При сталому русі розхід перевантажувальної системи

$$Q = Q_1 = Q_{II} = Q_2, \quad (3.62)$$

а отже, коефіцієнт заповнення наступного шнека має бути не більше, ніж першого, тобто  $\varphi_{z1} \geq \varphi_{z2}$ . У випадку однакового конструктивного виконання всіх шнеків необхідно конструктивно забезпечити обмеження величини заповнення завантажувального шнека.

В загальному випадку, потужність на транспортування у гвинтовому конвеєрі із застосуванням горизонтального перевантажувального патрубка і лопатевого робочого органа, по аналогії з [29] рівна

$$N = \rho g Q W L, \quad (3.63)$$

де  $\rho$  - насипна густина вантажу;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $Q$  – об'ємний розхід вантажу;  $W$  – коефіцієнт питомих втрат на тертя по довжині транспортування;  $L$  – довжина транспортування.

Оскільки, масовий розхід вантажу, що подається завантажувальним шнеком,  $Q_m = \rho g Q$ , то порція вантажу  $\Delta m$ , яка викидається лопаткою за один оберт, визначається за залежністю

$$\Delta m = \frac{2\pi\rho g Q}{\omega_1}. \quad (3.64)$$

Ударна сила, що діє на робочі поверхні другого шнека

$$\bar{F} = \Delta m(\bar{v}_+ - \bar{v}_-) / \Delta t, \quad (3.65)$$

де  $\bar{v}_-$  та  $\bar{v}_+$  - усереднені вектори швидкості масиву до і після контакту з робочою поверхнею.

Із (3.61) випливає, що значення сили  $F$ , а отже, і втрати енергії на контактну взаємодію і тертя вантажу будуть мінімальними при  $\bar{v}_+ - \bar{v}_- \rightarrow \min$ . Крім цього, мінімальною буде і втрата енергії на пришвидшення матеріалу вивантажувальним робочим органом, яка визначається із залежності

$$W_k = \Delta m(V_+^2 - V_-^2) / 2. \quad (3.66)$$

А тому, мінімальні втрати при перевантаженні будуть в системі, де шнеки обертаються однонаправлено і де виконується умова (3.60).

При цьому потужність, що витрачається на перевантаження вантажу, можна визначати за залежністю

$$N = \rho g Q W_{\Pi} L_{\Pi}, \quad (3.67)$$

де  $L_{\Pi}$  - приведена довжина зони перевантаження;  $W_{\Pi}$  - коефіцієнт втрат при перевантаженні, що перевищує коефіцієнт питомих втрат конвеєра  $W$ . В залежності від конструктивного виконання  $W_{\Pi} = (1,7...2,5)W$ .

Вищенаведені аналітичні залежності можуть бути використані при проектуванні робочих органів перевантажувального патрубку з плоскими лопатками.

## РОЗДІЛ 4 ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАХИСНИХ ПРИСТРОЇВ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

### 4.1. Кінетостатичний аналіз роботи захисного пристрою гвинтового конвеєра

З метою підвищення ефективності функціонування конвеєрів у екстремальних умовах експлуатації запропонована схема захисного пристрою (запобіжної муфти) (рис. 4.1), яка дозволить забезпечити осьове відведення шнека в протилежному напрямку до переміщення матеріалу, при автоматичному відновленні робочого стану [59].

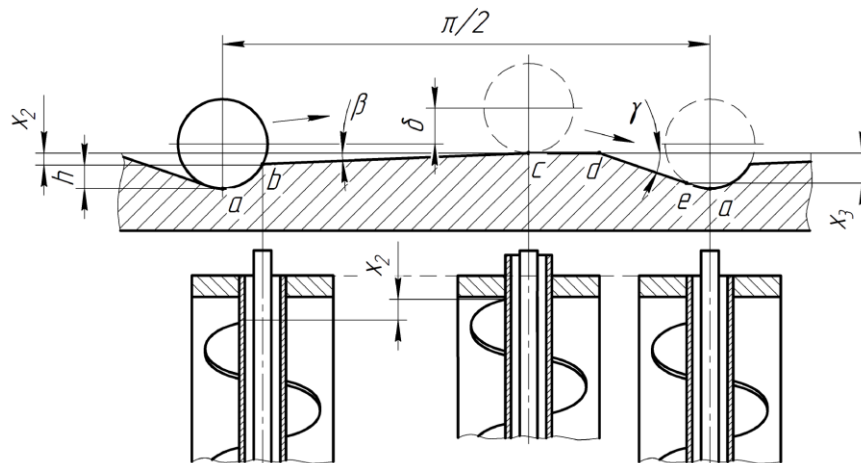


Рис. 4.1. Схема роботи запобіжної муфти

При виникненні заклинювання шнека гвинтового конвеєра відбувається основне розчеплення півмуфт, тобто здійснюється вихід кульок з лунок на величину  $h$  по лінії  $av$ . Далі кульки рухаються по похилих робочих канавках з кутом нахилу  $\beta$  веденої півмуфти (лінія  $bc$ ), і таким чином здійснюється плавне «м'яке» осьове відведення гвинтового робочого органу на величину зазору  $x_2$ , що суттєво зменшує динамічне навантаження на привід гвинтового конвеєра.

Внаслідок обертання ведучої півмуфти кульки заходять у початкове положення, рухаючись при цьому по похилих зворотних канавках з кутом нахилу  $\gamma$  на торцевій поверхні ведучої півмуфти (лінія  $de$ ) і здійснюється переміщення шнека на величину  $x_3$ , тобто відбувається відновлення робочого стану гвинтового конвеєра.

Для визначення параметрів запобіжної муфти виконано силовий розрахунок, основним призначенням якого є знаходження зміни величини крутного моменту в залежності від провертання півмуфт на всіх (чотирьох) етапах її спрацювання [60, 61].

На першому етапі розглянемо переміщення кульок по плоскій, опуклій і ввігнутій поверхнях лунок веденої півмуфти.

На рис. 4.2 показана розрахункова схема для визначення максимального крутного моменту при контакті з плоскою поверхнею лунки. На схемі наведено наступні позначення:  $F_{np}$  - сила пружини;  $F_n$  - нормальна сила;  $F_{mp}$  - сила тертя;  $F_p$  - результуюча сила;  $F_o$  - осьова сила;  $F_k$  - колова сила;  $h$  - максимальна величина переміщення кульок по поверхнях лунок (глибина лунки);  $r$  - радіус кульки;  $\alpha_1$  - кут нахилу лунки з плоскою поверхнею;  $\varphi$  - кут тертя.

При цьому максимальний крутний момент  $T_{1n}$  при контакті з плоскою поверхнею лунки визначаємо за формулою

$$T_{1n} = \frac{cD(\delta_0 + h - r(1 - \sin \alpha_1))}{2(\operatorname{tg}(\alpha_1 - \varphi) - f)}, \quad (4.1)$$

де  $c$  - жорсткість пружини;  $D$  - діаметр розташування кульок;  $\delta_0$  - попередній натяг пружини;  $f$  - коефіцієнт тертя.

На рис. 4.3 показані графічні залежності максимального крутного моменту при контакті з плоскою поверхнею лунки  $T_{1n}$  від зміни радіуса кульок  $r$  і глибини лунки  $h$ .

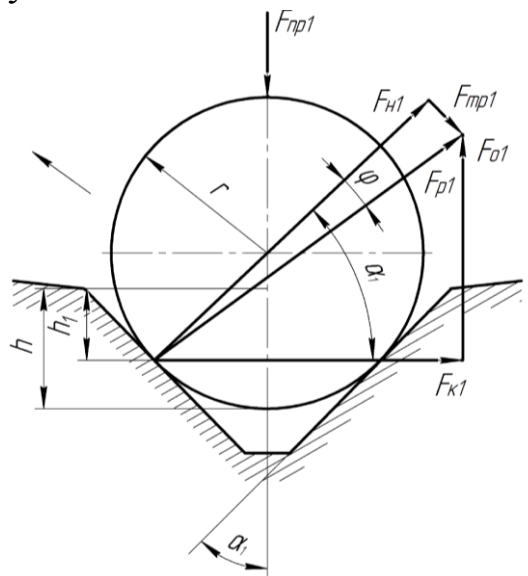


Рис. 4.2. Розрахункова схема для визначення моменту

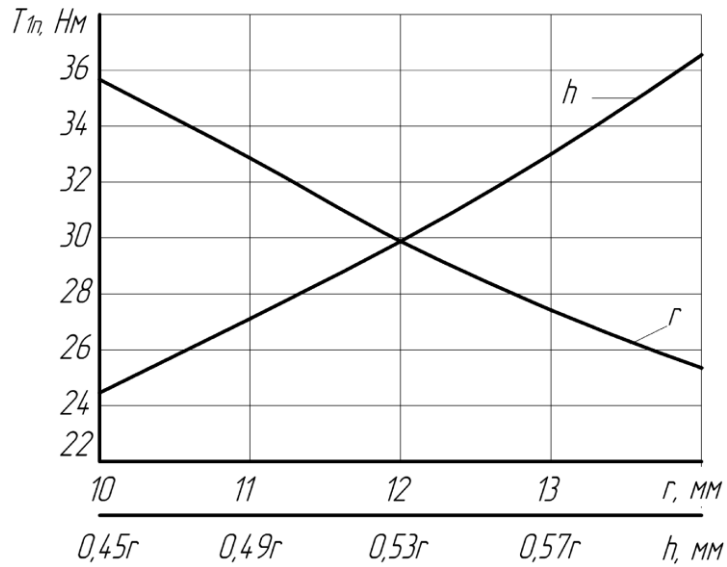


Рис. 4.3. Графічні залежності моменту  $T_{1n}$  від  $r$  і  $h$

Розглянемо переміщення кульок по опуклій поверхні лунок веденої півмуфти (рис. 4.4).

При цьому максимальний крутний момент  $T_{1o}$  при контакті з опуклою поверхнею лунки визначаємо за формулою:

$$T_{1o} = \frac{cD \left( \delta_0 + h - r + \frac{r}{R} (h - r + (R + r) \sin \alpha_1) \right)}{2 \left( \frac{(h - r + (R + r) \sin \alpha_1) - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sqrt{R^2 - (h - r + (R + r) \sin \alpha_1)^2}}{\sqrt{R^2 - (h - r + (R + r) \sin \alpha_1)^2} + \operatorname{tg} \varphi \cdot (h - r + (R + r) \sin \alpha_1)} - f \right)}, \quad (4.2)$$

де  $R$  - радіус профілю криволінійної поверхні лунок;

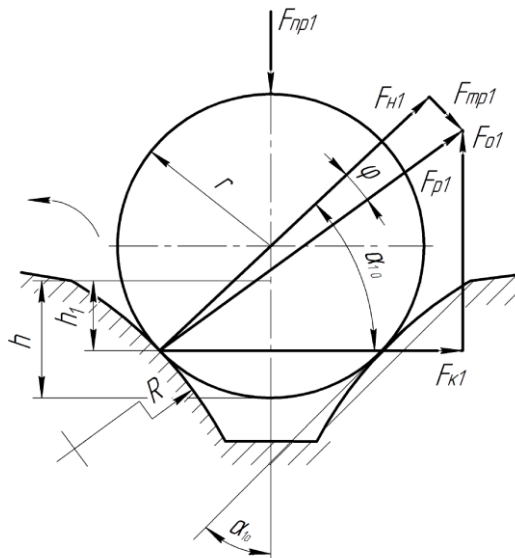


Рис. 4.4. Розрахункова схема для визначення моменту  $T_{1o}$



На рис. 4.5 представлені графічні залежності максимального крутного моменту при контакті з опуклою поверхнею лунки  $T_{10}$  від зміни радіуса кульки  $r$  і радіуса опуклості поверхні лунки  $R$ .

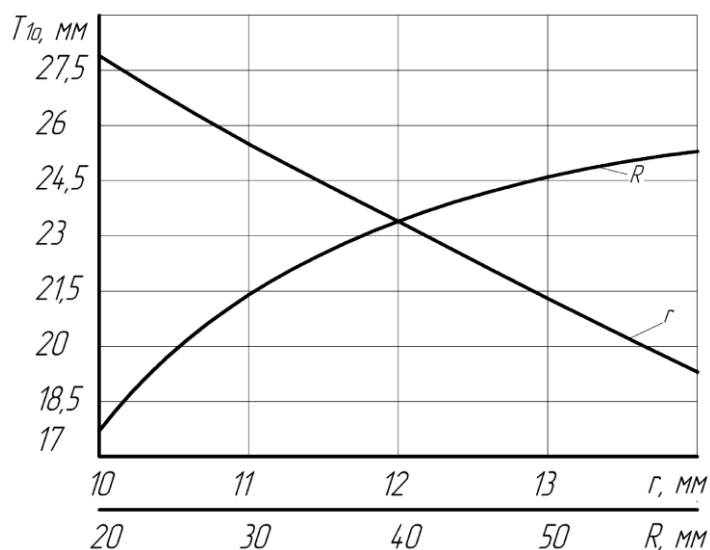


Рис. 4.5. Графічні залежності моменту  $T_{10}$  від  $r$  і  $R$

Розглянемо переміщення кульок по ввігнутій поверхні лунок веденої півмуфти (рис. 4.6). Максимальний крутний момент  $T_{16}$  при контакті з ввігнутою поверхнею лунки визначаємо за формулою

$$T_{16} = \frac{cD \left( \delta_0 + h - r + \frac{r}{R} \left( (R - r) \sin \alpha_1 - h + r \right) \right)}{2 \left( \frac{(R - r) \sin \alpha_1 - h + r - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sqrt{R^2 - \left( (R - r) \sin \alpha_1 - h + r \right)^2}}{\sqrt{R^2 - \left( (R - r) \sin \alpha_1 - h + r \right)^2} + \operatorname{tg} \varphi \cdot \left( (R - r) \sin \alpha_1 - h + r \right)} - f \right)}. \quad (4.3)$$

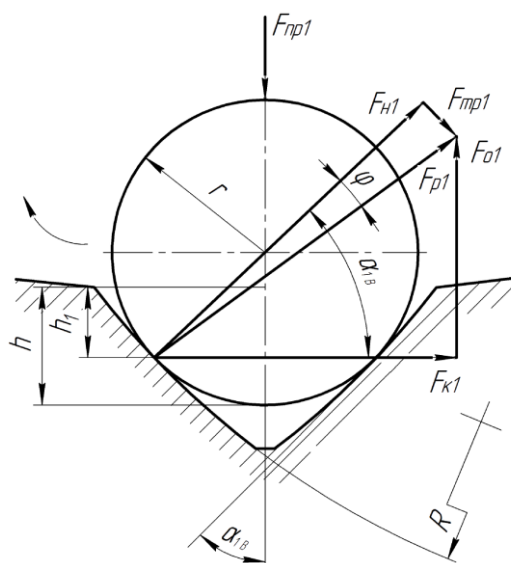


Рис. 4.6. Розрахункова схема для визначення моменту  $T_{16}$

На рис. 4.7 представлені графічні залежності максимального крутного моменту при контакті з ввігнутою поверхнею лунки  $T_{1e}$  від зміни радіуса кульки  $r$  і радіуса ввігнутості поверхні лунки  $R$ .

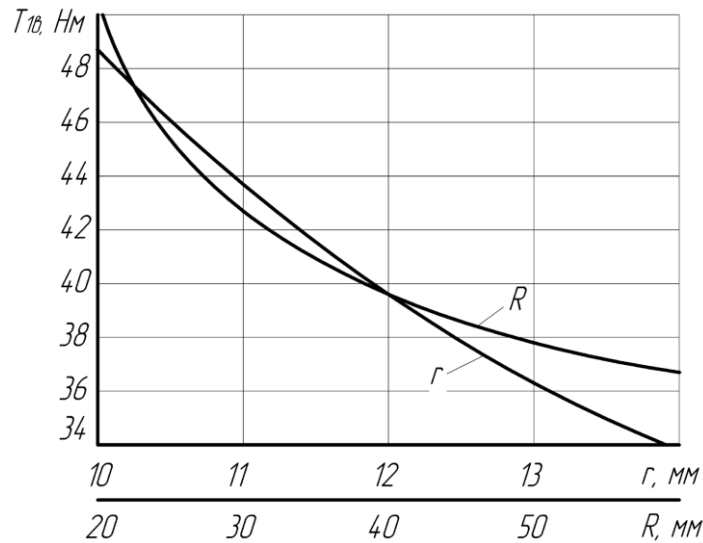


Рис. 4.7. Графічні залежності моменту  $T_{1e}$  від  $r$  і  $R$

З аналізу графічних залежностей, які представлені на рис. 4.3, 4.5, 4.7, можна встановити, що для різних профілів виконання поверхонь лунок для середніх значень:  $r = 12$  мм;  $D = 115$  мм;  $h = 0,53r$ ;  $R_o = R_g = 40$  мм;  $C = 18,5$  Н/мм;  $\delta_0 = 15$  мм;  $f = 0,15$ ;  $\varphi = 8,5^\circ$  максимальний крутний момент набуває значень:

- для лунки з плоскою поверхнею –  $T_{1n} = 29,8$  Нм;
- для лунки з опуклою поверхнею –  $T_{1o} = 23,4$  Нм;
- для лунки з ввігнутою поверхнею –  $T_{1e} = 39,8$  Нм.

Тому для підвищення навантажувальної здатності запобіжної муфти профілі лунок доцільно виготовляти із ввігнутою або плоскою поверхнями.

Розглянемо другий етап, при якому кульки виходять з лунок на похилі плоскі поверхні веденої півмуфти (рис. 4.8).

Кут між нормальною та коловою силами при виході кульки з лунки на похилу робочу канавку визначається за формулою

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{r \sin \alpha_1 - x}{r}\right), \quad (4.4)$$

де  $x$  - біжуче осьове переміщення.

Крутний момент, який виникає при виході кульок з лунок на похилі плоскі поверхні веденої півмуфти визначається

$$T_2 = \frac{cD(\delta_0 + h - r(1 - \sin \alpha_1) + x)}{2 \left( \frac{r \sin \alpha_1 - x - \operatorname{tg} \varphi \cdot \sqrt{r^2 - (r \sin \alpha_1 - x)^2}}{\sqrt{r^2 - (r \sin \alpha_1 - x)^2} + \operatorname{tg} \varphi (r \sin \alpha_1 - x)} - f \right)}. \quad (4.5)$$

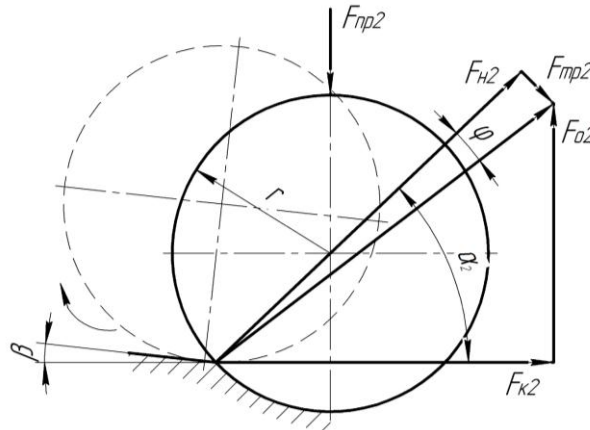


Рис. 4.8. Розрахункова схема для визначення моменту  $T_2$

На рис. 4.9 представлені графічні залежності максимального крутного моменту, який виникає при виході кульки з лунки на похилу робочу канавку  $T_2$  від зміни радіуса кульки  $r$  і глибини лунки  $h$ .

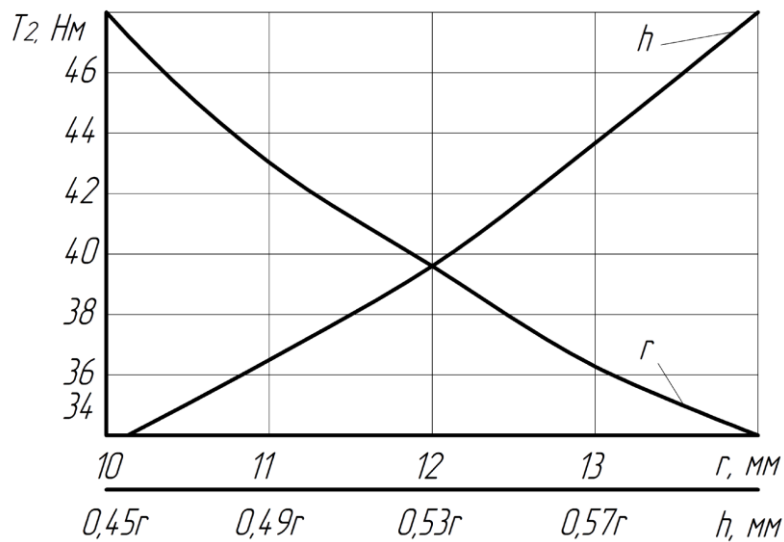


Рис. 4.9. Графічні залежності моменту  $T_2$  від  $r$  і  $h$

Розглянемо третій етап роботи запобіжної муфти, при якому кульки переміщуються по похилій робочій канавці веденої півмуфти, що спричиняє осьове відведення перевантаженого шнека (рис. 4.10).

Як відомо, із попередніх досліджень [62], при перекочуванні кульки по коловій канавці крутний момент зростає незначно. Тому метою подальших розрахунків є встановлення функціональної залежності величини  $x_2$  від кута відносного провертання півмуфт  $\rho$  при заданому куті нахилу  $\beta$  колової канавки.

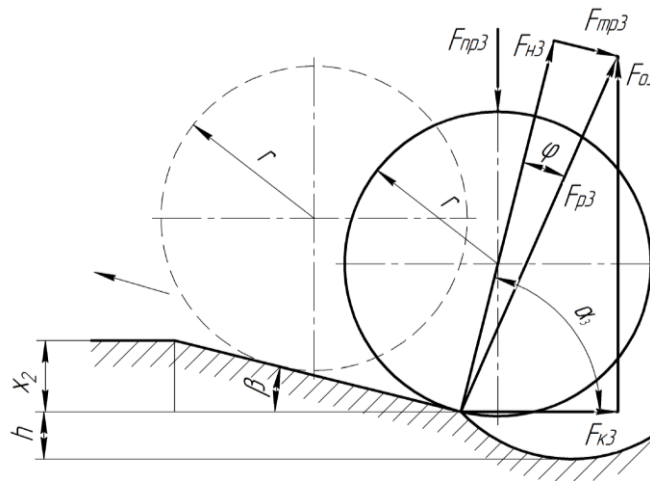


Рис. 4.10. Розрахункова схема для визначення моменту  $T_3$

Залежність значення біжучого кута нахилу  $\alpha_3$  нормальної сили  $F_{н3}$  відносно колової сили  $F_{к3}$  знаходимо за формулою

$$\alpha_3 = 90^\circ - \beta. \quad (4.6)$$

Крутний момент, при переміщенні кульки по похилій канавці

$$T_3 = \frac{cD(\delta_0 + h + x_2)}{2(\operatorname{tg}(90^\circ - \beta - \varphi) - f)}, \quad (4.7)$$

де  $x_2$  - біжуча величина виходу кульки з канавки.

На рис. 4.11 представлені графічні залежності зміни величини максимального крутного моменту  $T_3$  при змінних значеннях кута нахилу канавки  $\beta$ , яка виконана на торцевій поверхні веденої півмуфти від зміни  $x_2$ .

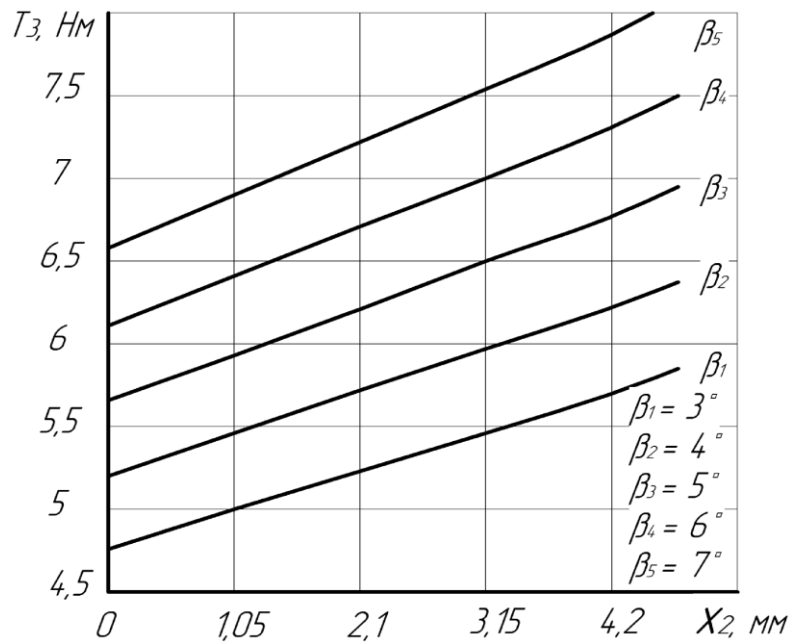


Рис. 4.11. Графічні залежності моменту  $T_3$  від  $x_2$  при різних  $\beta$

З аналізу графічних залежностей (рис. 4.9 - 4.11) можна зробити висновок, що максимальний крутний момент виникає при досягненні кулькою вершини лунки і становить  $T_2 = 39,8$  Нм (рис. 4.9).

При подальшому перекочуванні кульок і їх виходу на похилу робочу канавку величина крутного моменту  $T_3$  для діапазону кутів  $\beta = 3^\circ \dots 7^\circ$  зменшується в 4,53...6,26 разів.

Переміщення кульок з веденою півмуфтою по похилій робочій канавці не спричиняє суттєвого зростання крутного моменту відносно початкового значення в діапазоні кутів  $\beta = 3^\circ \dots 7^\circ$  і знаходиться в межах 16...20 %.

Розглянемо четвертий етап роботи запобіжної муфти, при якому кульки переміщуються по похилих плоских поверхнях веденої півмуфти в напрямку лунок для відновлення початкового положення (рис. 4.12).

Залежність значення біжучого кута нахилу  $\alpha_4$  нормальної сили  $F_{н4}$  відносно колової сили  $F_{к4}$  знаходимо за формулою

$$\alpha_4 = 90^\circ - \gamma, \quad (4.8)$$

де  $\gamma$  - кут нахилу зворотної канавки на торцевій поверхні ведучої півмуфти.

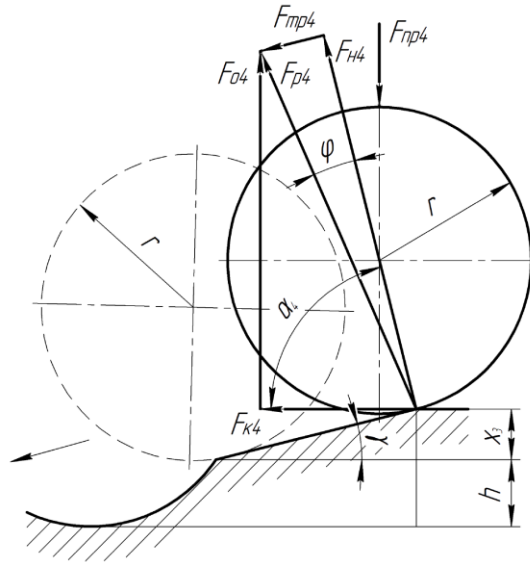


Рис. 4.12. Розрахункова схема для визначення моменту  $T_4$

Крутний момент, який виникає при переміщенні кульки по коловій канавці з неробочої сторони відносно лунки визначається

$$T_4 = -\frac{cD(\delta_0 + h - x_3)}{2(\operatorname{tg}(90^\circ - \gamma + \varphi) - f)}. \quad (4.9)$$

На рис. 4.13 представлені графічні залежності зміни величини максимального крутного моменту  $T_4$  при змінних значеннях кута нахилу зворотної канавки  $\gamma$  від зміни  $x_3$ .

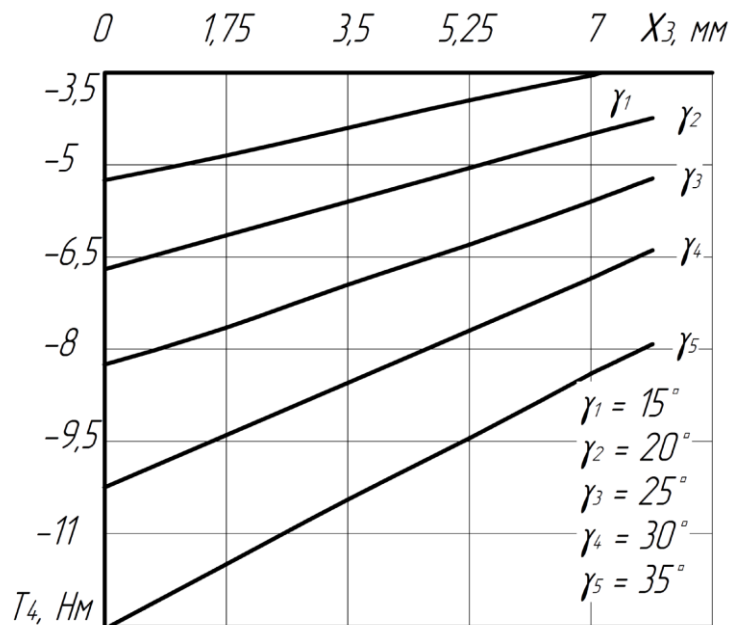


Рис. 4.13. Графічні залежності моменту  $T_4$  від  $x_3$  при різних  $\gamma$

Аналіз графічних залежностей (рис. 4.13) показує, що мінімальний протимомент при  $x_3 = 0$  виникає при мінімально допустимому куті  $\gamma = 15^\circ$  і становить  $T_4 = 5,1$  Нм. Отже, момент входу півмуфт в зачеплення ( $T_{1n} = 29,8$  Нм і  $T_{1e} = 39,8$  Нм) у 7,2...10,6 разів є меншим ніж момент виходу півмуфт із зачеплення, що характеризує плавний процес відновлення робочого стану всієї системи.

Аналіз вищенаведених графічних залежностей дає змогу комплексно оцінити інтенсивність впливу того чи іншого параметру на величину крутного моменту на різних етапах роботи запобіжної муфти, а також є основою для розробки інженерної методики проектування її конструктивно-технологічних параметрів.

#### **4.2. Визначення контактних напружень під час роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра**

Основною метою даних досліджень є визначення величини контактних напружень в елементах зачеплення на всіх етапах спрацювання запобіжної муфти, рівень яких є визначальним показником, що впливає на інтенсивність зношення поверхонь контакту. Також дані теоретичні дослідження дають можливість встановити взаємозв'язок між величиною контактних напружень та конструктивними параметрами запобіжної муфти гвинтового конвеєра.

З аналізу проведених досліджень встановлено, що найбільш прийнятними з точки зору технології виготовлення та забезпечення задовільного рівня контактних навантажень при взаємодії сферичних тіл з поверхнями лунок, профілі яких доцільно виконувати із ввігнутою або плоскою поверхнями.

Випадок взаємодії кульок із ввігнутими поверхнями лунок характеризується значними площами контакту тіл взаємодії і відповідно меншим рівнем контактних напружень, ніж у випадку взаємодії кульок із плоскими поверхнями лунок.

В загальному випадку при взаємодії двох тіл [63] площа контакту має вигляд еліпса з півосями

$$a = \alpha' \sqrt[3]{\frac{3F(1-\mu^2)}{E\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_1'} + \frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_2'}\right)}}; \quad b = \beta' \sqrt[3]{\frac{3F(1-\mu^2)}{E\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_1'} + \frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_2'}\right)}}, \quad (4.10)$$

де  $F$  – зусилля в зоні контакту тіл взаємодії;  $\alpha'$ ,  $\beta'$  – табличні коефіцієнти;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $E$  – модуль пружності;  $\rho_1$ ;  $\rho_1'$ ;  $\rho_2$ ;  $\rho_2'$  – радіуси кривизни тіл контакту (вважаються додатними, якщо їх центри знаходяться всередині тіла).

Значення коефіцієнтів  $\alpha'$  і  $\beta'$  наводяться в таблиці [63; ст. 630] як функції допоміжного кута  $\psi$ , що розраховується за формулою

$$\cos\psi = \frac{\pm \sqrt{\left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_1'}\right)^2 + \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_2'}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_1'}\right) \cdot \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_2'}\right) \cos 2\theta'}}{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_1'} + \frac{1}{\rho_2} + \frac{1}{\rho_2'}}, \quad (4.11)$$

де  $\theta'$  – кут між головними площинами кривизни тіл, в яких лежать менші радіуси кривизни  $\rho_1$  і  $\rho_2$ , у даному випадку рівний  $90^\circ$ .

На першому етапі роботи запобіжної муфти розглядаємо лунку із ввігнутою поверхнею (рис. 4.14).

Вона має в двох площинах криволінійну поверхню. Тобто, отримаємо  $\rho_1 = \rho_1' = r$ ,  $\rho_2 = R_x$ ,  $\rho_2' = R$  (де  $R_x$  – умовний радіус кривизни лунки із ввігнутим профілем).

Отже, рівність (4.11) буде мати вигляд

$$\cos\psi = \frac{\frac{1}{R_x} - \frac{1}{R}}{\frac{2}{r} - \frac{1}{R_x} - \frac{1}{R}} = \frac{r(R - R_x)}{2R_x R - r(R + R_x)}. \quad (4.12)$$

Для визначення значення  $\cos\psi$  попередньо необхідно встановити величину радіуса  $R_x$ , який описує умовний радіус лунки в площині дії сили  $F$ .



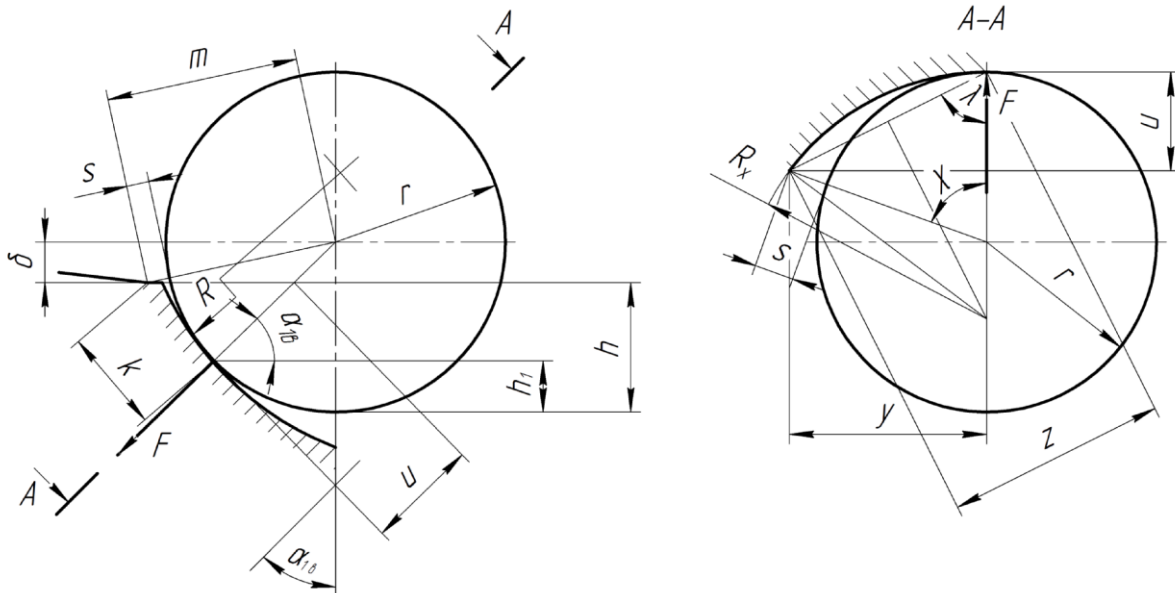


Рис. 4.14. Розрахункова схема для визначення радіуса  $R_x$ , який описує умовний радіус лунки в площині дії сили  $F$

Із рис. 4.14 видно, що відстань від точки контакту кульки до робочої торцевої поверхні лунки рівна

$$h_1 = r \sin \alpha_{1e} - \delta. \quad (4.13)$$

Знаходимо значення кута біжучого  $\alpha_{1e}$  за формулою

$$\alpha_{1e} = \arcsin \left( \frac{R \sin \alpha_1 - h_1}{R} \right) = \arcsin \left( \frac{R \sin \alpha_1 - h + r(1 - \sin \alpha_1)}{R} \right);$$

$$\alpha_{1e} = \arcsin \left( \frac{(R - r) \sin \alpha_1 - h + r}{R} \right). \quad (4.14)$$

Використовуючи вираз (4.14), можна записати

$$h_1 = \frac{r}{R} ((R - r) \sin \alpha_1 - h + r) - \delta. \quad (4.15)$$

Визначаємо параметр  $k$ . З врахуванням (4.15) отримаємо

$$\cos \alpha_{1e} = \frac{h_1}{k};$$

$$k = \frac{\frac{r}{R}((R-r)\sin\alpha_1 - h + r) - \delta}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{(R-r)\sin\alpha_1 - h + r}{R}\right)\right)}. \quad (4.16)$$

Тоді знаходимо вираз для обчислення параметра  $m$

$$m = \sqrt{r^2 + k^2} = \sqrt{r^2 + \left(\frac{\frac{r}{R}((R-r)\sin\alpha_1 - h + r) - \delta}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{(R-r)\sin\alpha_1 - h + r}{R}\right)\right)}\right)^2}. \quad (4.17)$$

Величину  $s$  знаходимо за допомогою виразу

$$s = m - r = \sqrt{r^2 + \left(\frac{\frac{r}{R}((R-r)\sin\alpha_1 - h + r) - \delta}{\cos\left(\arcsin\left(\frac{(R-r)\sin\alpha_1 - h + r}{R}\right)\right)}\right)^2} - r. \quad (4.18)$$

Далі необхідно встановити залежність для обчислення кута  $\chi$ , який визначає дугу від точки контакту кульки з лункою до лінії, що з'єднує центр кульки з крайкою лунки в площині А-А. Для цього спочатку визначаємо величину  $u$

$$\sin\alpha_{1e} = \frac{h_1}{u};$$

$$u = \frac{h_1}{\sin\alpha_{1e}} = \frac{\frac{r}{R}((R-r)\sin\alpha_1 - h + r) - \delta}{\frac{(R-r)\sin\alpha_1 - h + r}{R}} = r - \frac{R\delta}{(R-r)\sin\alpha_1 - h + r}. \quad (4.19)$$

$$\text{Тоді } \cos\chi = \frac{r-u}{r+s};$$

$$\chi = \arccos \left( \frac{R\delta}{(r+s)((R-r)\sin\alpha_1 - h + r)} \right). \quad (4.20)$$

Визначаємо величину  $y$

$$\sin \chi = \frac{y}{r+s};$$

$$y = (r+s) \sin \left( \arccos \left( \frac{R\delta}{(r+s)((R-r)\sin\alpha_1 - h + r)} \right) \right). \quad (4.21)$$

Для розрахунку  $R_x$  виведені аналітичні залежності для визначення  $z$  і кута  $\lambda$

$$z = \sqrt{y^2 + u^2},$$

$$z = \sqrt{\left( (r+s) \sin \left( \arccos \left( \frac{R\delta}{(r+s)((R-r)\sin\alpha_1 - h + r)} \right) \right) \right)^2 + \left( r - \frac{R\delta}{(R-r)\sin\alpha_1 - h + r} \right)^2}. \quad (4.22)$$

Значення  $\lambda$  з врахуванням (4.19) і (4.22) визначається з умови

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{y}{u};$$

$$\lambda = \operatorname{arctg} \left( \frac{(r+s) \sin \left( \arccos \left( \frac{R\delta}{(r+s)((R-r)\sin\alpha_1 - h + r)} \right) \right)}{r - \frac{R\delta}{(R-r)\sin\alpha_1 - h + r}} \right). \quad (4.23)$$

Визначаємо залежність для розрахунку  $R_x$

$$\cos \lambda = \frac{z}{2R_x}; \quad R_x = \frac{z}{2\cos \lambda}.$$

$$R_x = \frac{\sqrt{\left( (r+s) \sin \left( \arccos \left( \frac{R\delta}{(r+s)((R-r)\sin\alpha_1 - h+r)} \right) \right) \right)^2 + \left( r - \frac{R\delta}{(R-r)\sin\alpha_1 - h+r} \right)^2}}{2 \cos \left( \arctg \frac{(r+s) \sin \left( \arccos \left( \frac{R\delta}{(r+s)((R-r)\sin\alpha_1 - h+r)} \right) \right)}{r - \frac{R\delta}{(R-r)\sin\alpha_1 - h+r}} \right)}. \quad (4.24)$$

Визначаємо, яким чином максимальні напруження, що виникають в зонах контакту тіл взаємодії будуть залежати від умовного радіуса кривизни  $R_x$ , а також зусилля контактної взаємодії.

На рис. 4.15 представлено графічні залежності умовного радіуса кривизни  $R_x$  від радіуса профілю криволінійної поверхні лунки  $R$ , радіуса кульки  $r$  та величини зазору між півмуфтами  $\delta$ .

Встановлено, що збільшення радіуса  $R$  спричиняє зростання величини  $R_x$  на 9%; при зростанні  $r$  від 10 до 14 мм -  $R_x$  збільшується на 30%; при збільшенні зазору  $\delta$  від 0,5 до 2,5 мм -  $R_x$  зменшується на 5%.

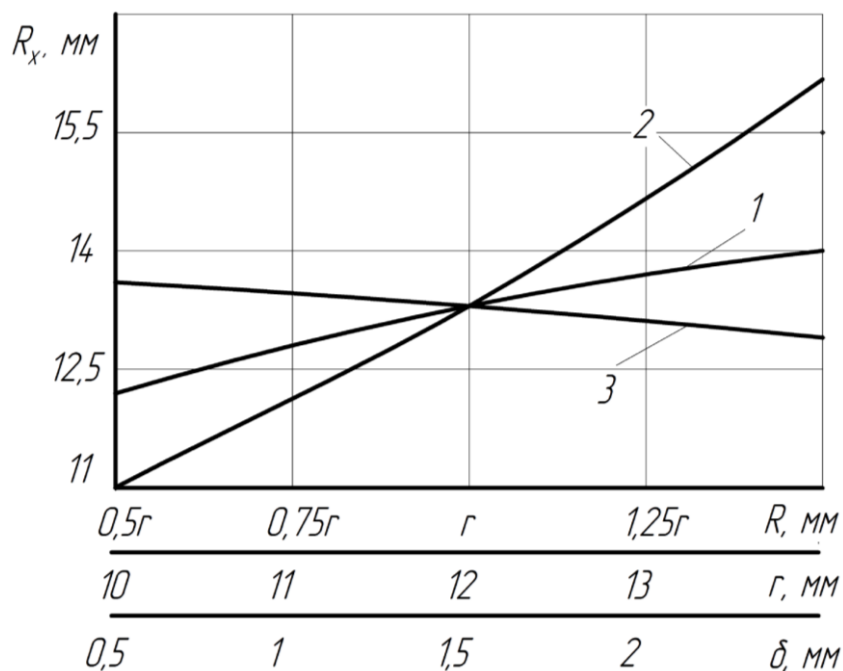


Рис. 4.15. Графічні залежності радіуса кривизни  $R_x$  від :  
1 – радіуса лунки  $R$ ; 2 - радіуса кульки  $r$ ; 3 - зазору  $\delta$

Отже, найбільший вплив на зміну величини  $R_x$  має параметр  $r$ . При аналізі напружень  $\sigma_H$  величину  $R_x$  змінювали в діапазоні  $R_x = 11 \dots 17$  мм. При аналізі напружень  $\sigma_H = f(R_x)$  величину  $R_x$  змінюватимемо в діапазоні  $R_x = 12,5 \dots 19$  мм. При цьому інші параметри будуть мати такі значення: радіус кульки  $r = 12$  мм; радіуса профілю криволінійної поверхні лунок  $R = r = 12$  мм; величина зазору  $\delta = 1,5$  мм.

Використовуючи формулу (4.12), а також табличні значення для визначення  $\alpha'$  і  $\beta'$  та залежності (4.10) вирази для визначення півосей еліпса приймуть вигляд

$$a = \alpha' \sqrt[3]{\frac{3FRR_x r(1-\mu^2)}{E(2RR_x - r(R_x + R))}}; \quad b = \beta' \sqrt[3]{\frac{3FRR_x r(1-\mu^2)}{E(2RR_x - r(R_x + R))}}. \quad (4.25)$$

Використовуючи рівняння (4.18), (4.24) та (4.25) при встановленому значенні сили  $F$  максимальні напруження стиску в центрі площини контакту визначаються за формулою [64]

$$\sigma_H = 1,5 \frac{F}{\pi ab}. \quad (4.26)$$

Враховуючи можливі реальні величини зусилля контакту  $F$  відносно величини крутного моменту, а також кутових швидкостей обертання гвинтових робочих органів його величину змінюватимемо в діапазоні  $F = 100 \dots 1000$  Н.

Приймаємо значення для сталей коефіцієнта Пуассона  $\mu = 0,3$  і модуля пружності  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа.

На рис. 4.16 представлено графічні залежності зміни величини контактних напружень  $\sigma_H$  в елементах взаємодії від умовного радіуса кривизни  $R_x$ .

Встановлено, що зростання величини  $R_x$  призводить до зменшення напружень  $\sigma_H$  на 42...47 %. Також при збільшенні сили контактної взаємодії  $F$  у 10 разів напруження  $\sigma_H$  зростають на 50...53 %.

Розглянемо другий етап роботи запобіжної муфти, при якому кульки виходять з лунок на похилі плоскі поверхні веденої півмуфти.

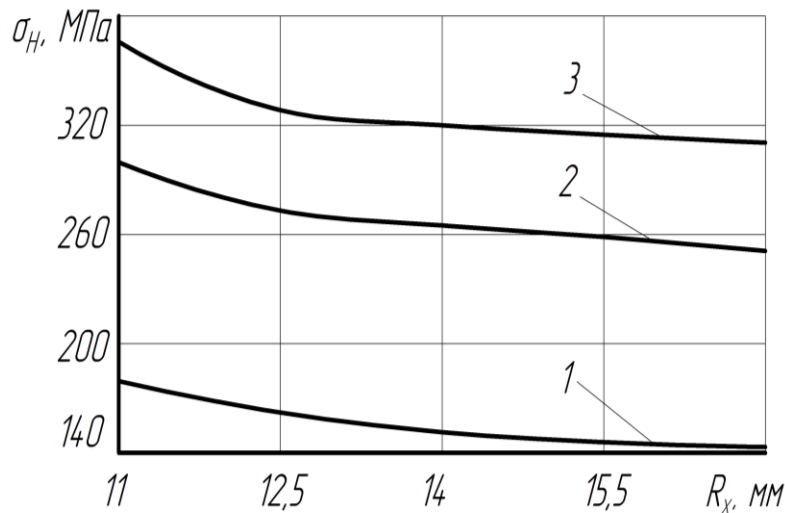


Рис. 4.16. Графічні залежності максимальних контактних напружень  $\sigma_H$  від радіуса  $R_x$ : 1 -  $F = 100$  Н; 2 -  $F = 550$  Н; 3 -  $F = 1000$  Н

Оскільки в цьому випадку площа контакту збігається в лінію, то для визначення напружень слід використовувати четверту теорію міцності [65]

$$\sigma_{еквIV} = \sqrt{\frac{1}{2} \left( (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 \right)} \leq [\sigma], \quad (4.27)$$

де  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  - головні напруження.

Виразивши  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  через максимальні напруження  $\sigma_{max}$  в центрі площини контакту, запишемо умову міцності (4.27) у вигляді

$$\sigma_H \leq \frac{1}{m} [\sigma] \leq [\sigma]_H. \quad (4.28)$$

Значення коефіцієнта  $m$  приведені в таблиці [63] в залежності від співвідношення півосей еліпсної площини контакту  $b/a$ .

Вирази для визначення півосей еліпса мають вигляд [66]

$$a = 1,397 n_a \sqrt[3]{\frac{Fr}{3E}}; \quad b = 1,397 n_b \sqrt[3]{\frac{Fr}{3E}}. \quad (4.29)$$

Значення коефіцієнтів  $n_a$  і  $n_b$  приведені в таблиці [63].

Використовуючи рівняння (4.26) та (4.29) при встановленому значенні зусилля  $F$ , визначаємо напруження стиску в центрі площини контакту.

На рис. 4.17 представлені графічні залежності максимальних контактних напружень  $\sigma_H$  в елементах взаємодії від радіуса  $r$  для різних значень сили.

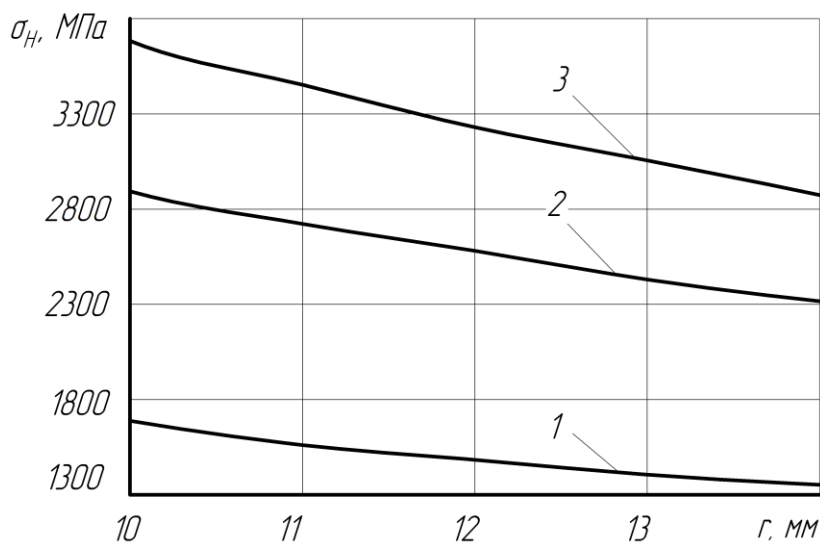


Рис. 4.17. Графічні залежності максимальних контактних напружень  $\sigma_H$  від радіуса  $r$ : 1 -  $F = 100$  Н; 2 -  $F = 550$  Н; 3 -  $F = 1000$  Н

Встановлено, що зростання величини  $r$  приводить до зменшення напружень  $\sigma_H$  на 25...38%. При збільшенні сили  $F$  у 10 разів виникає зростання напружень  $\sigma_H$  на 70,5...71,9%.

Також встановлено, що контактні напруження  $\sigma_H$  на другому етапі роботи запобіжної муфти у порівнянні з першим зросли на 80,4...85,7%. Це пояснюється тим, що площа контакту зачеплення кулька-лунка має форму еліпса, а при виході кульки з лунки площа контакту є лінійною, що спричиняє зростання напружень.

Розглянемо третій і четвертий етапи роботи запобіжної муфти, при якому кульки спочатку переміщуються по похилій робочій канавці, що спричиняє осьове відведення шнека, а далі по похилих зворотних канавках в напрямку лунок для відновлення початкового положення всієї системи. Канавка має в двох площинах криволінійну

поверхню з радіусами:  $\rho_1 = \rho'_1 = r$ ,  $\rho_2 = r$ ,  $\rho'_2 = \frac{D}{2}$ .

Отже, рівність (4.12) буде мати вигляд

$$\cos \psi = \frac{\frac{2}{r} + \frac{1}{\frac{D}{2}}}{\frac{2}{r} - \frac{1}{r} + \frac{2}{D}} = 1. \quad (4.30)$$

Площина контакту кульки і канавки буде мати вигляд круга із радіусом

$$a = \sqrt[3]{\frac{3FrD(1-\mu^2)}{E(D+2r)}}. \quad (4.31)$$

Використовуючи рівняння (4.31) при встановленому значенні зусилля  $F$  максимальні напруження стиску в центрі площини контакту визначаються за формулою (4.26).

На рис. 4.18 представлені графічні залежності максимальних контактних напружень  $\sigma_H$  в елементах взаємодії від радіуса  $r$  для різних значень сили  $F$ .

Встановлено, що зростання величини  $r$  призводить до зменшення максимальних напружень  $\sigma_H$  на 16...23 %.

При збільшенні зусилля  $F$  у 10 разів виникає зростання максимальних напружень  $\sigma_H$  лише на 53,8 %. Отже, при більшій силі взаємодії виникає повільне зменшення інтенсивності росту контактних напружень  $\sigma_H$ .

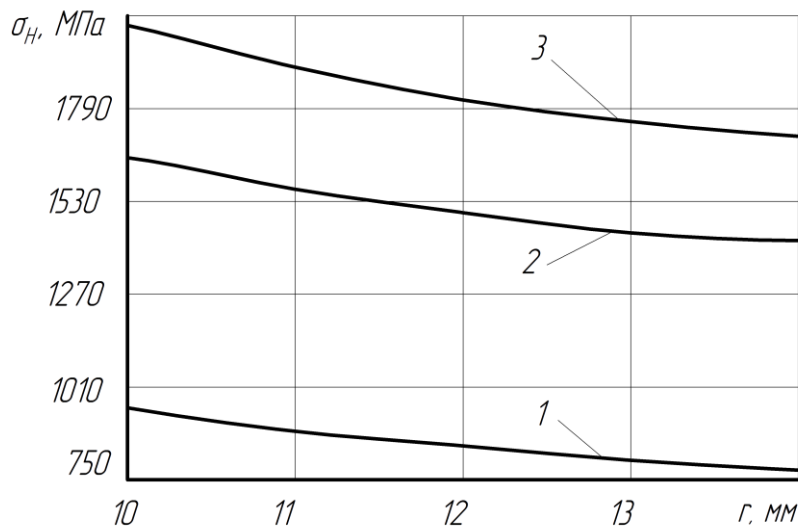


Рис. 4.18. Графічні залежності максимальних контактних напружень  $\sigma_H$  від радіуса  $r$ : 1 -  $F = 100$  Н; 2 -  $F = 550$  Н; 3 -  $F = 1000$  Н.

Також встановлено, що контактні напруження  $\sigma_H$  на третьому етапі роботи запобіжної муфти у порівнянні з другим етапом зменшилися на 40,8...42,5% за рахунок збільшення площини контакту в зачепленні кулька-канавка.



Таким чином, можна варіативним методом підібрати такі геометричні параметри торцевої поверхні веденої півмуфти запобіжної муфти, які при заданих зусиллях контакту та відповідних матеріалах дозволяють забезпечити умову, при якій максимальні напруження не перевищували б допустимі.

### 4.3. Динамічний розрахунок запобіжної муфти гвинтового конвеєра

В розділі 4.1 було розглянуто кінетостатичний розрахунок запобіжної муфти. Проте, абсолютні значення динамічних навантажень будуть відрізнятися від статичних. Цю різницю необхідно враховувати під час проектування запобіжної муфти гвинтового конвеєра [67].

Розглянемо динамічну модель гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою, яка зображена на рис. 4.19, і описується системою диференціальних рівнянь руху

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 &= T_d - c_1(\varphi_1 - \varphi_2); \\
 J_{21} \ddot{\varphi}_2 &= c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - T_m; \\
 J_{22} \ddot{\varphi}_3 &= T_m - c_2(\varphi_3 - \varphi_4); \\
 J_3 \ddot{\varphi}_4 &= c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - T_r.
 \end{aligned}
 \tag{4.32}$$

де  $T_d$  - обертовий момент приводу;  $T_m$  - обертовий момент взаємодії півмуфт;  $T_r$  - момент опору на валу робочого органу;  $c_1$  - приведена крутна жорсткість елементів приводу між двигуном і ведучою півмуфтою;  $c_2$  - приведена крутна жорсткість елементів приводу між веденою півмуфтою і валом робочого органу;  $\varphi_1$  - кут закручування валу приводу;  $\varphi_2$  - кут закручування ведучої півмуфти;  $\varphi_3$  - кут закручування веденої півмуфти;  $\varphi_4$  - кут закручування валу робочого органу;  $J_1$  - зведений момент інерції приводу;  $J_{21}$  - зведений момент інерції ведучої півмуфти;  $J_{22}$  - зведений момент інерції веденої півмуфти;  $J_3$  - зведений момент інерції валу робочого органу.

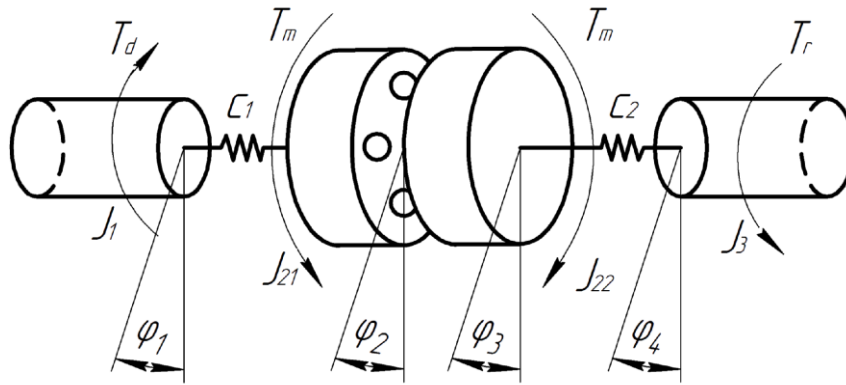


Рис. 4.19. Динамічна модель гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою

Обертний момент приводу  $T_d$  може бути записаний у формі як постійного моменту

$$T_d = T_{d0}, \quad (4.33)$$

так і лінійної характеристики електроприводу у вигляді

$$T_d = T_{d0} \left( 1 - \frac{\dot{\phi}_1}{\omega_s} \right). \quad (4.34)$$

Момент опору, прикладений до вихідної ланки - шнека  $T_r$ , можна записати у вигляді постійного моменту

$$T_r = T_{r0}, \quad (4.35)$$

або лінійно зростаючим у вигляді

$$T_r = T_{r0} + T_{r1} \frac{t}{\tau} \quad (4.36)$$

до моменту часу  $\tau$ , коли його значення призведе до повної зупинки шнека (його заклинювання).

Обертний момент взаємодії півмуфт  $T_m$  визначається багатьма параметрами муфти: геометричними розмірами півмуфти та профілем елементів зачеплення; жорсткістю та початковим натягом притискної пружини; масою рухомої, в осьовому напрямку, частини півмуфти разом із шнеком та частиною вантажу; впливом сил тертя (проте, при якісному змащенні, він достатньо малий і ним можна знехтувати).

Залежність моменту  $T_m$  від різних параметрів можна записати у вигляді суми складових - статичної, що залежить від затиснення

пружини, та інерційної, яка визначається осьовим прискоренням півмуфти. Обидві складових визначаються профілем поверхні контакту при виході кульки з лунки.

Статична складова осьової сили при взаємному зміщенні півмуфт визначається початковим натягом пружини та наступною її деформацією, за рахунок стиснення, у вигляді

$$F_s = c(\delta_0 + \lambda), \quad (4.37)$$

де  $c$  - жорсткість пружини;  $\delta_0$  - попередній натяг пружини;  $\lambda$  - поточна деформація пружини, яка рівна величині виходу кульки з лунки.

Динамічна складова осьової сили визначається як сила інерції при осьовому переміщенні рухомої півмуфти

$$F_d = m_m \ddot{\lambda}, \quad (4.38)$$

де  $m_m$  - маса веденої муфти.

Знехтувавши силами тертя, запишемо геометричні співвідношення при виході кульки з лунки для визначення поточного значення обертового моменту. Використаємо методику визначення крутного моменту згідно залежностей, наведених у розділі 4.1, формули (4.4) і (4.5), та розглянемо рис. 4.20, на якому зображено величини, які використано в розрахунках.

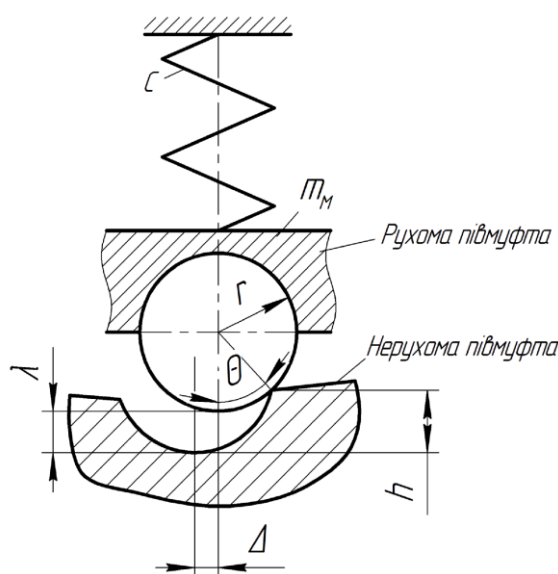


Рис. 4.20. Розрахункова схема для визначення геометричних співвідношень при виході кульки з лунки

Тангенціальне зміщення кульки розраховується

$$\Delta = \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3).$$

При цьому кулька піднімається на висоту  $\lambda$ , яка визначається із залежності

$$h - \lambda = r(1 - \cos\theta). \quad (4.39)$$

де  $\theta$  - поточний кут тиску кульки на край лунки (до центра кульки).

Після підстановок і перетворень отримаємо вираз

$$\lambda = r(\cos\theta - \cos\theta_0). \quad (4.40)$$

де  $\theta_0$  - початкове значення кута при виході кульки на край лунки (кут між вертикаллю та лінією, що з'єднує точку контакту кульки з лункою та центром кульки).

Тангенціальне зміщення кульки  $\Delta$  також визначається через кути тиску

$$\Delta = r(\sin\theta_0 - \sin\theta)$$

або

$$\frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) = r(\sin\theta_0 - \sin\theta). \quad (4.41)$$

Із системи (4.39), (4.40) і (4.41) отримуємо рівняння, що пов'язує тангенціальне переміщення (кутове зміщення) півмуфти із осьовим переміщенням рухомої півмуфти

$$(\lambda + r - h)^2 + \left[ r \sin\theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2 = r^2,$$

або

$$\lambda = h - r + \sqrt{r^2 - \left[ r \sin\theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}. \quad (4.42)$$

Поточний кут тиску кульки визначимо із (4.40), (4.41), використавши (4.42), через тангенс кута  $\theta$

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)}{\lambda + r - h} = \frac{r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)}{\sqrt{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}}. \quad (4.43)$$

Звідси момент взаємодії півмуфт визначається як тангенціальна складова сили тиску рухомої півмуфти, помноженому на радіус розташування кульок на торцевій поверхні веденої півмуфти

$$T_m = \frac{D}{2} \operatorname{tg} \theta (F_s + F_d) = \frac{D}{2} [c(\lambda_0 + \lambda) + m_4 \dot{\lambda}] \frac{r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)}{\sqrt{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}} \quad (4.44)$$

Продиференціювавши (4.44) по часу знайдемо похідні  $\dot{\lambda}$  і  $\ddot{\lambda}$

$$\begin{aligned} \dot{\lambda} &= \frac{\left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right] \frac{D}{2} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)}{\sqrt{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}}; \\ \ddot{\lambda} &= \frac{\left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right] \frac{D}{2} (\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3) - \left( \frac{D}{2} \right)^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2}{\sqrt{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}} - \\ &\quad - \frac{\left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2 \left( \frac{D}{2} \right)^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2}{\left( r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2 \right) \sqrt{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}}. \end{aligned} \quad (4.45)$$

Підставимо (4.42) і (4.45) у вираз для моменту взаємодії півмуфт (4.44) та отримано

$$\begin{aligned}
T_m = & \left\{ \frac{D}{2} \left[ c \left( \delta_0 + h - r + \sqrt{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2} \right) \right] + \right. \\
& + m_m \frac{D}{2} \left\{ \frac{\left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right] \frac{D}{2} (\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3) - \left( \frac{D}{2} \right)^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2}{\sqrt{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}} - \right. \\
& \left. \left. - \frac{\left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2 \left( \frac{D}{2} \right)^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2}{\left( r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2 \right) \sqrt{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}} \right\} \right\} \\
& \frac{r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3)}{\sqrt{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}}. \tag{4.46}
\end{aligned}$$

Як видно, залежність моменту визначається конструктивними, масовими та пружними характеристиками муфти, а також різницею кутів взаємного повороту півмуфт і їх похідними.

Розглянемо початкові умови для руху системи.

У випадку різкого заклинювання системи виникатимуть найбільші динамічні навантаження, що пов'язано із ударним механізмом роботи приводу.

У випадку м'якого заклинювання системи процес проходить повільніше і динамічні навантаження, які виникають, є відповідно, меншими.

У найгіршому випадку, при різкому заклинюванні система перетворюється у двомасову, тому що обертова маса  $J_3$  зупиняється, а кут  $\varphi_4 = 0$ .

Деформація пружних ланок у початковий момент часу визначається обертовим моментом опору  $T_r$ , що передував часу заклинювання

$$\begin{aligned}
c_1(\varphi_{10} - \varphi_{20}) &= T_r; \\
c_1(\varphi_{30} - \varphi_{40}) &= T_r; \\
\varphi_{20} &= \varphi_{30}; \\
\varphi_{40} &= 0.
\end{aligned}
\tag{4.47}$$

Третє рівняння показує, що муфта обертається як єдине ціле.

Тут індексом «0» позначено початкове значення, коли кулька повністю знаходиться у лунці.

Швидкості обертання всіх мас у початковий момент часу є однакові та рівні  $\omega_0$

$$\begin{aligned}
\dot{\varphi}_{10} &= \omega_0; \\
\dot{\varphi}_{20} &= \omega_0; \\
\dot{\varphi}_{30} &= \omega_0; \\
\dot{\varphi}_{40} &= 0.
\end{aligned}
\tag{4.48}$$

Отже, рівняння (4.32) і (4.46), разом із характеристиками приводу (4.33) чи (4.34) та опору (4.35) чи (4.36), початковими умовами (4.47) і (4.48) складають математичну модель руху системи запобіжного пристрою шнекового транспортера.

Система є занадто складною для аналітичного розв'язку, а тому застосовано методи числового інтегрування диференціальних рівнянь, що базуються на відомій методиці Рунге-Кутта.

Виконаємо заміну змінних, щоб привести систему диференціальних рівнянь другого порядку до системи диференціальних рівнянь першого порядку

$$\begin{aligned}
u &= \dot{\varphi}_1; \\
v &= \dot{\varphi}_2; \\
w &= \dot{\varphi}_3.
\end{aligned}
\tag{4.49}$$

Відповідно, після диференціювання (4.49), отримаємо

$$\begin{aligned}
\dot{u} &= \ddot{\varphi}_1; \\
\dot{v} &= \ddot{\varphi}_2; \\
\dot{w} &= \ddot{\varphi}_3.
\end{aligned}
\tag{4.50}$$

Вираз для моменту взаємодії півмуфт  $T_m$  містить значення других похідних кутів, що ускладнює застосування числового методу. Необхідно перетворити цей вираз, шляхом підстановки  $\ddot{\varphi}_2$  і  $\ddot{\varphi}_3$  із системи (4.60) у формулу (4.46), та виразити величину  $T_m$ , позбавившись у ньому значень другої похідної. Після підстановок та відповідних перетворень отримаємо остаточну формулу для визначення крутного моменту взаємодії півмуфт  $T_m$  у вигляді

$$T_m = \frac{A+B+C+D}{E}; \quad (4.51)$$

де складові виразу запишуться

$$A = \frac{m \left( \frac{D}{2} \right)^2 \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2} \left[ \frac{c_1 (\varphi_2 - \varphi_3)}{J_{21}} + \frac{c_2 (\varphi_2 - \varphi_3)}{J_{22}} \right]; \quad (4.52)$$

$$B = - \frac{m \left( \frac{D}{2} \right)^3 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]}{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}; \quad (4.53)$$

$$C = - \frac{m \left( \frac{D}{2} \right)^3 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^3}{\left\{ r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2 \right\}^2}; \quad (4.53)$$

$$D = c \frac{D}{2} \left\{ \lambda_0 + h - r + \sqrt{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2} \right\} \times \\ \times \frac{r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3)}{\sqrt{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}}; \quad (4.54)$$



$$E = 1 + \frac{m \left( \frac{D}{2} \right)^2 \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}{r^2 - \left[ r \sin \theta_0 - \frac{D}{2} (\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2} \left( \frac{J_{21} + J_{22}}{J_{21} J_{22}} \right). \quad (4.55)$$

Використовуюючи вищенаведені підстановки та заміни отримаємо кінцеву систему диференціальних рівнянь першого порядку

$$\begin{aligned} \dot{u} &= \frac{T_d - c_1(\varphi_1 - \varphi_2)}{J_1}; \\ \dot{v} &= \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - T_m}{J_{21}}; \\ \dot{w} &= \frac{T_m - c_2(\varphi_3 - \varphi_4)}{J_{22}}; \\ \dot{\varphi}_1 &= u; \\ \dot{\varphi}_2 &= v; \\ \dot{\varphi}_3 &= w. \end{aligned} \quad (4.56)$$

Початкові умови з врахуванням перетворень та замін набудуть вигляду

$$\begin{aligned} \varphi_{10} &= \frac{T_r}{c_1} + \frac{T_r}{c_2}; \\ \varphi_{20} &= \frac{T_r}{c_2}; \\ \varphi_{30} &= \frac{T_r}{c_2}; \\ u_0 &= \omega_0; \\ v_0 &= \omega_0; \\ w_0 &= \omega_0. \end{aligned} \quad (4.57)$$

Для реалізації числового розв'язку математичної моделі, що описується рівняннями (4.51) - (4.57), створено програму на мові Паскаль у середовищі візуального програмування Delphi і побудовано графічні залежності, які представлені на рис. 4.21. Момент  $T_n = c_1(\varphi_2 - \varphi_1)$  характеризує крутний момент приводу, а  $T_z = c_2\varphi_3$  - момент, який виникає в заклиненій веденій півмуфті. При проведенні досліджень

прийняті такі значення параметрів:  $J_1 = 40 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $J_{21} = 0,0157 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $J_{22} = 0,00925 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $c_1 = c_2 = 1600 \text{ Нм/рад}$ ;  $c = 10000 \text{ Н/м}$ ;  $h = 4,6 \text{ мм}$ ;  $r = 12 \text{ мм}$ ;  $D = 115 \text{ мм}$ ;  $\delta_0 = 15 \text{ мм}$ . При цьому частота обертання  $n$  змінювалась в межах 60...180 об/хв, а маса ведених ланок  $m$  - від 8 до 20 кг.

При зміні частоти обертання  $n$  від 60 до 180 об/хв обертовий момент  $T_n$  зростає на 52,3%,  $T_z$  збільшується на 59,8%, а  $T_m$  зростає на 51,9%. При збільшенні маси рухомих ланок  $m$  від 8 кг до 20 кг обертовий момент  $T_n$  зростає на 36,7%,  $T_z$  - на 15,6%, а  $T_m$  - на 34,5%.

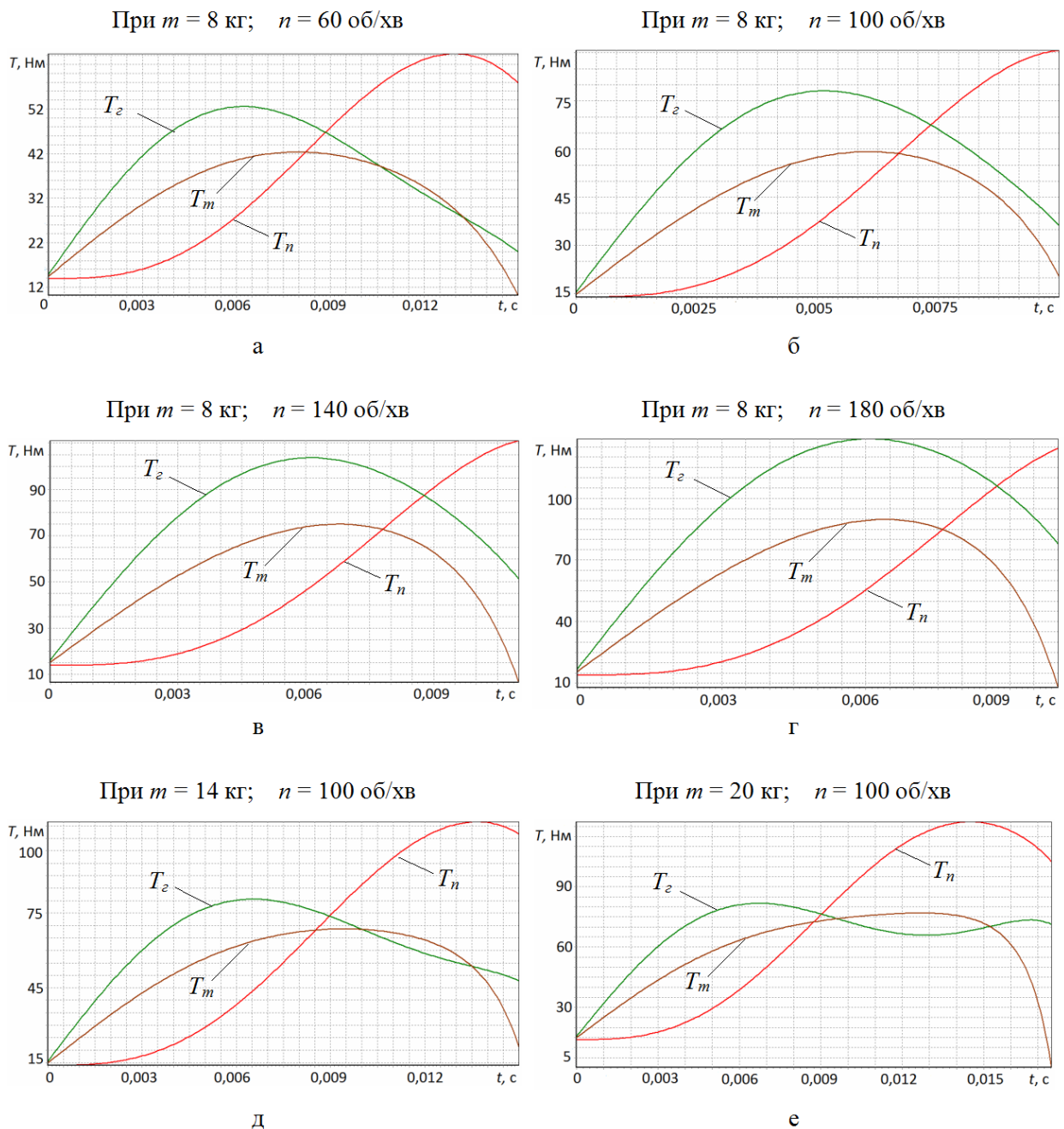


Рис. 4.21. Графічні залежності зміни величини обертового моменту при провертанні півмуфт

## РОЗДІЛ 5

### РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПАТРУБКІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

#### 5.1. Програма експериментальних досліджень

У відповідності до основних задач, які викладені у першому розділі, а також на основі проведених теоретичних розрахунків та аналізу їх результатів, розроблена програма експериментальних досліджень, згідно якої передбачалось:

- розробку технічної документації та виготовлення експериментальних моделей завантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвеєрів з можливим регулюванням домінуючих параметрів елементів конструкцій, які суттєво впливають на технологічний процес їх функціонування згідно результатів теоретичних досліджень;

- розробку та виготовлення експериментальної установки гнучкого гвинтового конвеєра для проведення досліджень процесів роботи завантажувальних патрубків;

- розробку та виготовлення лабораторних установок з проведенням експериментальних досліджень для встановлення взаємозв'язку між конструктивними та силовими параметрами елементів взаємодії активаторів та визначення величини крутних моментів, які забезпечать переміщення активаторів в сипких середовищах з різними реологічними властивостями;

- проведення експериментальних досліджень процесів роботи завантажувальних патрубків на базі експериментальної установки гнучкого гвинтового конвеєра з використанням математичного планування багатofакторного експерименту;

- проведення виробничих випробувань гнучких гвинтових конвеєрів з розробленими конструкціями завантажувальних патрубків в реальних умовах експлуатації;

- розробка методики та проведення експериментальних досліджень з визначення характеру тягового зусилля завантажувальної магістралі.

## 5.2. Лабораторні установки та результати досліджень силових параметрів завантажувальних патрубоків

З метою забезпечення самозавантаження сипких матеріалів, а також переміщення технологічної магістралі по мірі їх вибирання, розроблені конструкції завантажувальних патрубоків гнучких гвинтових конвеєрів із активізацією процесу забору матеріалу [68-71].

На рис. 5.1 представлено варіанти виконання завантажувальних патрубоків. Патрубок з кулачковим механізмом повороту активаторів (рис. 5.1а) містить гвинтову спіраль 2, яка розміщена в обмежувачі 3 з просівними вікнами, що переходить в еластичний кожух 1. Вихідний вал 4 спіралі через кулачковий механізм повороту 6 пов'язаний активаторами 5, які розташовані над зовнішньою поверхнею обмежувача. По боках, на одній осі із активаторами в нижній частині патрубка встановлені опорні ролики 10.

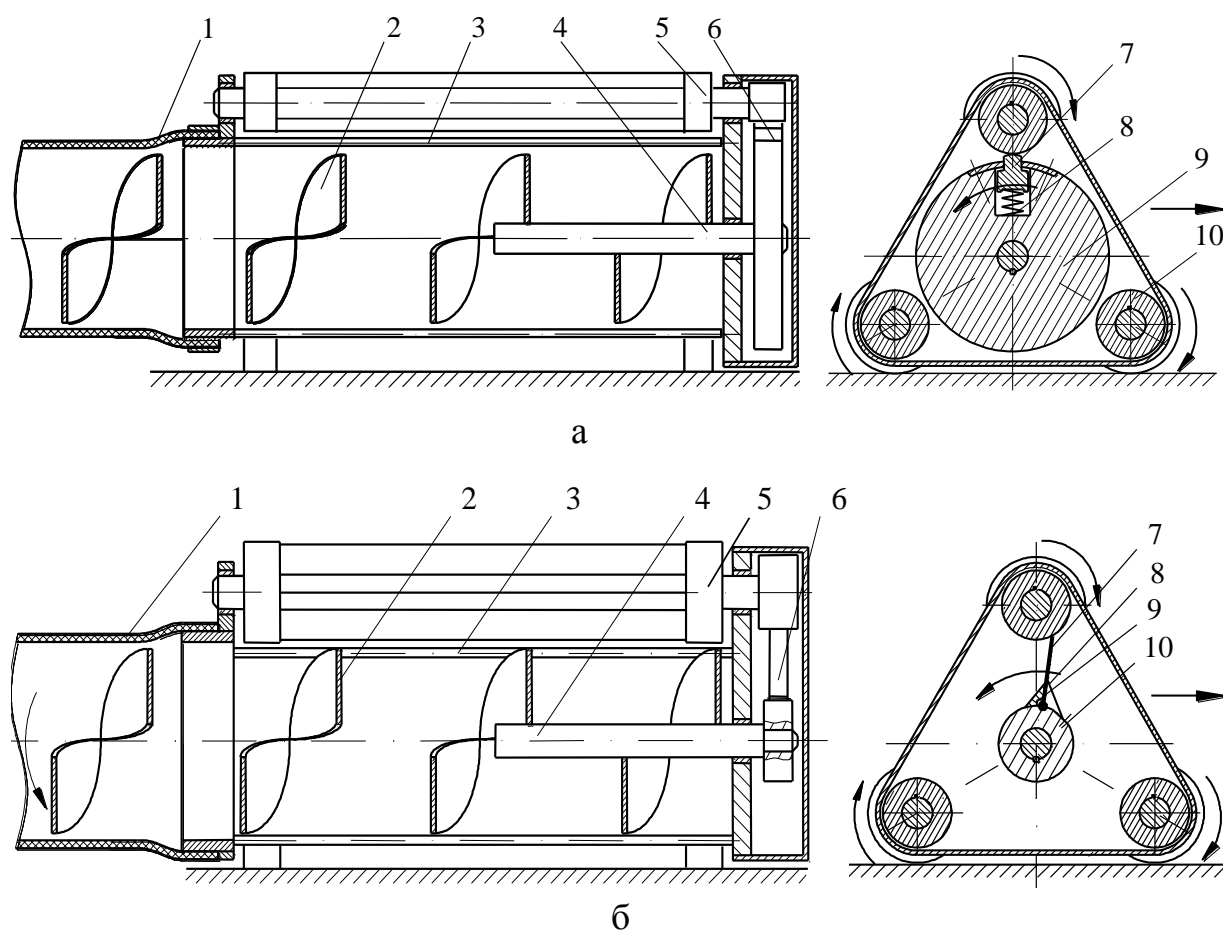


Рис. 5.1. Конструктивні схеми завантажувальних патрубоків:  
а - з кулачковим механізмом повороту активаторів;  
б - шарнірно-важільним механізмом повороту активаторів

Кулачковий механізм повороту виконаний у вигляді радіально розташованого кулачка 7 в центральному диску 9 і підтиснутого пружиною 8 в сторону активаторів.

В процесі роботи рух з вихідного валу спіралі через кулачковий механізм повороту передається на активатори, які, обертаючись, збуджують зовнішнє середовище. Сипкий матеріал спрямовується елементами активаторів через просівні вікна обмежувача на гвинтову спіраль, яка транспортує його в зону вивантаження.

Завантажувальний патрубок гнучкого гвинтового конвеєра із шарнірно-важільним механізмом повороту активаторів зображений на рис. 5.1б. Компоновка кожуха 1, гвинтової спіралі 2, обмежувача 3 з просівними вікнами, вихідного валу 4 спіралі і активаторів 5 виконана аналогічно до попередньо розглянутого варіанту. Шарнірно-важільний механізм повороту активаторів 6 має таке конструктивне виконання. На вихідному валу гвинтової спіралі встановлений центральний диск 10, до якого шарнірно закріплений жорсткий важіль 7, що періодично взаємодіє з активаторами і підтиснутий плоскою, консольно закріпленою, пружиною 8 в сторону демпфуючого обмежувача 9 кута повороту важеля, який розташований на поверхні диска.

В процесі роботи важіль періодично взаємодіє з активаторами, що призводить до їх провертання. Це супроводжується деформацією консольної пружини, геометричні розміри якої, а також плече в значній мірі визначають величину крутного моменту на активаторі.

Загальний вигляд завантажувального патрубку з кулачковим механізмом повороту активаторів та спосіб навантаження шнека патрубку тарувальним важелем відповідно зображено на рис. 5.2.



а



б

Рис. 5.2. Загальний вигляд завантажувального патрубку - а та б – спосіб навантаження шнека патрубку тарувальним важелем

З метою встановлення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами механізмів повороту активаторів завантажувальних патрубків шарнірно-важільним механізмом повороту активаторів, а також для перевірки адекватності теоретичних розрахунків, які викладені в розділі 2 розроблена лабораторно-експериментальна установка, схема якої зображена на рис. 5.3.

Установка містить основу 1, в якій закріплена вертикально розташована плита 2. В плиті, на осях, встановлено центральний диск 3 і активатор 4. Для зменшення впливу сил тертя при проведенні досліджень центральний диск і активатор вільно розташовані на антифрикційних втулках (або підшипниках), які закріплені на осях. До центрального диску кріпиться тарувальний важіль 6, на вільному кінці якого встановлені мірні вантажі 5. Центральний диск взаємодіє з активатором через шарнірно закріплений до диска шарнірний важіль 7, який підтиснутий плоскою пружною пластиною 8.

Для визначення кута повертання центрального диска при його дискретному навантаженні тарувальними вантажами на диску закріплена стрілка 9, а навколо диска розташована кутова шкала 10.

В іншому варіанті центральний диск взаємодіє з активатором за допомогою пружного кулачкового механізму (рис.5.2б).

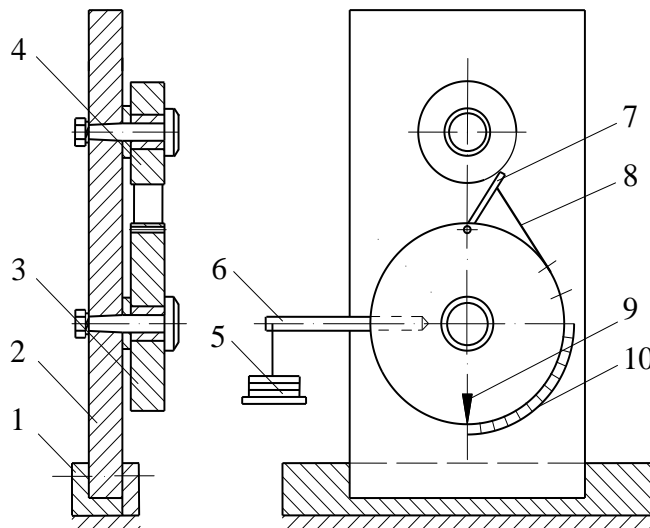


Рис. 5.3. Схема лабораторної установки для визначення конструктивно-силових параметрів механізмів повороту активатора

Методика проведення експериментальних досліджень була наступною [72]. Попередньо вибирались конструктивні параметри центрального диска, активатора, шарнірного важеля та пружної

консольної пружини, які б відповідали їх реальним значенням при компонуванні патрубка. Далі підводили важіль до взаємодії з активатором таким чином щоб точка їх взаємодії, точка кріплення шарнірного важеля з центральним диском і центр диска знаходились на одній лінії. В такому положенні закріплювали тарувальний важіль, а стрілку на центральному диску встановлювали в нульове положення.

Далі мірними вантажами навантажували тарувальний важіль, що призводило до повертання центрального диска, шарнірного важеля і відповідно до деформації пружної пластини. Дискретний кут повертання центрального диска визначали за допомогою шкали від дії відповідного крутного моменту. Необхідно зазначити, що плече дії крутного моменту в процесі повертання центрального диска постійно змінювалось на певний кут від дії мірного вантажу, що необхідно врахувати при визначенні крутного моменту.

Навантаження тарувального важеля здійснювали до повного виходу з контакту шарнірного важеля і активатора. Далі будували графічну залежність крутного моменту на центральному диску, як функцію його кута повертання.

Для співставлення адекватності теоретичних розрахунків з результатами експерименту в аналітичні залежності (розділ 2) для визначення крутного моменту підставляли конкретні значення параметрів елементів завантажувального патрубку, які застосовувались при експериментальних дослідженнях. Побудовою відповідних графічних залежностей визначали розбіжність між даними результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

Для кулачкового механізму взаємодії центрального диску з активатором експериментальні дослідження проводили як на розробленій установці, так і безпосередньо на завантажувальному патрубку (рис. 5.2б) за вище наведеною методикою.

На рис. 5.4, для кулачкового механізму повороту активатора, представлено порівняльні теоретичні та експериментальні залежності зміни максимального крутного моменту  $T_{max}$  від жорсткості пружини  $C$  при вільному  $T_{в.а}$  та заклиненому  $T_{з.а}$  положенні активатора.

З аналізу отриманих даних встановлено, що максимальна похибка між результатами теоретичних і експериментальних залежностей становить 16,9%.

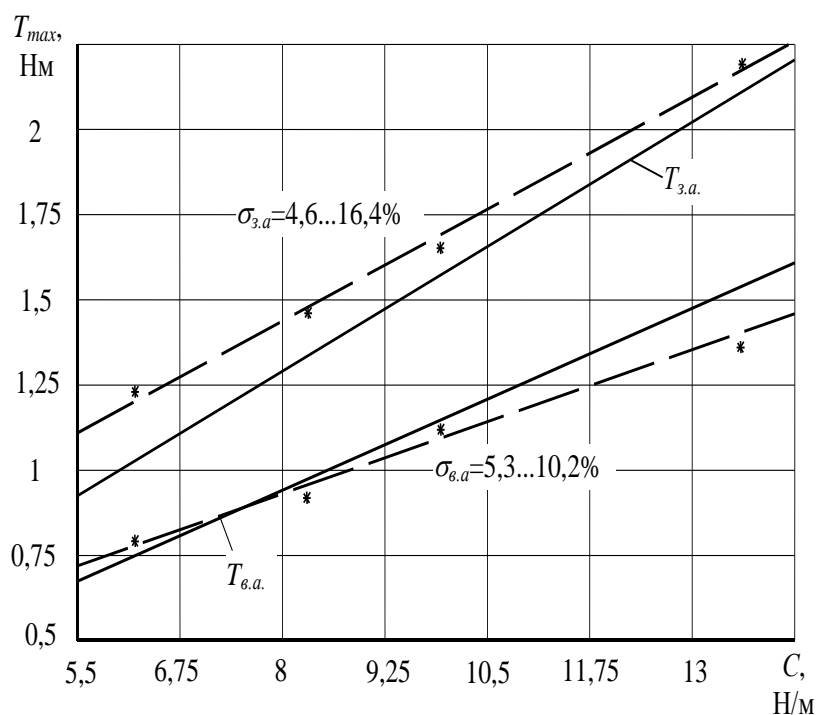


Рис. 5.4. Результати теоретичних (суцільні лінії) і експериментальних (штрихові лінії) досліджень з визначення  $T_{max} = f(C)$  для кулачкового механізму повороту активатора

При проведенні експериментів досліди здійснювали у десятикратній повторюваності.

Коефіцієнт варіації від серії проведених експериментів при визначенні максимального крутного моменту  $T_{max}$  при вільному  $T_{v.a}$  положенні активатора знаходився в межах 4,6...16,4%, а для заклиненого  $T_{z.a}$  – 5,3...10,2%.

На рис. 5.5, для шарнірно-важільного механізму повороту активатора, представлено порівняльні теоретичні та експериментальні графічні залежності зміни величини крутного моменту  $T_{max}$  від кута повороту диска  $\varphi$  при вільному  $T_{v.a}$  та заклиненому  $T_{z.a}$  положенні активатора.

З проведеного аналізу отриманих залежностей встановлено, що максимальна похибка між результатами теоретичних і експериментальних значень при визначенні крутного моменту  $T_{max}$  становить 14,8%.

Коефіцієнт варіації від серії проведених експериментів при визначенні максимального крутного моменту  $T_{max}$  при вільному  $T_{v.a}$  положенні активатора знаходився в межах 6,4...12,3%, а для заклиненого  $T_{z.a}$  – 5,2...14,8%.



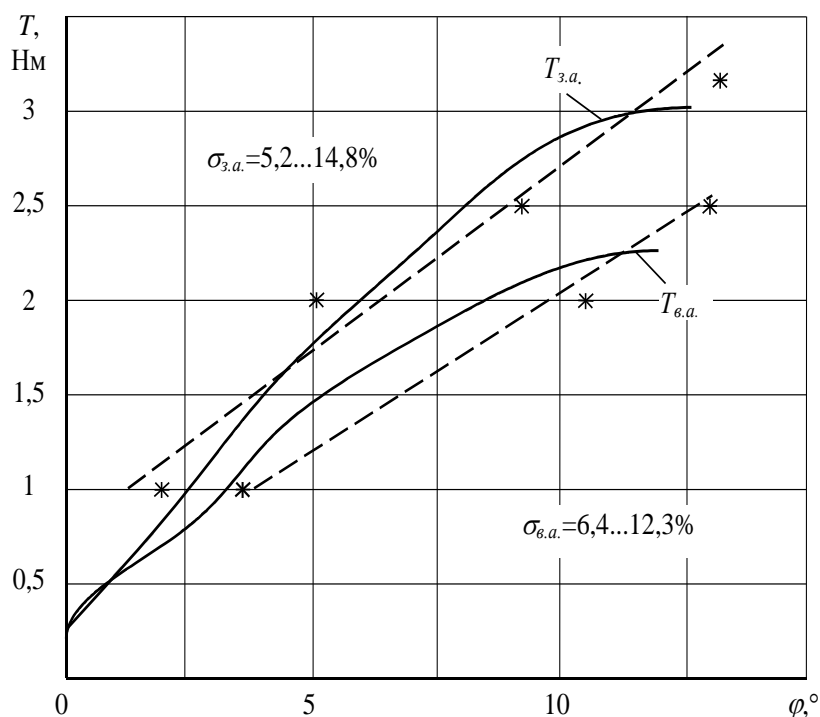


Рис. 5.5. Результати теоретичних (суцільні лінії) і експериментальних (штрихові лінії) досліджень з визначення  $T_{max} = f(\varphi)$  для шарнірно-важільного механізму повороту активатора

Такі величини розбіжностей між результатами теоретичних і експериментальних досліджень дозволяють стверджувати, що теоретичні залежності можна застосовувати для інженерних розрахунків параметрів механізмів повороту активаторів завантажувальних патрубків.

### 5.3. Експериментальна установка гнучкого гвинтового конвеєра із завантажувальним патрубком та результати проведення багатofакторного експерименту

Для проведення експериментальних досліджень розроблених конструкцій завантажувальних патрубків в реальних умовах експлуатації розроблена та виготовлена експериментальна установка гнучкого гвинтового конвеєра, конструктивно-кінематична схема та загальний вигляд якої зображено на рис. 5.6. Вона виконана у вигляді основи 4, на якій закріплений перевантажувальний патрубок 5, вали якого приводяться в обертний рух за допомогою проміжного валу та електродвигуна. Детальний опис конструкції перевантажувального патрубка наведено в наступному розділі. Перевантажувальний

патрубок забезпечує переведення сипкого матеріалу із завантажувальної магістралі 3 на вивантажувальну 6. На вільному кінці завантажувальної магістралі встановлюються розроблені конструкції завантажувальних патрубків 2, які безпосередньо взаємодіють з купою сипкого матеріалу 1.

Для проведення експериментальних досліджень був виготовлений експериментальний зразок самозавантажувального патрубка з кулачковим механізмом повороту активаторів з набором пружин різної жорсткості: 6,2; 8,3; 9,92; 13,6 Н/мм. Кулачок і активатор були виготовлені сталевими і відповідно коефіцієнт тертя між ними становив  $f = 0,17$ .

Метою експериментальних досліджень було встановлення впливу вищевказаних керованих параметрів на продуктивність конвеєра, яка визначається об'ємом матеріалу, що захоплюється завантажувальним патрубком в одиницю часу.

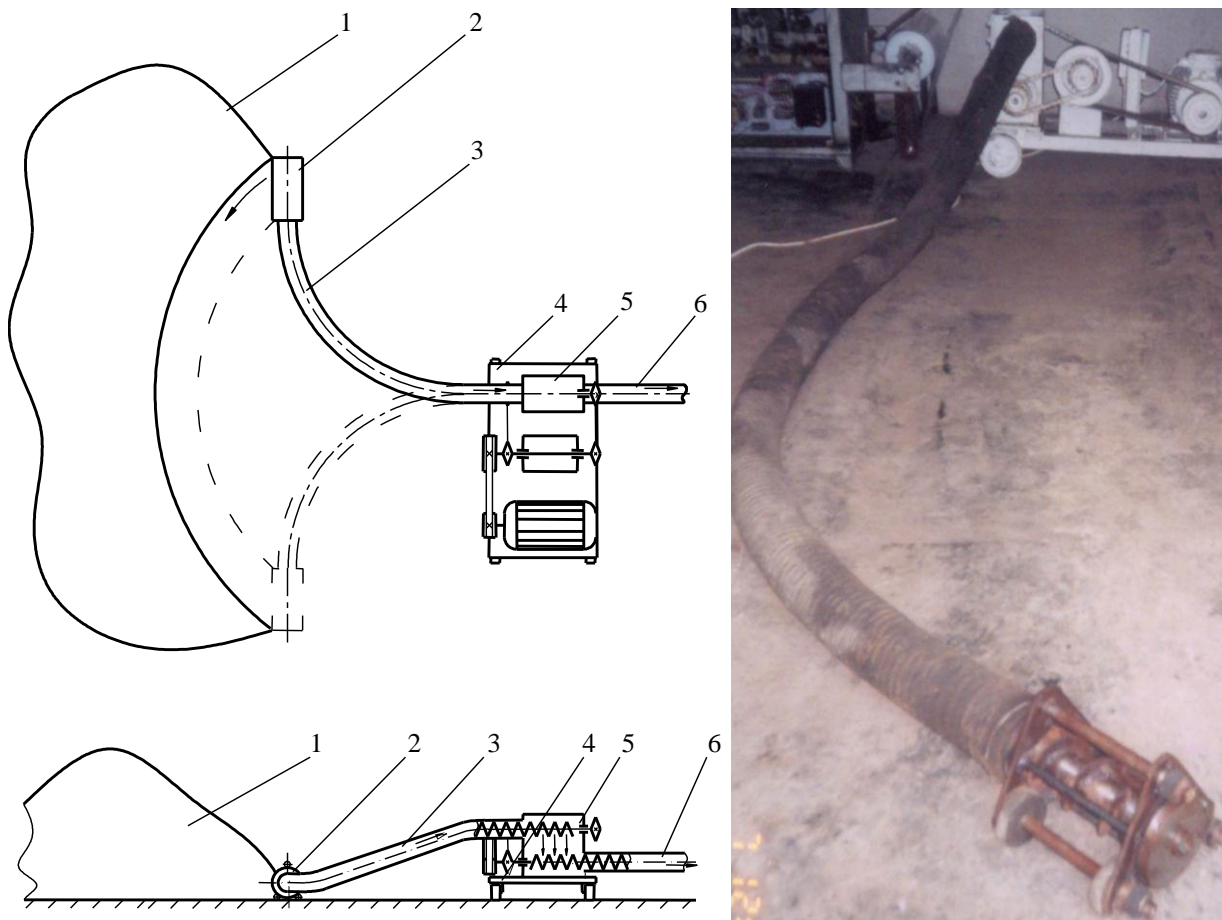


Рис. 5.6. Конструктивно-кінематична схема та загальний вигляд експериментальної установки гнучкого гвинтового конвеєра із завантажувальним патрубком

Відбір проб при проведенні експериментальних досліджень відбувався наступним чином. При заданих параметрах завантажувальним патрубком здійснювалось захоплення сипкого матеріалу, який робочою спіраллю транспортувався в зону вивантаження. При встановленому режимі роботи конвеєра в зоні вивантаження відбувається відбирання матеріалу в мірну тару, який в подальшому зважувався.

Відбирання сипкого матеріалу здійснювалось на протязі 5 сек, а далі продуктивність конвеєра перераховували в т/год.

Кожен новий дослід починався при підведеному патрубку до купи матеріалу в горизонтальному положенні, причому опорні диски розташовуються на основі площадки.

В якості сипкого матеріалу застосовували ячмінь.

Таким чином, величиною, яка оптимізується є годинна продуктивність конвеєра  $Q$  (або  $Y$ ).

Факторами, які змінювались були:

$X_1$  – частота обертання гвинтової спіралі:  $n$ , об/хв;

$X_2$  – величина перекриття пружного кулачка з опорними дисками:  $\delta$ , мм;

$X_3$  – зусилля пружини, яке в початковому положенні підтискає кулачок:  $F$ , Н.

Дискретна зміна частоти обертання робочого органу досягалась підбором діаметрів шківів пасової передачі та кількості зубів зірочок ланцюгової передачі між валом двигуна і валом приводу спіралі завантажувальної магістралі.

Величина перекриття пружного кулачка з опорними дисками виставлялась обмежувальною пластиною.

Зусилля пружини, яка в початковому положенні підтискає кулачок в сторону опорних дисків регулювалась шляхом виготовлення пружин різної жорсткості  $C$  і її попереднім натягом  $\Delta_0$ . Відповідно зусилля пружини в початковому положенні визначали за формулою  $F = C \cdot \Delta_0$ .

Значення факторів в натуральних величинах, центр експерименту  $X_0$  та інтервали варіювання  $\Delta X_i$  наведено в таблиці 5.1. Дослідження проводились при одночасній зміні всіх факторів за планом багатофакторного експерименту ПФЕ-2<sup>3</sup>.

## План багатофакторного експерименту

Рівні факторів	Частота обертання спіралі $n$ , об/хв	Величина перекриття кулачка з диском, $\delta$ , мм	Початкове зусилля деформації пружини, $F$ , Н
Основний рівень	500	3	30
Інтервал вимірювання	100	1	20
Верхній рівень	600	4	50
Нижній рівень	400	2	10

При проведенні багатофакторного експерименту застосовували відомі методики [5; 6].

В натуральних координатах рівняння регресії прийме вигляд

$$Y = -5,69 + 0,0163n + 0,43\delta + 0,031F. \quad (5.1)$$

Необхідно зазначити, що дане рівняння справедливе лише для вищезазначеної зони зміни параметрів. При подальшому зростанні величин  $\delta$  і  $F$  спостерігався надто активний поступальний рух завантажувального патрубку, який призводив до його накочування на сипкий матеріал і відповідно різкого зменшення коефіцієнту завантаження технологічної магістралі конвеєра та його продуктивності.

З аналізу рівняння регресії можна зробити висновок, що найбільш суттєвий вплив на зростання продуктивності конвеєра має частота обертання  $n$  робочої спіралі. Збільшення величин  $\delta$  і  $F$  також призводить до підвищення продуктивності процесу завантаження сипким матеріалом гнучкого кожуха, однак їх вплив в даному діапазоні зміни параметрів є вдвічі меншим.

Необхідно відзначити, що абсолютні значення величин  $\delta$  і  $F$  бажано вибирати якомога меншими (враховуючи необхідну продуктивність конвеєра), оскільки зростання величин даних параметрів призводить до підвищення величини крутного моменту на гвинтовому робочому органі та відповідно енерговитрат на процес транспортування.

#### 5.4. Методика проведення та результати експериментальних досліджень з визначення характеру та величини тягового зусилля завантажувальної магістралі

Метою даних експериментальних досліджень було встановлення функціональної залежності між тяговим зусиллям  $P$  на завантажувальному патрубку та величиною його поперечного переміщення разом із технологічною магістраллю  $l$ .

Такі дослідження необхідні для того, щоб визначити величину крутного моменту на опорних роликах, який би забезпечив гарантоване переміщення завантажувальним патрубком технологічної магістралі. Для цього була вибрана плоска поверхня, на якій нанесена координатна сітка, по площині котрої від тягового зусилля зміщується завантажувальний патрубок разом із технологічною магістраллю.

Попередньо гнучку магістраль конвеєра разом із завантажувальним патрубком виставляли в лінію навпроти осі ординат (тобто переміщення завантажувального патрубка в напрямку осі абсцис рівне 0). Далі, до завантажувального патрубка, через гнучкий елемент, приєднують тарувальну вагу, що фіксує зусилля, яке необхідне для переміщення технологічної магістралі.

В процесі дослідження першочергово визначали зусилля зриву патрубка разом із гнучким кожухом, а також зусилля переміщення до заданих значень поперечного положення, як при безперервному так і при дискретному переміщенні.

Початкове положення технологічної магістралі, а також її переміщення від тягового зусилля відповідно зображено на рис. 5.7а,б.



Рис. 5.7. Загальний вигляд технологічної магістралі  
а – початкове положення технологічної магістралі;  
б – переміщення технологічної магістралі від тягового зусилля

Результати експериментальних досліджень представлено на рис. 5.8 у вигляді графічних залежностей величини поперечного переміщення  $l$  технологічної магістралі довжиною 4м від тягового зусилля  $P$ .

Аналізуючи дані залежності можна встановити, що зусилля зриву магістралі  $P_{зр}^0$ ;  $P_{зр}^1$ ;  $P_{зр}^2$  із статичного положення при розміщенні завантажувального патрубка в позиціях, які відповідають  $l = 0$ ; 1; 2м, в два рази перевищують зусилля руху  $P_p^0$ ;  $P_p^1$ ;  $P_p^2$  у даних положеннях.

Зусилля переміщення магістралі без зупинки від початкового положення до положення, яке відповідає  $l = 3$ м на 13% перевищує зусилля переміщення магістралі до аналогічного положення при дискретних зупинках магістралі.

Дані залежності дозволяють зробити наступні висновки. Початковий підбір конструктивно-силових параметрів елементів взаємодії завантажувального патрубка необхідно здійснювати виходячи із зусилля зриву магістралі  $P_{зр}$  при врахуванні крайніх положень зони забору матеріалу. При цьому крутний момент на активаторі визначається за залежністю  $T = P \cdot r_o$ , де  $r_o$  – радіус опор активатора, які пересуваються по робочій поверхні.

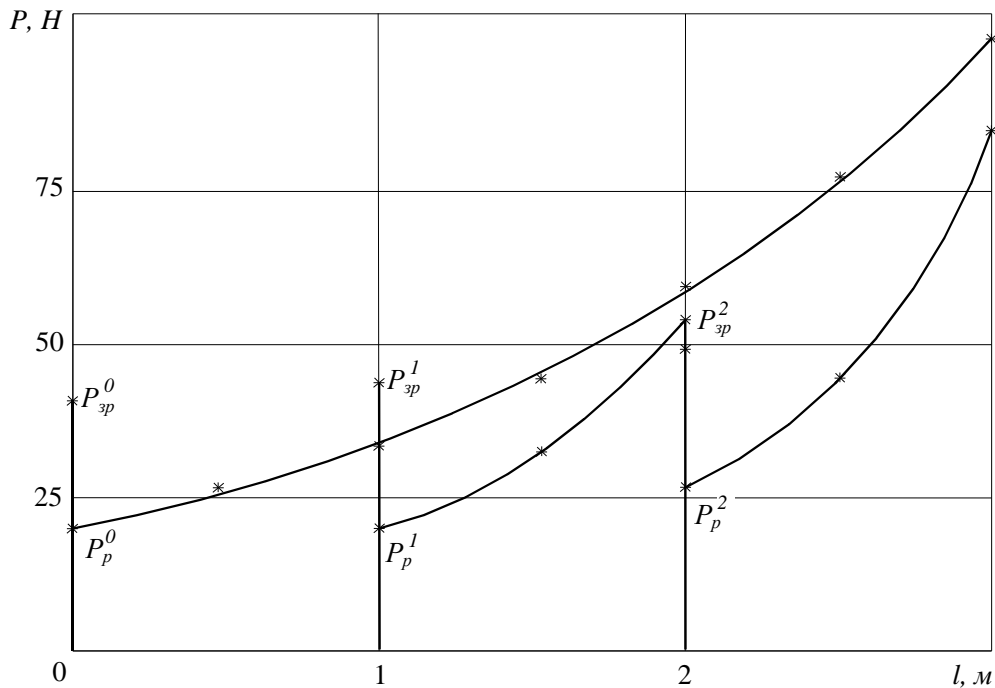


Рис. 5.8. Залежності тягового зусилля  $P$  завантажувального патрубка від величини поперечного переміщення  $l$

## 5.5. Методика та результати експериментальних досліджень режиму роботи активатора в сипкому середовищі

Процес забору матеріалу при самозавантаженні патрубком технологічної магістралі забезпечується активаторами, які періодично повертаються в матеріалі та направляють його на спіраль шнека.

Для проведення експериментальних досліджень, в якості активатора вибраний бітерний вал з чотирма рівномірно розташованими по колу радіальними лопатками.

Метою експериментальних досліджень було встановлення величини крутного моменту на активаторі, який забезпечує його прокручування у сипкому середовищі, що сприяє ефективному завантаженню магістралі технологічним матеріалом.

Методика проведення експериментальних досліджень є наступною. В корпус завантажувального патрубка встановлюється бітерний вал активатора, який повинен бути максимально наближеним до основи стола з метою його повного покриття сипким матеріалом.

Загальний вигляд розташування на столі активного бітерного валу в корпусі завантажувального патрубка зображено на рис. 5.9.



Рис. 5.9. Загальний вигляд розташування на столі активного бітерного валу в корпусі завантажувального патрубка

Бітерний вал в стані вільного обертання повністю засипається сипким матеріалом (рис. 5.10), причому висота та ширина стовпа матеріалу є постійною для різних матеріалів, для яких проводиться дослідження. Це необхідно для того щоб забезпечити однакові умови роботи бітерного валу при його прокручуванні в сипких середовищах і отримати відносну оцінку його впливу на величину крутного моменту.

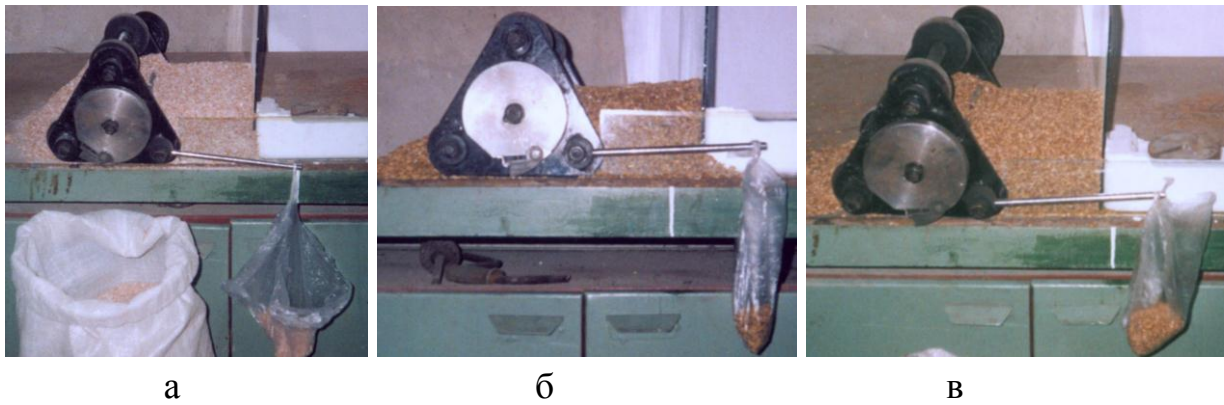


Рис. 5.10. Загальний вигляд проведення експерименту при визначенні крутного моменту для зрушення сипкого середовища:  
а – висівки; б – ячмінь; в – пшениця

Висота стовпа матеріалу становила  $H_m = 110$  мм, а ширина  $B_m = 150$  мм. Конструктивні параметри активного бітерного валу були такими: довжина лопатки  $l_l = 180$  мм, висота -  $h_l = 10$  мм, кількість лопаток 4. Далі вставляється тарувальний важіль до якого кріпиться поліетиленовий пакет, в який насипається сипкий матеріал до моменту провертання важеля, що характеризує зрушення лопаток активатора.

Це необхідно для точного визначення величини крутного моменту початку руху патрубка. Після цього зважується матеріал в пакеті, а також враховується маса важеля та відповідні плечі.

За результатами експериментальних досліджень побудована гістограма максимального крутного моменту, при якому відбувається зрушення матеріалу лопатками бітера (рис. 5.11).

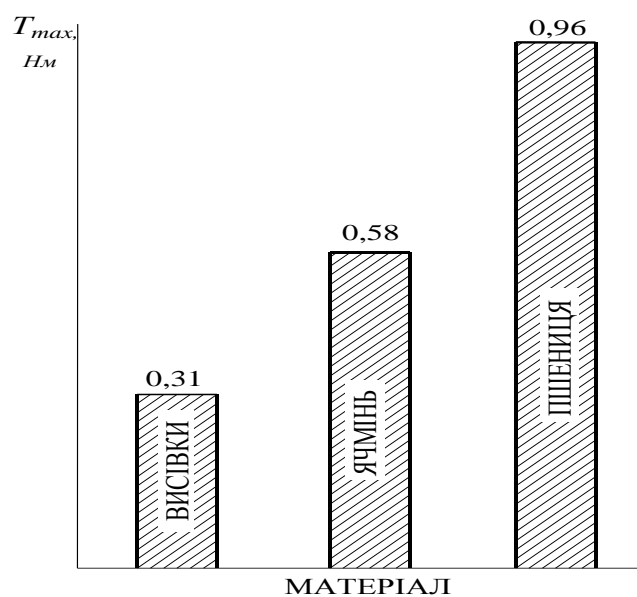


Рис. 5.11. Гістограма максимального крутного моменту, при якому відбувається зрушення матеріалу лопатками бітерного валу



## РОЗДІЛ 6

### РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПАТРУБКА

#### 6.1. Програма експериментальних досліджень

На основі теоретичних досліджень, які викладені в розділі 3 та розроблена програма проведення експериментальних досліджень згідно якої передбачалось:

- розробка технічної документації та виготовлення експериментальної установки перевантажувального патрубка гвинтового конвеєра з горизонтальним розташуванням робочих органів;

- розробка та виготовлення різних типів конструкцій робочих органів перевантажувального патрубка на основі гвинтових спіралей шнеків та похилих плоских секційних пластин;

- розробка методик проведення експериментальних досліджень для визначення раціональних параметрів та режимів роботи технологічних органів перевантажувального патрубка;

- визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів елементів перевантажувального патрубка на продуктивність транспортування матеріалів;

- встановлення впливу „мертвих зон” в направляючих кожухах перевантажувального патрубка на переміщення матеріалу в залежності від кінематичних параметрів робочих органів;

- визначення енерговитрат на процес транспортування сипких матеріалів розробленим перевантажувальним патрубком у порівнянні з традиційними;

- проведення експериментальних досліджень з визначення впливу конструктивних і технологічних параметрів розроблених гвинтових робочих органів на ступінь пошкодження зернового матеріалу при його переміщенні у різних зонах перевантажувального патрубка;

- проведення виробничих випробувань гнучкого гвинтового конвеєра на базі розробленого перевантажувального патрубка, в різних варіантах його виконання.

## 6.2. Експериментальна установка та конструкції робочих органів перевантажувального патрубка

Для проведення експериментальних досліджень застосовувалась спеціально виготовлена установка на базі розробленого перевантажувального патрубка гвинтового конвеєра, на якій визначались функціональні та експлуатаційні параметри перевантажувального патрубка з його різними конструктивними виконаннями та типорозмірами гвинтових робочих органів, їх взаємного розташування та положення корпусу патрубка [73].

Перевантажувальний патрубок експериментальної установки гвинтового конвеєра (рис. 6.1) [74] містить завантажувальну і розвантажувальну магістралі, виконані у вигляді кожухів 7 і 4 та паралельно встановлених у них завантажувальної 8 та вивантажувальної 5 робочих спіралей шнеків.

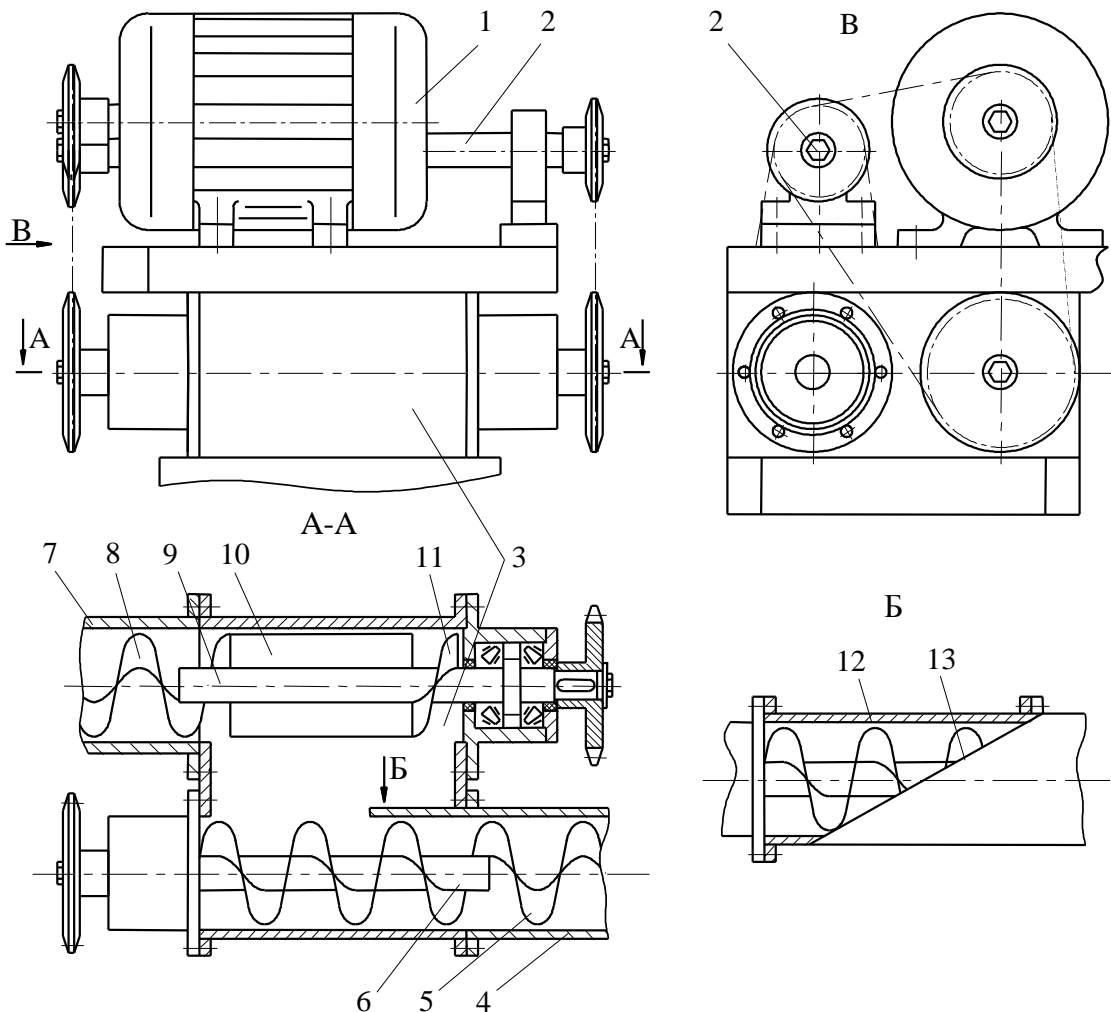


Рис. 6.1. Перевантажувальний патрубок гвинтового конвеєра

Спіралі шнеків відповідно закріплені на приводних валах 9 і 6, які розташовані у патрубку 3. Проміжний вал 2 встановлений паралельно до приводних валів та закріплений на патрубку.

Приводні та проміжний вали за межами перевантажувального патрубка кінематично з'єднані з валом електродвигуна 1. Приводні вали розташовані у горизонтальній площині, причому на валу 9 закріплені радіальні плоскі пластини 10, а з іншої сторони встановлено сектор спіралі шнека 11, напрямок навивання якої є протилежним до робочої завантажувальної спіралі шнека 8. Вивантажувальна спіраль шнека 5 у перевантажувальному патрубку встановлена у напрямній циліндричній трубі 12, в якій зі сторони радіальних плоских пластин виконано клиноподібний виріз 13.

В процесі роботи кінематично з'єднані приводні вали, проміжний вал та вал електродвигуна забезпечують обертання робочих спіралей шнеків. При подачі сипкого матеріалу спіраль 8 переміщує його у кожуху в сторону перевантажувального патрубка. Оскільки, приводні вали розташовані у горизонтальній площині, то передача матеріалу на вивантажувальну магістраль здійснюється радіальними плоскими пластинами. Для виключення забивання завантажувальної магістралі на валу 9 встановлено сектор спіралі шнека з оберненим напрямком навивання до основної 8. Це забезпечує зведення всієї маси сипкого матеріалу на радіальні плоскі пластини. Далі сипкий матеріал попадається на розвантажувальну робочу спіраль шнека, яка затягуючи його в клиноподібний виріз труб, переміщає по кожуху в зону вивантаження. Наявність клиноподібного вирізу забезпечує поступовий вхід матеріалу в циліндричну трубу, яка переходить в кожух 4, що сприяє зменшенню пошкодження сипкого матеріалу.

Розташуванням валів у горизонтальній площині із застосуванням радіальних пластин та напрямної циліндричної труби з клиноподібним вирізом забезпечується передача сипкого матеріалу із завантажувальної магістралі на вивантажувальну в горизонтальній площині, що сприяє підвищенню надійності роботи конвеєра при загальному зниженні енерговитрат.

Загальний вигляд експериментальної установки перевантажувального патрубка зображено на рис. 6.2.



а



б

Рис. 6.2. Експериментальна установка перевантажувального патрубку:  
а - патрубок в горизонтальному положенні;  
б - патрубок в похилому положенні

Також, розроблено три типи робочих органів для переведення сипкого матеріалу в перевантажувальному патрубку, загальний вигляд яких зображено на рис. 6.3.



а



б



в

Рис. 6.3. Загальний вигляд гвинтових робочих органів перевантажувального патрубку: а - комбінований шнек з бітером; б - суцільний шнек;  
в - вал з похилими плоскими лопатками

В першому випадку, робочий орган виконаний у вигляді комбінації гвинтової спіралі шнека, яка однією стороною закріплена на валу і переходить в плоскі радіальні пластини, що розташовані діаметрально.

Для уникнення подачі сипкого матеріалу в сторону розташування опор вала, за радіальними пластинами закріплена секція спіралі шнека з протилежним напрямком навивання. При цьому, вивантажувальний робочий орган виконаний із суцільної спіралі.

Даний варіант виконання гвинтового робочого органу в компонуванні з перевантажувальним патрубком зображено на рис. 6.1 і описано процес його роботи.

Для уніфікації робочих органів, які безпосередньо розташовані в перевантажувальному патрубку з шнековими робочими органами, що встановлені в направляючих кожухах жорстких гвинтових конвеєрів, доцільно провести експериментальні дослідження для суцільних шнеків з визначенням їх раціональних конструктивних і кінематичних параметрів. Такий робочий орган зображено на рис. 6.3б.

В останній час ведуться активні пошукові дослідження гвинтових робочих органів, виконаних на основі шарнірно з'єднаних окремих секцій для гнучких гвинтових конвеєрів [46, 75], які забезпечують переміщення сипких вантажів по криволінійних технологічних магістралях. При цьому, проблемним і технологічно складним є виготовлення окремих секцій гвинтових спіралей, довжина яких повинна становити 1,2...2 кроку шнека.

Як показала практика, виготовлення такої гвинтової секції може здійснюватися за 4...5 технологічних операції (навивання спіралі в пакет; калібрування спіралі; розрізання на окремі секції; обробка торцевих поверхонь; проточування бокових поверхонь).

Для вирішення цієї проблеми розроблений новий тип робочого органу [76], який виконаний на основі валу, на поверхні якого секційно закріплені похилі плоскі лопатки.

При цьому, необхідно здійснити порівняльні експериментальні дослідження для вибору раціональної конструкції з відповідними конструктивними та кінематичними параметрами, яка забезпечить якісне виконання технологічного процесу при різних умовах експлуатації.

### 6.3. Методики проведення експериментальних досліджень для визначення раціональних параметрів і режимів роботи технологічних органів перевантажувального патрубку

При співвісному розташуванні технологічних магістралей, як показали попередні експериментальні дослідження, можливе виникнення скупчення транспортованого матеріалу і, відповідно, так звані “мертві зони” [1]. Для усунення даного недоліку, запропоновано привідні вали завантажувальної та вивантажувальної магістралей встановлювати паралельно в горизонтальній площині в закритому перевантажувальному патрубку. Обертний рух гвинтових робочих органів здійснюється через привідний вал електродвигуна [77].

Для вибору оптимальної конструкції перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра розглянемо різні варіанти напрямків перевантаження сипкого матеріалу робочими органами із завантажувальної магістралі на вивантажувальну (рис. 6.4).

При застосуванні лівонавитої гвинтової спіралі з однаковим напрямком обертання шнекових робочих органів проти ходу стрілки годинника (рис. 6.4 а), сипкий матеріал переміщується по нижній горизонтальній поверхні перевантажувального патрубку.

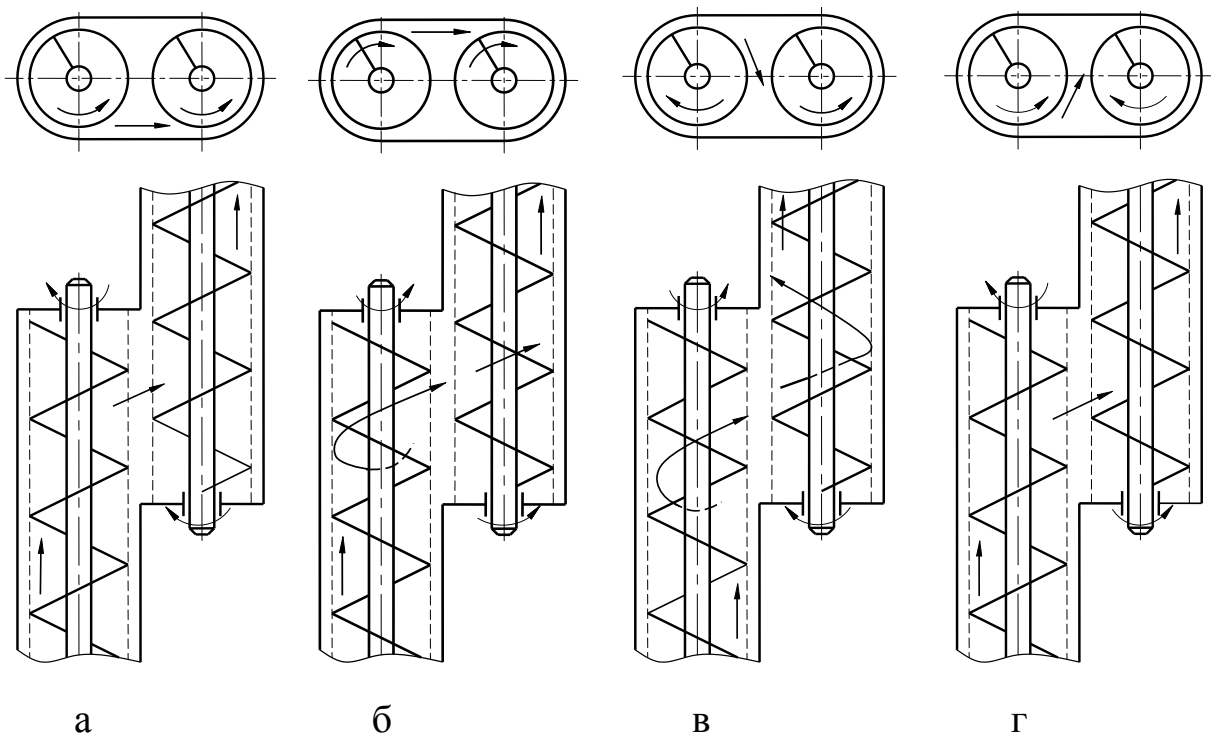


Рис. 6.4. Схеми напрямків перевантаження сипкого матеріалу із завантажувальної магістралі на вивантажувальну

При застосуванні правонавитої гвинтової спіралі з однаковим напрямком обертання шнеків за ходом стрілки годинника (рис. 6.4 б), сипкий матеріал переміщується по верхній горизонтальній поверхні патрубку.

Комбінацію напрямків навантаження та обертання спіралей можуть забезпечити інші варіанти перевантаження сипкого матеріалу із завантажувальної магістралі на вивантажувальну в зоні пересипу.

На рис. 6.4 в показана схема перевантаження, при якій сипкий матеріал із правонавитої спіралі переміщується на лівонавиту спіраль зверху вниз.

На рис. 6.4 г сипкий матеріал переміщується із лівонавитої спіралі на правонавиту спіраль знизу вверх.

З точки зору технологічності конструкції (окрім виконання робочих органів із застосуванням плоских пластин), а також спрощення схеми приводу робочих органів перевантажувального патрубку спіралі шнеків доцільно виготовляти з одним напрямком навивання та надавати їм один напрямок обертання, а також встановити, при якому варіанті найбільш ефективно виконується технологічний процес.

Якщо суттєвої різниці не буде спостерігатись, то доцільно вибирати схеми, які зображені на рис. 6.4 а і б.

При проведенні експериментальних досліджень в якості сипких матеріалів застосовувались: пшениця, горох, кукурудза та пісок.

Попередньо бункер повністю завантажували сипким матеріалом. Далі, при певних обертах робочих органів і куті нахилу корпусу патрубку до горизонту, вивантажували матеріал в мірну тару.

Час транспортування визначили при повному вивантаженні матеріалу.

Далі збільшували величину зазору („мертву зону”) між торцевою поверхнею направляючого кожуха і торцевою поверхнею шнека шляхом застосування набору робочих органів різної довжини, з кроком  $\Delta L = 20$  мм.

За результатами проведених експериментальних досліджень (дослідження проводились у десятикратній повторюваності) визначалась продуктивність перевантажувального патрубку відносно змінних його параметрів.

В іншому випадку матеріал вивантажували на плоску поверхню. Далі визначали відстань від гребеня насипаного матеріалу до краю вивантажувального кожуха патрубку в залежності від його змінних параметрів.

Для визначення енерговитрат на виконання технологічного процесу при різних режимах роботи гвинтового конвеєра запропонована наступна методика.

При змінних значеннях частоти обертання робочого органу, положеннях технологічної магістралі та коефіцієнта заповнення матеріалом гнучкого кожуха визначався крутний момент на привод як базовий параметр потужності.

Для визначення крутного моменту був застосований розроблений вимірювач крутного моменту [77], принцип роботи якого полягає у зміщенні пружно з'єднаних півмуфт.

При зростанні крутного моменту осьове зміщення півмуфт збільшувалось, а її величина фіксувалась на індикаторній головці за допомогою щупа. Застосовуючи тарувальний графік, визначали величину крутного моменту на приводі конвеєра за різних умов роботи.

Для встановлення ступеня пошкодження зернового матеріалу попередньо в десятикратній повторюваності відбирали проби матеріалу в мірну тару.

При цьому, шляхом підрахунку встановлювали відсоток пошкодженого зерна перед проведенням експериментальних досліджень.

Далі зерновий матеріал транспортували через патрубок.

Для зменшення впливу випадкових факторів на отримані кінцеві результати, визначений об'єм сипкого матеріалу декілька разів (наприклад 5 чи 10) транспортували через перевантажувальний патрубок, а далі встановлений ступінь (відсоток) пошкодженого зернового матеріалу, який визначається як різниця між кінцевим і початковим ступенями пошкодження, розділили на відповідну кількість проходів матеріалу.

Таким чином, встановлювали абсолютний ступінь пошкодження зернового матеріалу при його безпосередньому транспортуванні в технологічних робочих органах перевантажувального патрубка.



#### **6.4. Визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів елементів перевантажувального патрубку на продуктивність транспортування матеріалів**

Експериментальні дослідження з визначення впливу частоти обертання гвинтових робочих органів  $n$  і кута нахилу корпусу перевантажувального патрубку до горизонту  $\alpha$  на продуктивність транспортування сипкого матеріалу проводились на установці, та за методикою, які наведені в підрозділах 6.2 та 6.3.

Частоту обертання робочих органів  $n$  змінювали в діапазоні від 300 об/хв до 800 об/хв. Кут нахилу перевантажувального патрубку до горизонту змінювали в діапазоні  $\alpha = 0^\circ \dots 30^\circ$ .

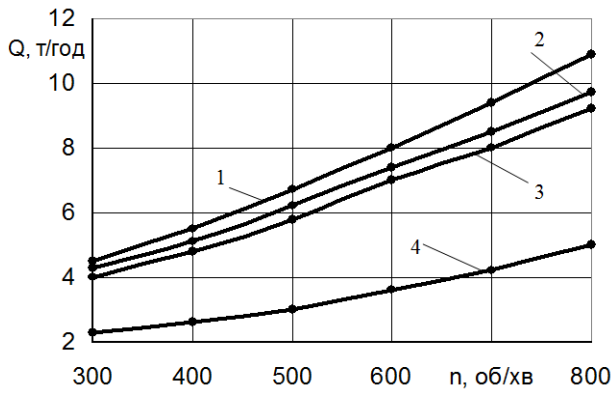
Дослідження проводились з використанням в якості робочих органів суцільних шнеків з такими конструктивними параметрами: діаметр гвинтової спіралі - 96 мм; крок спіралі - 65 мм.

За результатами експериментальних досліджень побудовано графічні залежності продуктивності  $Q$  транспортування матеріалу від кількості обертів робочих органів  $n$  при перевантаженні в патрубок сипких матеріалів (рис. 6.5).

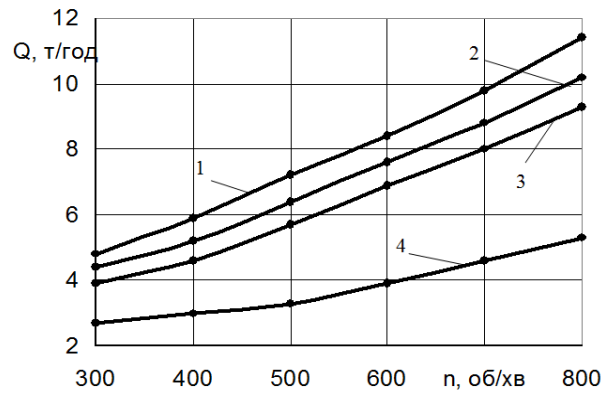
З аналізу даних залежностей можна встановити, що при вивантаженні певної кількості сипкого матеріалу з бункера, продуктивність  $Q$  патрубка знижується по мірі зростання кута нахилу  $\alpha$  його корпусу до горизонту. При чому, в межах зміни кута  $\alpha$  від  $0^\circ$  до  $20^\circ$  зниження  $Q$  є несуттєвим і для вищезазначених матеріалів складає 19,6%...25%.

Різке падіння продуктивності спостерігається при подальшому збільшенні  $\alpha$  до  $30^\circ$ . Так у порівнянні з горизонтальним положенням патрубка і його розташуванням до горизонту під кутом  $\alpha = 30^\circ$  зниження  $Q$  при  $n = 800$  об/хв складає: для пшениці – 55%; для гороху – 52%; для кукурудзи 53%; для піску – 46%.

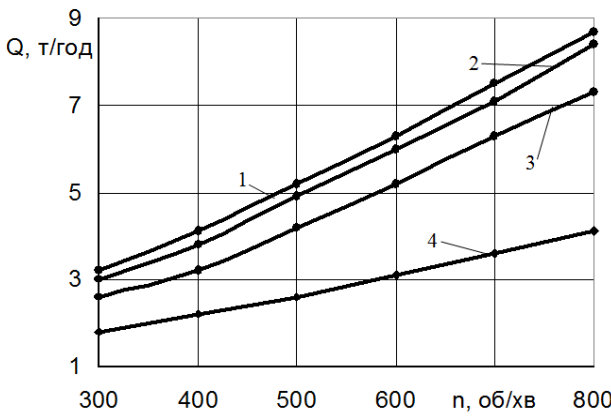
Таким чином, з проведеного аналізу можна встановити, що при збільшенні кута розташування корпусу перевантажувального патрубку до горизонту понад  $\alpha > 20^\circ$  починає різко зростати коефіцієнт завантаження матеріалом вивантажувальної технологічної магістралі, при стабільній подачі матеріалу завантажувальною магістраллю, що призведе до збільшення енерговитрат на процес транспортування.



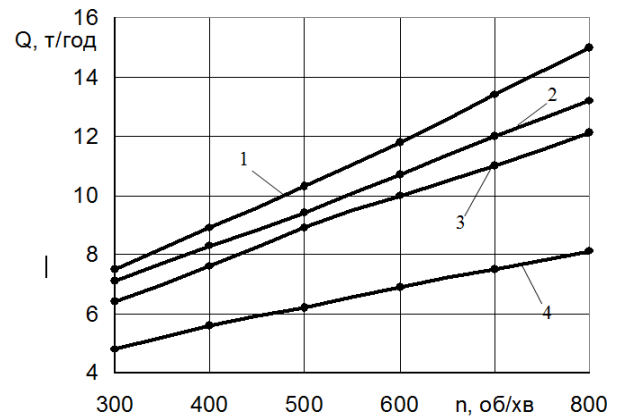
а



б



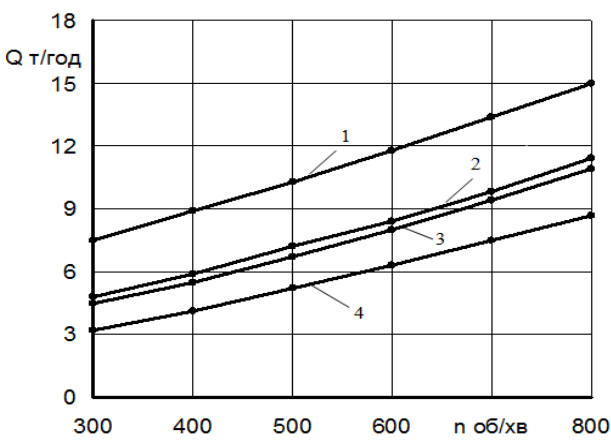
в



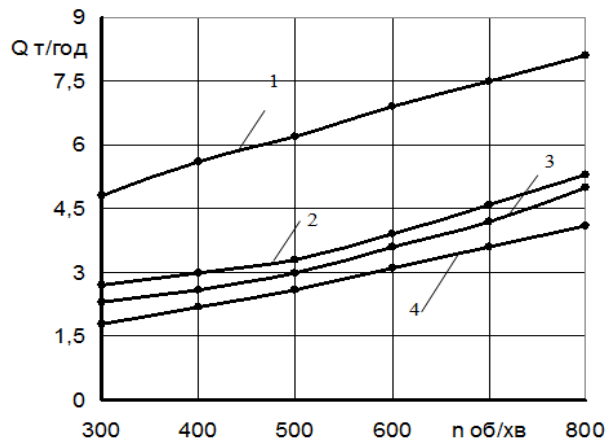
г

Рис. 6.5. Залежності продуктивності  $Q$  патрубкa від частоти обертання  $n$  гвинтових робочих органів при різних значеннях кута  $\alpha$  нахилу патрубкa до горизонту (1-  $\alpha = 0^\circ$ ; 2 -  $\alpha = 10^\circ$ ; 3 -  $\alpha = 20^\circ$ ; 4 -  $\alpha = 30^\circ$ ) при транспортуванні: а – пшениці; б – гороху; в – кукурудзи; г – піску

На рис. 6.6 представлені залежності продуктивності  $Q$  від частоти обертання робочих органів  $n$  при транспортуванні різних матеріалів та кутах нахилу корпусу патрубкa до горизонту  $\alpha = 0^\circ$  і  $\alpha = 30^\circ$ .



а



б

Рис. 6.6. Залежності  $Q = f(n)$  при транспортуванні: 1 – піску; 2 – гороху; 3 – пшениці; 4 – кукурудзи при кутах нахилу патрубкa до горизонту: а -  $\alpha = 0^\circ$  і б -  $\alpha = 30^\circ$

Аналіз даних залежностей показує, що найбільша продуктивність патрубка є при транспортуванні піску. Для гороху та пшениці продуктивність є фактично однаковою, а для кукурудзи найменшою.

Встановлено, що продуктивність перевантажувального патрубка  $Q$  пропорційно зростає із збільшенням частоти обертання робочих органів  $n$ . В діапазоні зміни кількості обертів робочих органів від 300 об/хв до 800 об/хв продуктивність збільшується в 2 – 2,4 рази.

Також спостерігається чітка закономірність зниження продуктивності патрубка  $Q$  від зростання кута його нахилу  $\alpha$  до горизонту. Так, при зміні кута  $\alpha$  від  $0^\circ$  до  $30^\circ$  продуктивність  $Q$  зменшується на 45 – 55%.

### **6.5. Встановлення впливу „мертвих зон” в направляючих кожухах перевантажувального патрубка на переміщення матеріалу в залежності від кінематичних параметрів робочих органів**

Експериментальні дослідження з визначення впливу „мертвих зон” проводились на установці, та за методикою, які наведені в підрозділах 6.2 та 6.3. [78-79]. В якості сипких матеріалів використовувались: пшениця, горох, кукурудза та пісок.

Частоту обертання робочих органів  $n$  в перевантажувальному патрубку змінювали в діапазоні від 300 об/хв до 800 об/хв.

За результатами експериментальних досліджень побудовано графічні залежності дальності вильоту матеріалу з технологічної магістралі перевантажувального патрубка в залежності від частоти обертання  $n$  гвинтових робочих органів при значеннях зазору між торцем кожуха патрубка і торцем робочого органу  $\Delta L = 0$  мм (рис. 6.7 а) і  $\Delta L = 60$  мм (рис. 6.7 б).

Встановлено, що при величині зазору між торцями гвинтового робочого органу на направляючого кожуха (величина „мертвої зони”)  $\Delta L = 60$  мм, дальність вильоту матеріалу із технологічної магістралі перевантажувального патрубка менша порівняно із зазором  $\Delta L = 0$  мм на 20% для пшениці, на 35% для кукурудзи і гороху та майже не відрізняється для піску.

Отже, на дальність вильоту сипкого матеріалу в першу чергу впливає величина питомої маси сипкого матеріалу.

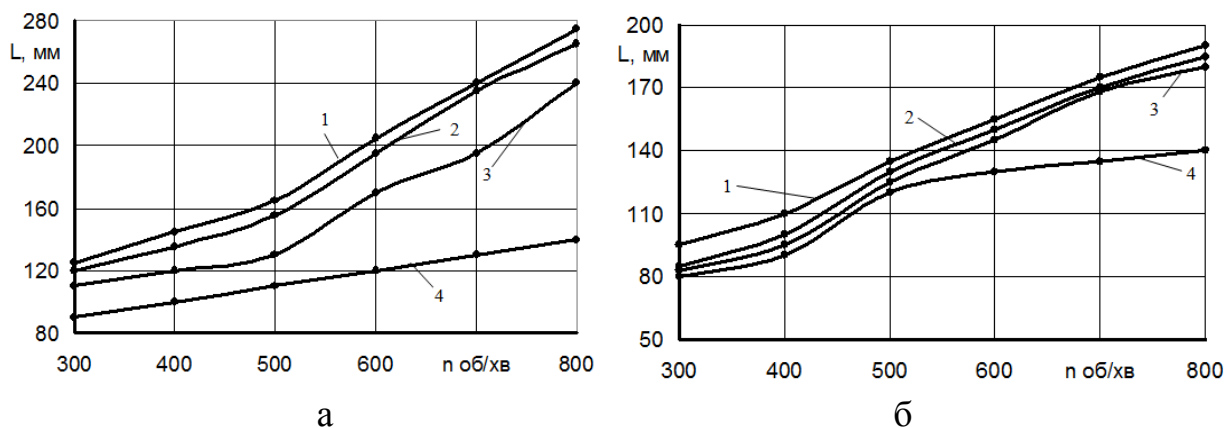


Рис. 6.7. Залежності дальності вильоту матеріалу від частоти обертання робочих органів при величині зазору: а -  $\Delta L = 0$  мм і б -  $\Delta L = 60$  мм при транспортуванні: 1- гороху; 2- кукурудзи; 3- пшениці; 4- піску

Для матеріалу, частинки якого мають більшу питому масу, дальність вильоту змінюється в залежності від  $\Delta L$  не суттєво, а для матеріалу, частинки якого мають меншу питому масу (горох, кукурудза) дальність вильоту суттєво змінюється від величини  $\Delta L$ .

### 6.6. Результати експериментальних досліджень з визначення впливу конструктивних і технологічних параметрів гвинтових робочих органів на ступінь пошкодження зернового матеріалу

При постановці експерименту змінними були наступні фактори:

- зовнішній діаметр гвинтового робочого органу -  $D$ , мм;
- частота обертання робочого органу -  $n$ , об/хв.;
- кут нахилу перевантажувального патрубку до горизонту -  $\alpha$ , град.

В процесі проведення експерименту застосовувались різні типорозміри шнекових робочих органів, які розташовувались в перевантажувальному патрубку. Попередньо експериментальні дослідження здійснювались для шнеків з діаметром 98 мм, а далі їх поверхню обертання проточували, тим самим зменшуючи зовнішній діаметр шнека до необхідного.

Зміна частоти обертання робочого органу забезпечувалась шляхом застосування електродвигуна постійного струму.

Кут нахилу перевантажувального патрубку до горизонту регулювали дискретно, шляхом фіксації шарнірно закріпленої плити основи патрубку з рамою експериментальної установки.

За результатами проведених експериментальних досліджень для перевантажувального патрубку, в якому завантажувальний робочий орган виконаний у вигляді комбінованого шнека з лопаткою бітера (рис.6.3 а) побудовані графічні залежності (рис. 6.8) ступеня пошкодження насінневого зернового матеріалу  $\delta$  від частоти обертання робочого органу  $n$  з діаметром обертання  $D = 96$  мм при різних кутах нахилу  $\alpha$  перевантажувального патрубку до горизонту.

З їх аналізу можна встановити, що в межах частот обертання робочого органу 300...400 об/хв ступінь пошкодження матеріалу фактично не змінюється. Подальше зростання величини  $n$  призводить до збільшення ступеня пошкодження зернового матеріалу, причому чим більший кут нахилу перевантажувального патрубку до горизонту, тим більш інтенсивно зростає величина  $\delta$ .

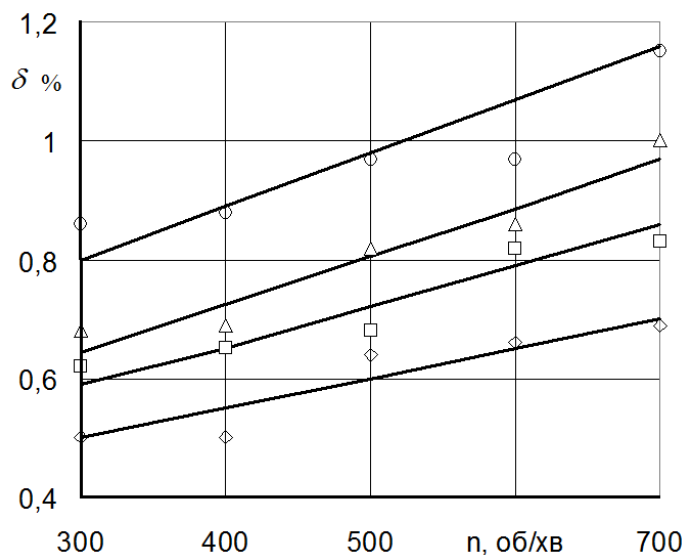


Рис. 6.8. Залежності ступеня пошкодження зернового матеріалу  $\delta$  від частоти обертання  $n$  комбінованого шнека з лопаткою бітера при різних кутах нахилу  $\alpha$  перевантажувального патрубку до горизонту:

$\diamond - \alpha = 0^\circ$ ;  $\square - \alpha = 10^\circ$ ;  $\Delta - \alpha = 20^\circ$ ;  $\circ - \alpha = 30^\circ$

На рис. 6.9 представлені графічні залежності ступеня пошкодження зернового матеріалу  $\delta$  від частоти обертання  $n$  робочого органу з похилими лопатками при різних кутах нахилу  $\alpha$  перевантажувального патрубку до горизонту для робочих органів з похилими пластинами (рис. 6.3 в) при різних виконаннях їх зовнішнього діаметру. З їх аналізу можна встановити, що тенденція зростання ступеня пошкодження матеріалу від підвищення частоти обертання робочого органу фактично спостерігається для різних кутів

нахилу перевантажувального патрубка, окрім його горизонтального положення при діаметрі шнека  $D = 96$  мм. Необхідно зазначити, що збільшення діаметру шнека від 96 до 97 мм призводить до збільшення ступеня пошкодження матеріалу на 14...37%.

Для суцільних гвинтових робочих органів проведений багатofакторний експеримент з визначення ступеня пошкодження насінневого матеріалу.

Дослідження проводились при одночасній зміні всіх факторів за планом багатofакторного експерименту ПФЕ-2<sup>3</sup>.

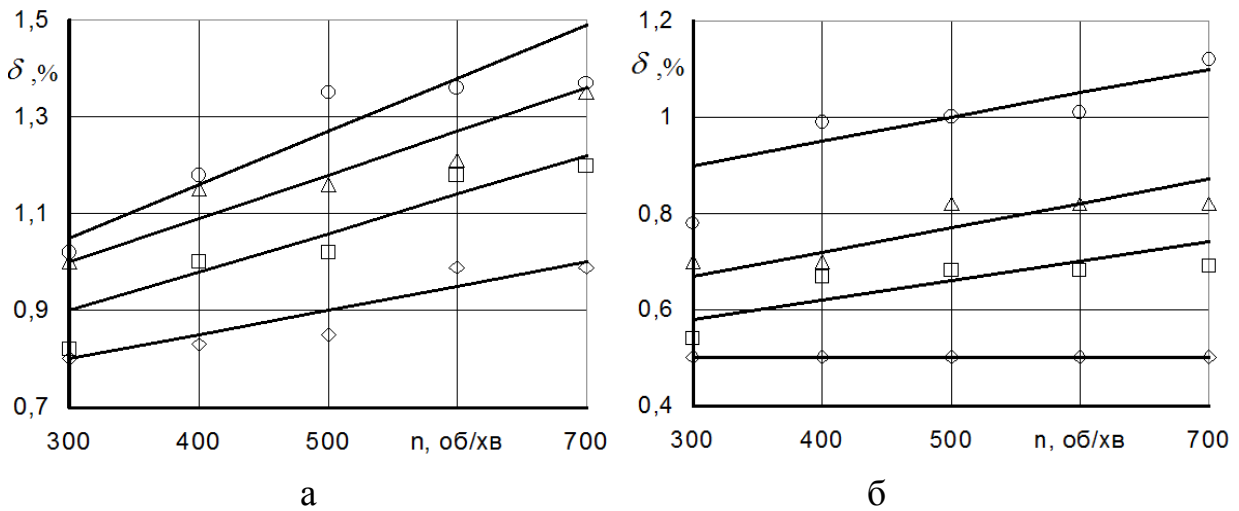


Рис. 6.9. Залежності ступеня пошкодження зернового матеріалу  $\delta$  від частоти обертання  $n$  робочого органу з похилими лопатками при різних кутах нахилу  $\alpha$  патрубка до горизонту: а -  $D = 97$  мм; б -  $D = 96$  мм:

◇ -  $\alpha = 0^\circ$ ; □ -  $\alpha = 10^\circ$ ; Δ -  $\alpha = 20^\circ$ ; O -  $\alpha = 30^\circ$ ;

В натуральних координатах рівняння регресії прийме вигляд

$$P = -30,7955 + 0,323D - 0,0040865n + 0,48647\alpha + 0,00043Dn - 0,00483Da. \quad (6.1)$$

Таким чином, застосовуючи рівняння регресії 6.1, можна визначити ступінь пошкодження зернового матеріалу у вказаному діапазоні зміни параметрів:  $D$ ,  $n$ ,  $\alpha$ .

Із залежності (6.1) можна встановити, що домінуючим фактором, який впливає на ступінь пошкодження зернового матеріалу є величина зазору між поверхнею обертання робочого органу і кожухом  $D$ , далі кут нахилу перевантажувального патрубка до горизонту  $\alpha$  та частота його обертання робочого органу  $n$ .

## РОЗДІЛ 7

### РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

#### 7.1. Програма експериментальних досліджень

На основі теоретичних досліджень, які викладені в розділі 3 та розроблена програма проведення експериментальних досліджень згідно якої передбачалось:

- розроблення технічної документації та виготовлення дослідної моделі запобіжної муфти для гвинтового конвеєра, яка дає можливість здійснити осьове відведення робочого органу при виникненні перевантаження та забезпечити відновлення його початкового положення;

- виготовлення експериментального стенду для дослідження параметрів та режимів роботи при перевантаженому робочому органі гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою;

- проведення статичних і динамічних експериментальних досліджень для визначення впливу конструктивних і силових параметрів запобіжної муфти на характер її спрацювання та зміну величини крутного моменту;

- проведення експериментальних досліджень шляхом застосування математичного планування багатofакторного експерименту при визначенні характеру зміни крутного моменту при відносному повертанні півмуфт;

- проведення порівняльного аналізу результатів теоретичних і експериментальних досліджень відносно зміни величини крутного моменту при спрацюванні запобіжної муфти гвинтового конвеєра і відведення в осьовому напрямку робочого органу для автоматичного відновлення робочого стану, а також встановлення адекватності теоретичних і експериментальних досліджень;

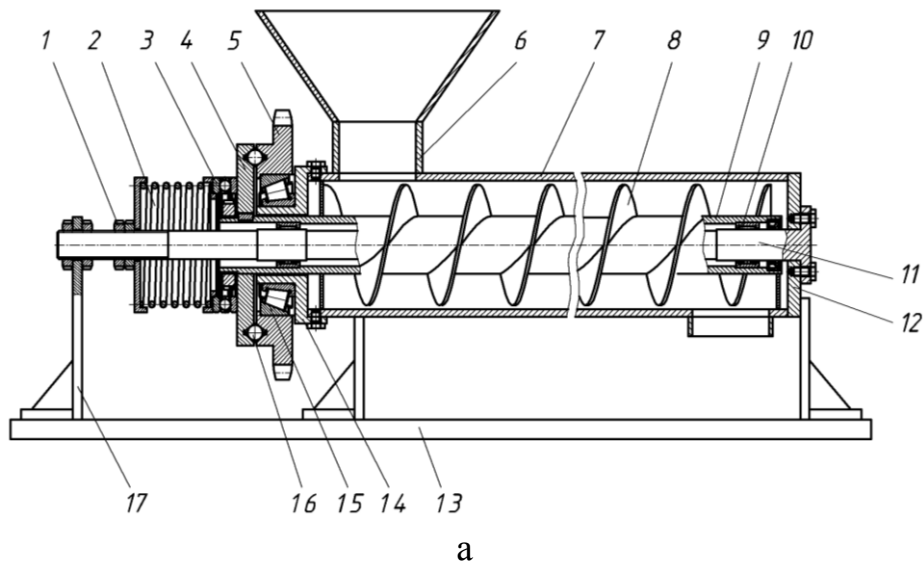
- проведення виробничих випробувань розробленої конструкції гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою в реальних умовах експлуатації.

## 7.2. Конструкція гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою

З метою підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвеєрів розроблені запобіжні муфти [80-81].

На рис. 7.1 зображені схема та загальний вигляд гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою. Він складається з рами 13, на якій розміщений бункер 6 і корпус конвеєра 7.

У ньому розташований гвинтовий живильник 8, вал котрого виконаний у вигляді труби 9, в середину якої через підшипники 6 встановлено суцільний вал 11, жорстко закріплений правим фланцем 12 у корпусі.



б

Рис. 7.1. Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою

Суцільний вал жорстко закріплений у стійці 17. На фланці 14 через підшипник 15 встановлена запобіжна муфта, виконана у вигляді ведучої півмуфти 5, яка за допомогою кульок 16 взаємозв'язана з



веденою півмуфтою 4. Півмуфта 4 закріплена на трубі живильника і за допомогою підшипника 3 підтиснута пружним елементом 2. За допомогою гайки 1 відбувається регулювання крутного моменту, який передає муфта.

Робота гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою здійснюється наступним чином.

Сипкий матеріал через бункер потрапляє в корпус конвеєра на гвинтовий живильник, який здійснює обертовий рух і транспортує його в напрямку вивантаження.

При попаданні не подрібнювальних тіл в зону між поверхнею обертання шнека і поверхнею корпуса конвеєра виникає заклинювання і зупинка гвинтового живильника.

З метою усунення заклинення робочого органу гвинтового конвеєра при передачі крутного моменту запропоновано використовувати запобіжну муфту з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для відновлення робочого стану, конструктивна схема якої та загальний вигляд робочої поверхні ведучої півмуфти зображено на рис. 7.2.

Запропонована конструкція запобіжної муфти дозволяє зменшити динамічне навантаження на привід та сили інерції в муфті, що значно підвищує довговічність та експлуатаційні характеристики. Вона містить ведучу півмуфту 1, яка за допомогою підшипника 2 встановлена у корпусі 3.

На торцевій поверхні веденої півмуфти 11 роташовані кульки 5, які контактують з лунками 13 півмуфти 1.

Ведена півмуфта 11 встановлена на шліцах 10 валу 4 з можливістю осьового зміщення. Між веденою півмуфтою 11 і гайкою 9 існує зазор, величина якого відповідає запобіжному режиму.

Ведена півмуфта 11 підтиснута в сторону ведучої півмуфти 1 центральною пружиною 7, яка взаємодіє із гайкою 6 і втулкою 8.

По діаметру розташування кульок 5 і лунок 13 із двох сторін лунок на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1 виконані похилі канавки робоча 12 і зворотна 14, причому кут нахилу робочої канавки  $\beta$  є значно меншим кута нахилу зворотної канавки  $\gamma$ .

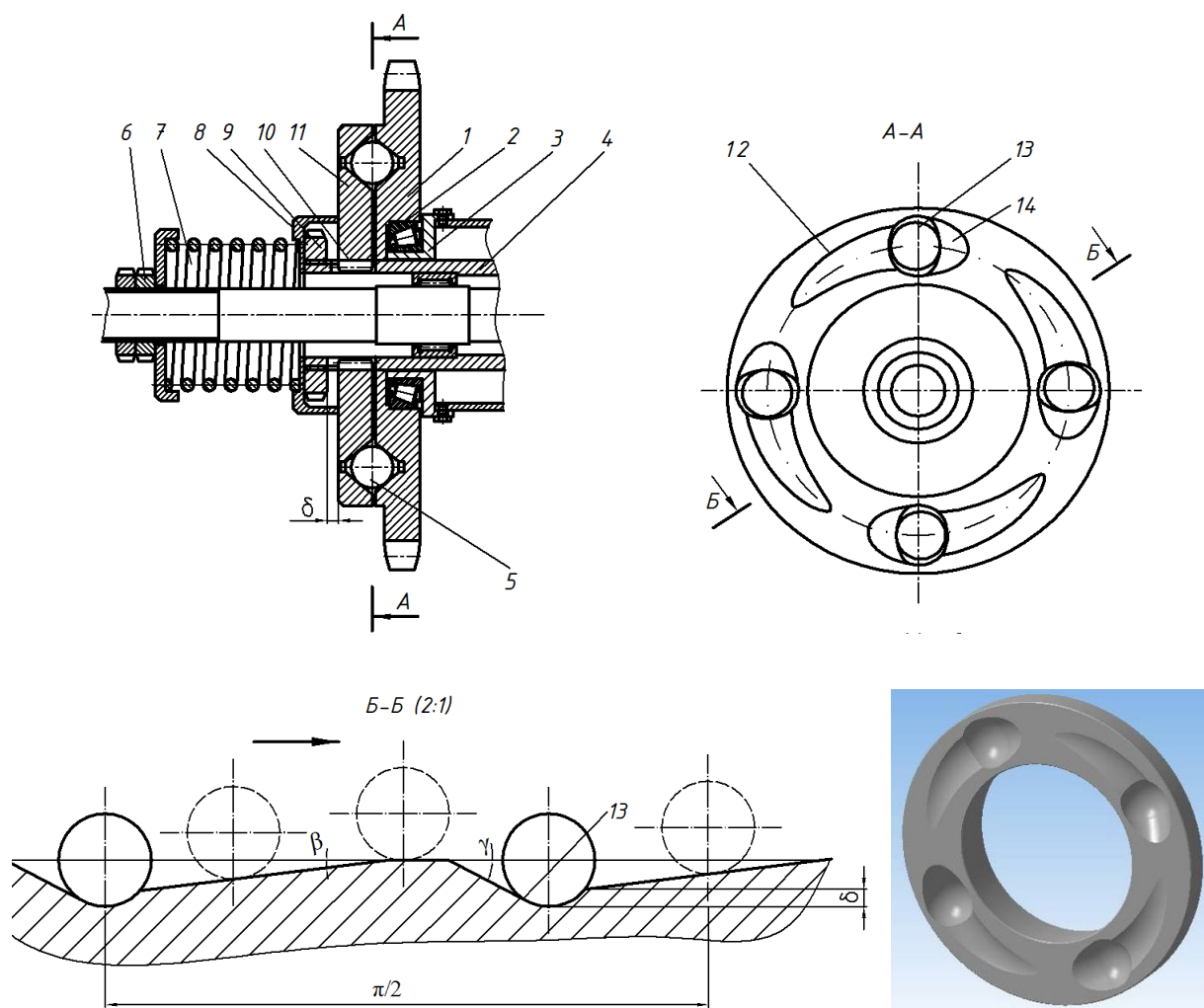


Рис. 7.2. Конструктивна схема запобіжної муфти та загальний вигляд робочої поверхні ведучої півмуфти

В процесі передачі крутного моменту кульки 5 знаходяться в зачепленні з лунками 13 ведучої півмуфти 1, що забезпечує обертання муфти і гвинтового органу.

При виникненні перевантаження ведена півмуфта 11 зупиняється, а ведуча півмуфта 1, при цьому, продовжує обертатись, що призводить до виходу кульок 5 із зачеплення з лунками 13, оскільки кульки 5 рухаються по похилій робочій канавці 12, яка має кут нахилу  $\beta$  на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1, то здійснюється плавне відведення заклиненого робочого органу.

Внаслідок того, що обертання ведучої півмуфти 1 кульки 5 заходять у попереднє положення, здійснюючи рух при цьому по похилій зворотній канавці 14, яка має кут нахилу  $\gamma$  на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1, тобто відбувається плавне «м'яке» відновлення початкового стану.

### 7.3. Експериментальний стенд та методика проведення досліджень запобіжної муфти

Для проведення експериментальних досліджень розроблено стенд для встановлення параметрів та режимів роботи гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою, який зображено на рис. 7.3.

Він складається із рами 10, на якій розміщений гвинтовий конвеєр, що містить направляючу трубу 7, в якій розташований шнековий робочий орган 6. Зі сторони завантаження сипкого матеріалу встановлений бункер 5, а в зоні його вивантаження вікно з регульованою заслінкою 9 та гальма валу шнека 8.

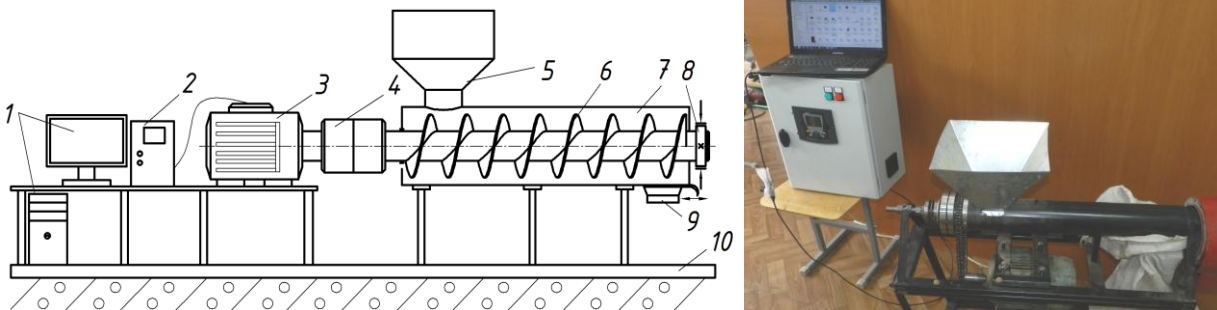


Рис. 7.3. Конструктивна схема та загальний вигляд експериментального стенду для дослідження конвеєра із запобіжною муфтою

Привід робочого органу здійснюється від електродвигуна 3 через запобіжну муфту 4. Для пуску двигуна і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти 2 (Altivar 71) з програмним забезпеченням Power Suite v.2.5.0. Система Altivar 71 приєднана до мережі та до комп'ютера 1.

При задаванні не обхідної частоти обертання за допомогою комп'ютера через систему Altivar 71 відбувається передача команди на електродвигун і він через запобіжну муфту починає обертати вал шнека зі встановленими параметрами.

Методика проведення експериментальних досліджень полягає у тому, що сипкий матеріал завантажується у бункер і транспортується у зону вивантаження. Навантаження може задаватись як гальмівним елементом, так і перекриттям шиберної заслінки.

Результати експериментальних досліджень при спрацюванні запобіжної муфти у вигляді кривих зміни частоти обертання

привідного валу, крутного моменту та потужності фіксуються на дисплеї комп'ютера.

При проведенні експериментальних досліджень змінними були наступні параметри та фактори: кут нахилу шнека до горизонту; частота обертання робочого органу; жорсткість пружини муфти та сила її попереднього стискання; величина зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби; фракційність транспортованого матеріалу та його реологічні властивості.

Змінюючи ті чи інші параметри встановлювали вплив на значення крутного моменту  $T$  та потужності двигуна  $N$  в залежності від частоти обертання робочого органу  $n$  при його перевантаженні. Для побудови графічних залежностей використовувались пікові значення отриманих в результаті досліджень даних. Для даного випадку:  $M_n=14,39\text{Нм}$ .

Величина крутного моменту і потужності двигуна фіксувались у відсотках від номінальних.

Потужність двигуна визначалась із добутку номінальної потужності двигуна (2,2 кВт) на максимальне відсоткове значення для вибраного режиму. Для визначення номінального крутного моменту використовувалась відома формула

$$M_n = \frac{9554 \cdot P_n}{n} \text{ (Нм)},$$

де  $P_n$  – номінальна потужність двигуна (кВт);  $n$  – частота обертання (об/хв).

Для проведення динамічних експериментальних досліджень запобіжна муфта виготовлялась із наступними параметрами:  $r=12$  мм;  $D=115$  мм;  $h=0,53r$ ;  $c=18,5$  Н/мм;  $\delta_0=15$  мм;  $\beta=5^\circ$ ;  $\gamma=35^\circ$ ;  $\varphi=8,5^\circ$ .

При проведенні досліджень фіксували значення крутних моментів спрацювання запобіжної муфти в залежності від частоти обертання робочого органу гвинтового конвеєра під час перевантаження в десятикратній повторюваності.

На рис. 7.4 представлені результати порівняння теоретичних (суцільна лінія) і експериментальних (штрихова лінія) досліджень запобіжної муфти.

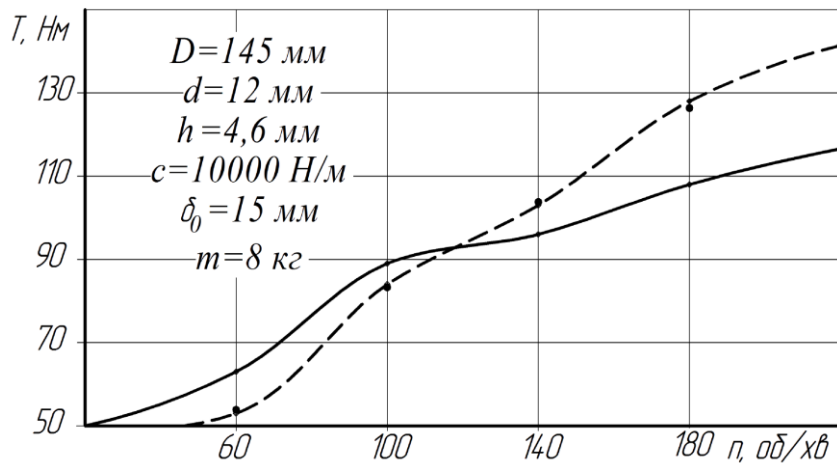


Рис. 7.4. Графічна залежність зміни обертового моменту від зміни частоти обертання робочого органу конвеєра

З аналізу даних графічних залежностей встановлено, що похибка між результатами проведених досліджень знаходиться в межах 4,5...18,6%.

Таким чином, за результатами порівняльних досліджень встановлено, що попередньо проведений динамічний розрахунок запобіжної муфти гвинтового конвеєра адекватно відображає реальні процеси спрацювання розробленої запобіжної муфти в екстремальних умовах експлуатації запобіжної муфти в екстремальних умовах експлуатації.

#### 7.4. Результати динамічних досліджень запобіжної муфти

Процес проведення експериментальних досліджень на дослідному стенді фіксувались за піковими значеннями.

Досліди проводились для чотирьох частот обертання робочого органу, а саме:  $n = 60; 100; 140$  і  $180$  об/хв.

Для зміни швидкості обертання робочого органу через перетворювач частоти змінювали частоту напруги, яка подавалась на двигун.

Також змінювали параметри: кут  $\alpha$  нахилу робочого органу до горизонту:  $\alpha = 0...30^\circ$ ; жорсткість пружини:  $c = 16,5...19,5 \text{ Н/мм}$ ; величину зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючого кожуха:  $\Delta = 1...2,5 \text{ мм}$ ; фракційність транспортованого матеріалу: пісок, пшениця, кукурудза, керамзит.

Загальний вигляд запобіжної муфти і робочих поверхонь ведучої та веденої півмуфт зображено на рис. 7.5.

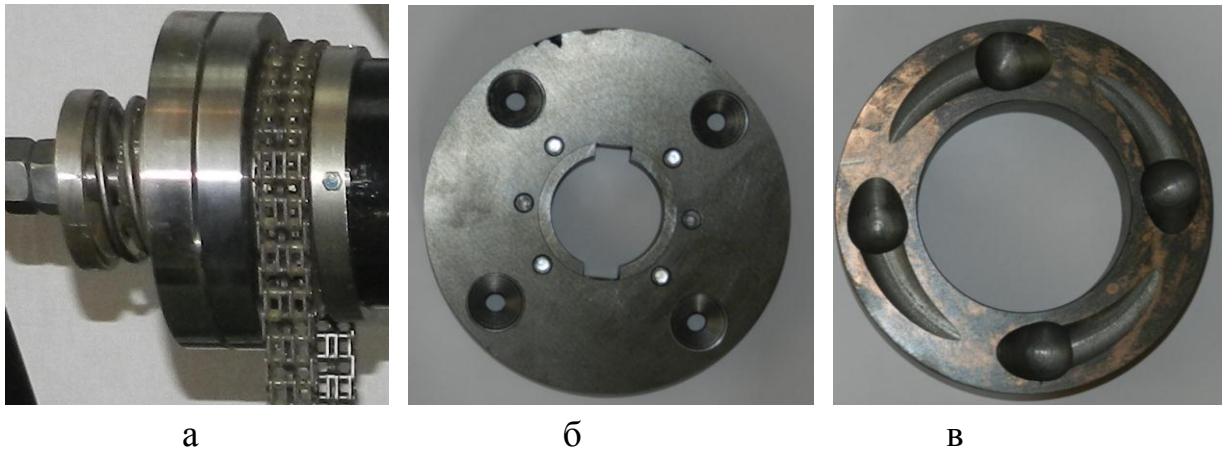


Рис. 7.5. Загальний вигляд запобіжної муфти (а) і робочих поверхонь ведучої (б) та веденої (в) півмуфт

За результатами експериментальних досліджень побудовані графічні залежності крутного моменту від кількості обертів робочого органу гвинтового конвеєра.

На рис. 7.6 - 7.9 представлено залежності  $T = f(n)$ .

Встановлено, що крутний момент спрацювання запобіжної муфти  $T$  пропорційно зростає із збільшенням частоти обертання шнека конвеєра. В діапазоні зміни кількості обертів робочого органу від 20 об/хв до 140 об/хв крутний момент збільшується 20...25%.

Також спостерігається чітка закономірність збільшення крутного моменту  $T$  залежно від зміни кута  $\alpha$  нахилу робочого органу до горизонту, жорсткості пружини  $c$ , величини зазору  $\Delta$  та фракційності матеріалу.

Так, при зростанні кута  $\alpha$  нахилу робочого органу до горизонту від  $0^\circ$  до  $30^\circ$  крутний момент  $T$  зростає на 30,7...32,5 %, а при збільшенні жорсткості пружини  $c$  від 16,5 Н/мм до 19,5 Н/мм крутний момент  $T$  збільшується на 30,3...32,4 %. Також при зростанні величини зазору  $\Delta$  між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби від 1 мм до 2,5 мм крутний момент  $T$  збільшується на 18,5...19,4 %; при зміні фракційності транспортованого матеріалу крутний момент  $T$  зростає: для піску – на 32,5 %; для пшениці – на 26,3 %; для кукурудзи – на 23,6 %; для керамзиту – на 18,5 %.

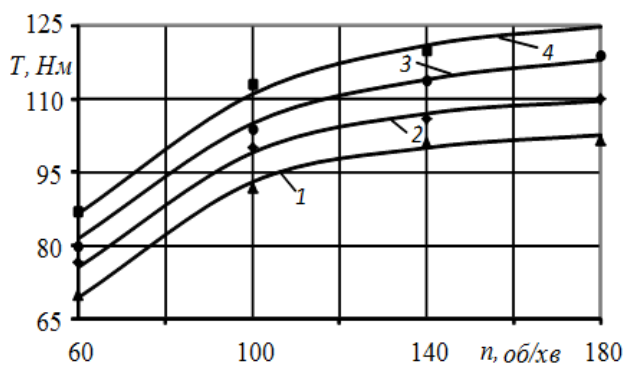


Рис. 7.6. Залежність  $T$  від  $n$  при кутах  $\alpha$  нахилу: 1 -  $\alpha = 0^\circ$ ; 2 -  $\alpha = 10^\circ$ ; 3 -  $\alpha = 20^\circ$ ; 4 -  $\alpha = 30^\circ$

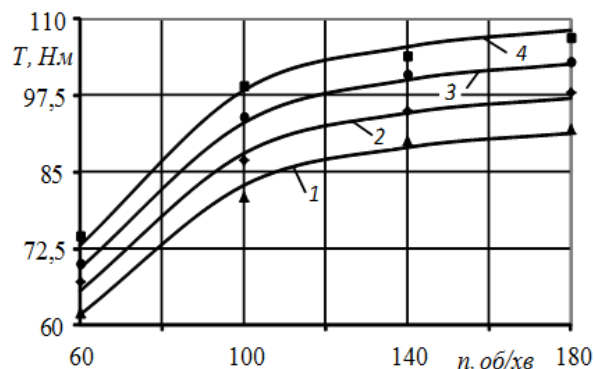


Рис. 7.7. Залежність  $T$  від  $n$  при  $c$ : 1 -  $c = 16,5$  Н/мм; 2 -  $c = 17,5$  Н/мм; 3 -  $c = 18,5$  Н/мм; 4 -  $c = 19,5$  Н/мм

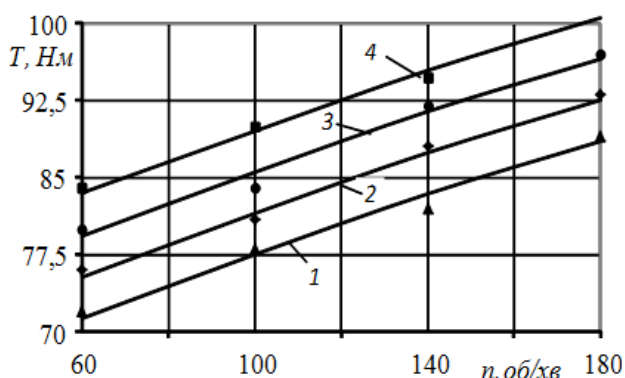


Рис. 7.8. Залежність  $T$  від  $n$  при зазорах  $\Delta$ : 1 -  $\Delta = 1$  мм; 2 -  $\Delta = 1,5$  мм; 3 -  $\Delta = 2$  мм; 4 -  $\Delta = 2,5$  мм

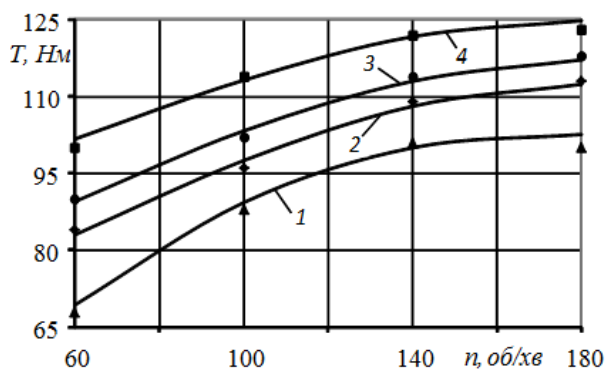


Рис. 7.9. Залежність  $T$  від  $n$  при матеріалах: 1 – пісок; 2 - пшениця, 3 - кукурудза, 4 - керамзит

Таким чином результати експериментальних випробувань розробленої запобіжної муфти гвинтового конвеєра в достатній мірі підтвердили теоретичні дослідження, які у спрощеному вигляді можуть бути застосовані для обґрунтування та вибору її раціональних параметрів та інженерного проектування.

### 7.5. Методика проведення та результати статичних досліджень запобіжної муфти

Статичні експериментальні дослідження запобіжної муфти проводились з метою визначення характеру її функціонування, максимального крутного моменту на чотирьох етапах спрацювання, а також встановлення адекватності теоретичних і експериментальних досліджень.

Для цього півмуфти запобіжної муфти закріплювали у захватах дослідної машини КМ–50–1. Навантаження ведучої півмуфти здійснювали за допомогою обертання нижнього захвату електродвигуном через систему передач. Значення крутного моменту визначали за коловою шкалою, при цьому, фіксували відносне зміщення півмуфт за допомогою кутової шкали. Також машина була оснащена записуючим пристроєм, за допомогою якого викреслюється крива залежності крутного моменту від кута повороту нижнього захвату.

Загальний вигляд машини КМ–50–1, на якій встановлена запобіжна муфта гвинтового конвеєра показано на рис. 7.10.

При проведенні досліджень фіксували значення крутних моментів в залежності від кута відносного провертання ведучої півмуфти в десятикратній повторюваності.



Рис. 7.10. Загальний вигляд машини КМ–50–1, на якій встановлена запобіжна муфта

За результатами досліджень встановлено, що розчеплення півмуфт відбувалось при максимальному крутному моменті, який значно зменшується при виході кульок на похилі робочі канавки ведучої півмуфти. Під час руху кульок по робочих канавках крутний момент зростає не суттєво. У випадку руху кульок по похилих зворотних канавках виникає протимомент, однак його значення не перевищує момент спрацювання запобіжної муфти.



Для проведення експериментальних досліджень запобіжна муфта виготовлялась з наступними конструктивними параметрами:  $r = 12$  мм;  $D = 115$  мм;  $h = 0,53r$ ;  $c = 18,5$  Н/мм;  $\delta_0 = 15$  мм;  $\beta = 5^\circ$ ;  $\gamma = 35^\circ$ .

На рис. 7.11 та 7.12 показані залежність крутного моменту  $T$  та залежність осевого переміщення веденої півмуфти і шнека  $\delta$ , які виникають на кожному етапі роботи запобіжної муфти від зміни кута відносного провертання півмуфт  $\rho$ .

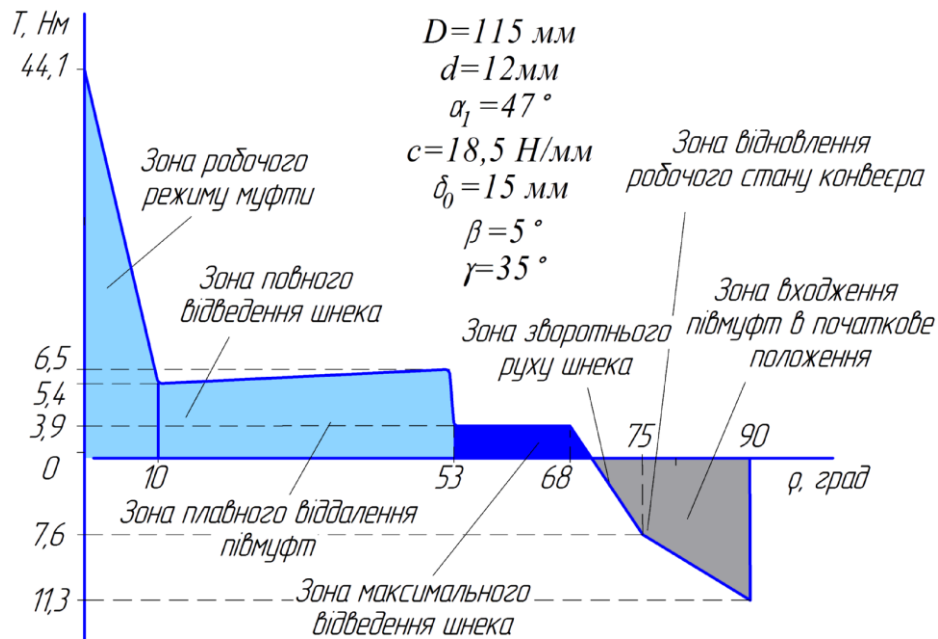


Рис. 7.11. Залежність крутного моменту  $T$ , який виникає на кожному етапі роботи запобіжної муфти від зміни кута відносного провертання півмуфт  $\rho$

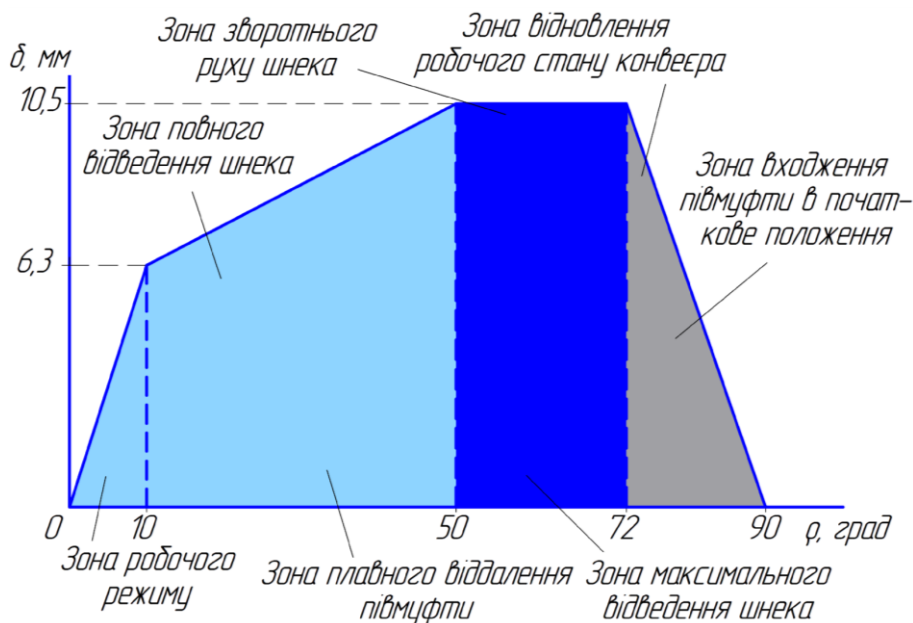


Рис. 7.12. Залежність осевого переміщення веденої півмуфти  $\delta$  від

зміни кута відносного провертання півмуфти  $\rho$

Дані параметри підставлялись у теоретичні залежності (4.3), (4.7) і (4.9) При цьому приймали коефіцієнт тертя рівним  $\varphi = 8,5^\circ$ .

На рис. 7.13 представлені результати теоретичних (суцільна лінія) і експериментальних (штрихова лінія) досліджень зміни крутного моменту  $T$  запобіжної муфти від зміни кута відносного провертання півмуфт  $\rho$ .

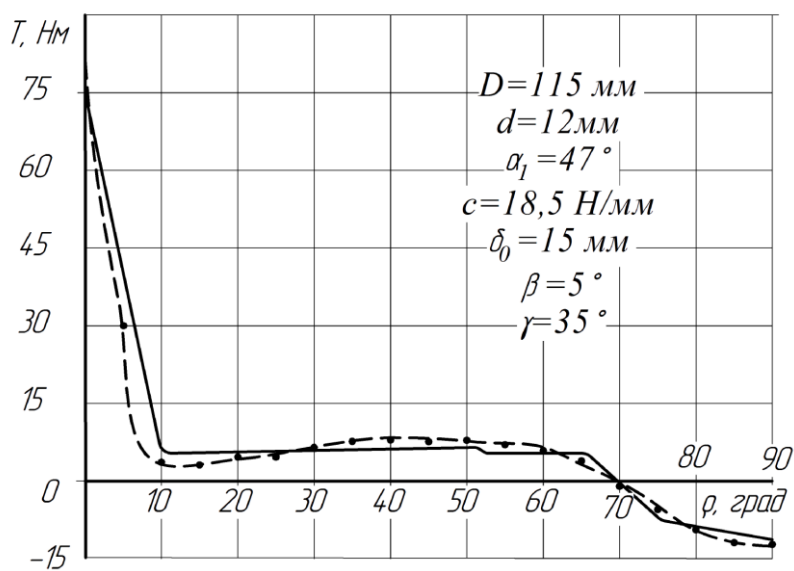


Рис. 7.13. Графічні залежності зміни крутного моменту  $T$  запобіжної муфти від кута відносного провертання півмуфт  $\rho$

З аналізу даних графічних залежностей видно, що похибка між результатами теоретичних і експериментальних досліджень знаходиться в межах 3,5...19,1%.

Таким чином, за результатами порівняльних досліджень встановлено, що виведені аналітичні залежності (4.3), (4.7) і (4.9) для визначення крутного моменту, який передає запобіжна муфта, адекватно відображають реальні процеси спрацювання розробленої запобіжної муфти гвинтового конвеєра. Тому дані залежності можуть бути використані при інженерному проектуванні запобіжної муфти.

## 7.6. Результати досліджень контактних напружень під час роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра

З метою встановлення адекватності теоретичних розрахунків визначення значень контактних напружень в елементах зачеплення

запобіжної муфти гвинтового конвеєра за допомогою програмного забезпечення SolidWorks Premium 2012 було спроектовано модель запобіжної муфти та отримано епюри розподілу контактних нормальних напружень у півмуфтах, які показано на рис. 7.14.

При проведенні досліджень були прийняті такі значення параметрів:

- діаметр розташування кульок  $D = 115$  мм;
- радіус кульки  $r = 12$  мм;
- умовний радіс кривизни лунки  $R_x = 13,22$  мм;
- модуль пружності  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа;
- коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,3$ ;
- зусилля контакту елементів зачеплення  $F = 100$  Н.

З метою встановлення адекватності теоретичних розрахунків у програмному забезпеченні SolidWorks Premium 2012 та Simulation було проведено дослідження зміни контактних напружень у зачепленнях кулька-лунка та кулька-канавка запобіжної муфти.

При цьому, поступово змінювалась сила контакту елементів зачеплення  $F$  з певним кроком від 100 до 1000 Н і визначали контактні напруження  $\sigma_n$ .

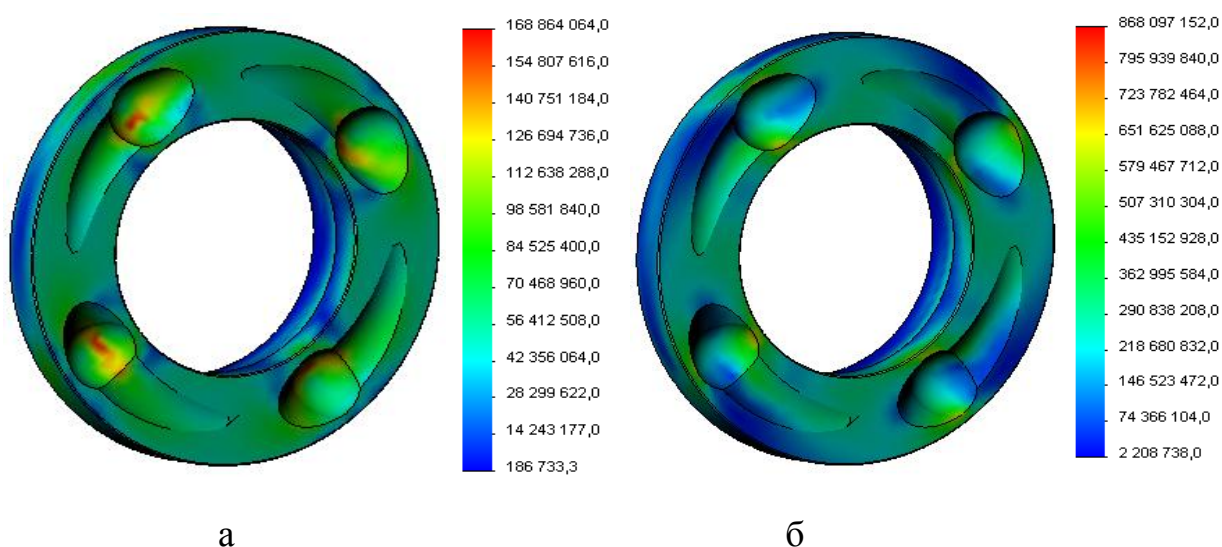
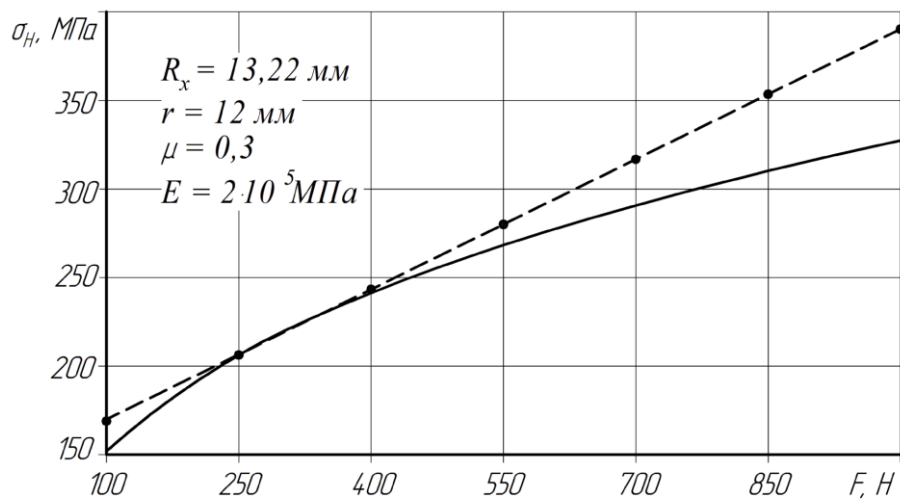


Рис. 7.14. Епюри розподілу контактних напружень  $\sigma_n$  (Па) у зачепленнях запобіжної муфти: *а* - кулька-лунка і *б* - кулька-канавка

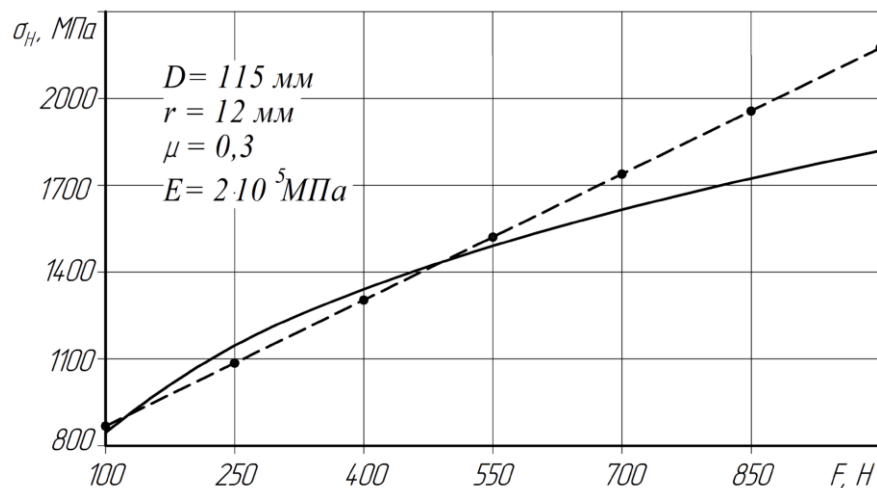
На рис. 7.15 представлені результати теоретичних (суцільна лінія) і експериментальних (штрихова лінія) досліджень.

З аналізу графічних залежностей видно, що похибка між результатами проведених досліджень знаходиться в межах

11,1...18,5 % для зачеплення кулька-лунка і в межах 10,7...19,8 % для зачеплення кулька-канавка.



а



б

Рис. 7.15. Графіки зміни напружень  $\sigma_H$  від сили  $F$ : а - кулька-лунка і б - кулька-канавка

Таким чином, за результатами порівняльних досліджень встановлено, що попередньо наведені графічні залежності на рис. 4.16-4.18 для визначення контактних напружень, які виникають в елементах зачеплення запобіжної муфти, адекватно відображають реальні процеси її роботи.

Тому, користуючись даними залежностями, а також табличними даними [63] відносно допустимих максимальних напружень на площинні контакту  $[\sigma]_H$  можна підібрати матеріал півмуфт запобіжної муфти, який забезпечує умову міцності за контактними напруженнями.

## 7.7. Методика та результати експериментальних досліджень з визначення зміни крутного моменту спрацювання запобіжної муфти за багатofакторним експериментом

На основі попередніх досліджень було встановлено, що домінуючими факторами, які впливають на момент спрацювання запобіжної муфти гвинтового конвеєра є кут нахилу робочого органу до горизонту, частота обертання робочого органу та час зростання моменту опору.

Для визначення інтенсивності впливу даних факторів на величину крутного моменту на привідному валу, який виникає при переміщенні сипкого чи кускового матеріалу проведено багатofакторний експеримент.

Для визначення залежності крутного моменту сипкий або кусковий матеріал засипали в бункер і транспортували його до зони вивантаження.

Для пуску двигуна і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 та програмне забезпечення Power Suite v.2.5.0.

Після завершення процесу транспортування матеріалу у вікні програми Power Suite на дисплеї комп'ютера отримували дані про зміну крутного моменту.

Оцінка його коливань реалізувалась за рахунок побудови та проведення порівняльного багатofакторного експерименту типу ПФЕ  $P^k$ , де  $P$  – кількість рівнів варіювання фактора;  $k$  – кількість факторів, які присутні у експерименті.

Для отримання регресійної моделі параметра оптимізації, яку приймали у вигляді функціонала  $T = f(x_1; x_2 \dots x_i)$ , де  $T$  – крутний момент на привідному валу від 1 до  $i$ -го випадку;  $x_1; x_2 \dots x_i$  – натуральні незалежні змінні фактори, вибирали відповідний умовний план багатofакторного експерименту, реалізацію якого проводили у такій послідовності.

Для визначення зміни крутного моменту  $T$  при роботі запобіжної муфти незалежними змінними факторами приймали: кут нахилу робочого органу до горизонту  $\alpha$ , який кодували індексом  $X_1$ , частоту обертання шнека  $n$ , яку кодували індексом  $X_2$ , час зростання моменту

опору  $T_0$ , який кодували індексом  $X_3$ .

При побудові план-матриці багатофакторних експериментів вводили кодовані позначення верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання кожним фактором, які відповідно позначали як (+1), (-1), (0). Результати кодування змінних факторів і рівні їх варіювання наведено у табл. 7.1.

Після кодування факторів складали план-матрицю відповідного багатофакторного експерименту типу ПФЕ  $3^3$  для загального числа дослідів  $N = 3^3$ .

Таблиця 7.1

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання ПФЕ  $3^3$

Фактори	Позначення		Інтерв варію в.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	Кодов	Натур				
Кут нахилу робочого органу до горизонту $\alpha$ , град	$X_1$	$x_1$	20	0/-1	20/0	40/+1
Частота обертання шнека, $n$ , об/хв	$X_2$	$x_2$	50	50/-1	100/0	150/+1
Час зростання моменту опору $T_0$ , с	$X_3$	$x_3$	0,25	0,2/-1	0,45/0	0,7/+1

З метою достовірної оцінки якості роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра під час проведення лабораторних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів) визначали за методикою, яка викладена в [30], при цьому досліди провели в трикратній повторності.

Відповідно в натуральних координатах рівняння регресії прийме вигляд

$$T = 106,091 - 0,019\alpha + 0,142\alpha n - 0,012nT_0 + 0,062T_0^2. \quad (7.1)$$

За результатами розрахунків, які проводили за допомогою пакета прикладних статистичних програм обробки та аналізу результатів експериментальних досліджень для ПК, будували тривимірні просторові залежності поверхонь відгуку крутного моменту при транспортуванні зернового матеріалу для наочного зображення

результатів проведених експериментальних лабораторних досліджень.

Отримані регресійні залежності крутного моменту при транспортуванні кускового та сипкого матеріалів у вигляді функціонала  $T = f(\alpha; n; T_o)$  характеризували впливи одиничних факторів (кута нахилу робочого органу до горизонту  $\alpha$ , частоти обертання робочого органу  $n$ , та часу зростання моменту опору  $T_o$ ) та їх взаємодію на параметр оптимізації.

На рис. 7.16 зображено поверхні відгуку зміни крутного моменту спрацювання запобіжної муфти від кута нахилу робочого органу до горизонту  $\alpha$ , частоти обертання робочого органу  $n$ , та часу зростання моменту опору  $T_o$ .

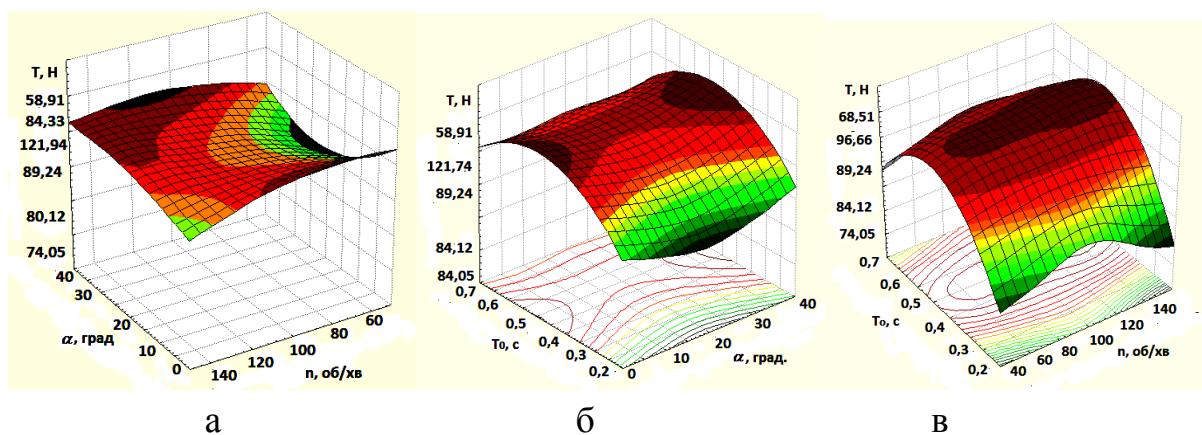


Рис. 7.16. Поверхні відгуку крутного моменту  $T$  від одночасної зміни двох факторів: а -  $T = f(n, \alpha)$ ; б -  $T = f(\alpha, T_o)$ ; в -  $T = f(n, T_o)$ .

З їх аналізу можна встановити, що найбільший вплив на величину крутного моменту  $T$  має частота обертання робочого органу  $n$  (зміна  $n$  призводить до зростання  $T$  у 2,14 рази).

Далі за інтенсивністю впливу на  $T$  є величина кута нахилу робочого органу до горизонту  $\alpha$  (зміна  $\alpha$  призводить до зростання  $T$  у 1,98 рази) і найменший вплив на величину  $T$  має часу зростання моменту опору  $T_o$  (зміна  $T_o$  призводить до падіння  $T$  у 1,17 рази).

## ВИСНОВКИ

Аналіз процесів роботи завантажувальних патрубків гнучких гвинтових конвеєрів та їх конструктивних схем показав, що на даний час відсутні конструкції таких робочих органів, які забезпечують самозавантаження матеріалу та переміщення гнучкого кожуха в бік забору сипкого матеріалу. У монографії наведено теоретичне узагальнення та вирішення науково-прикладної задачі, яка полягає у розробці завантажувальних патрубків та обґрунтуванні їх раціональних конструктивних і технологічних параметрів для забезпечення самозавантаження та переміщення технологічної магістралі в напрямку купи сипкого матеріалу по мірі його вибирання.

На підставі запропонованої схеми процесу забору сипких матеріалів самозавантажувальним патрубком та проведеного силового аналізу кулачкового механізму повороту активатора виведено системи рівнянь для визначення конструктивних параметрів робочого органу і встановлено межі їх раціональних значень: міжцентрова відстань 0,07...0,08 м, діаметр активатора 0,02...0,025 м, зазор між активатором і диском 0,0015...0,0025 м, жорсткість пружини  $(1...1,5) \cdot 10^4$  Н/м.

Виведені системи рівнянь для визначення параметрів шарнірно-важільного механізму повороту активатора дозволили встановити характер зміни крутного моменту при різних режимах роботи завантажувального патрубка.

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень з визначення характеру руху технологічної магістралі встановлено, що траєкторію траси гнучкого шнека, з достатньою для практичного використання точністю, можна апроксимувати ланцюговою лінією, параметрами якої є приведена жорсткість технологічної магістралі, а також згинний момент, що формується приводом патрубка.

Виведено аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів лопатевого робочого органу і на основі їх аналізу встановлено, що в межах кута розгортки  $\varphi$  від  $0^\circ$  до  $20^\circ$ , а також від  $50^\circ$  до  $90^\circ$  ширина ребра  $b$  і радіус внутрішньої крайки розгортки  $\rho_1$  змінюється несуттєво. Найбільш різка зміна спостерігається в діапазоні  $\varphi = 20^\circ \dots 50^\circ$ . Тому, доцільно використовувати плоскі похилі лопатки з сектором розгортки  $180^\circ$ .



Розроблена математична модель руху сипкого матеріалу по робочих плоских лопатках дозволила встановити, що матеріал на початку руху набуває достатньо великої швидкості в осьовому напрямку і наступний контакт з робочою поверхнею відбувається через декілька обертів, під час якого матеріал спочатку швидко обертається у жолобі ( $\omega = 14$  рад/с), а далі - рух стабілізується з відносно невеликою швидкістю обертання ( $\omega = 6$  рад/с) з частотою обертання робочого органу  $\omega = 52$  рад/с. Кут закріплення плоских лопаток на валу повинен бути в межах  $\gamma = 30^\circ \pm 5^\circ$ .

На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень, а також аналізу технологічних схем можливих варіантів переміщення сипкого матеріалу у перевантажувальному патрубку, розроблено його конструкцію, комплекти подаючих робочих органів, а також виготовлено експериментальну установку і запропоновано методику проведення експериментальних досліджень.

В результаті проведених досліджень встановлено, що продуктивність перевантажувального патрубка  $Q$  пропорційно зростає при збільшенні частоти обертання робочих органів  $n$  і зменшується із зростанням кута нахилу  $\alpha$  корпуса патрубка до горизонту.

На основі проведеного кінетостатичного аналізу запобіжної муфти гвинтового конвеєра виведено аналітичні залежності зміни крутного моменту її спрацювання в залежності від провертання півмуфт на всіх етапах роботи. Встановлено межі раціональних конструктивно-технологічних параметрів.

На основі проведеного розрахунку за контактними напруженнями виведено умови міцності на різних етапах роботи запобіжної муфти конвеєра, які дозволять підібрати матеріал півмуфт відносно допустимих максимальних напружень на площині контакту.

На основі проведеного динамічного аналізу процесу роботи запобіжної муфти встановлено, що збільшення частоти її обертання  $n$  призводить до зростання обертових моментів системи.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Клендій М.Б. Обґрунтування параметрів перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра: Дис...канд. техн. наук: 05.05.05.- Тернопіль: ТДТУ, 2007.- 137 с.

2. Царенко О.М. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: підручник / [О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, М.В. Швайко та ін.]; [під ред. С.С. Яцуна].- К.: Мета, 2003.- 448 с.

3. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов / Р.Л. Зенков.- М.: Машиностроение, 1973.- 220с.

4. Токарчук О.А. Обґрунтування параметрів скребкових робочих органів транспортерів-змішувачів концентрованих кормів конвеєра: Дис. канд. техн. наук: 05.05.11.- Вінниця: ВНАУ, 2014.- 155 с.

5. Ковалев Н.Г., Хайліс Г.А., Ковалев М.М. Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства).- М.: ИК «Родник», журнал «Аграрная наука», 1998.- 208 с.

6. 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.

7. Зенков Р.Л. Бункерные устройства.- М.: Машиностроение, 1972.-182 с.

8. Розум Р.І. Обґрунтування параметрів перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра: Дис...канд. техн. наук: 05.05.11.- Тернопіль: ТДТУ, 2005.- 157 с.

9. Гевко Б.М. Гибкий винтовой конвейер. А.С. № 1348268 СССР кл. В 65 G 33/16, 33/24 / Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко. Заявка №4042210/27-03. Заявл. 21.02.1986. Опубл. 30.10.1987. Бюл.№40.

10. Гевко Р.Б. Робочий орган гвинтового транспортера-подрібнювача Патент 59288 А Україна МПК 7 В 65 G 33/16, 33/26 / Р.Б. Гевко, І.В. Вовк. Заявка №20021210511. Заявл. 24.12.2002. Опубл. 15.08.2003. Бюл.№8.

11. Гевко Р.Б. Гибкий винтовой конвейер. А.С. № 1645219 СССР кл. В 65 G 33/16, 33/24 / Р.Б. Гевко, И.Б. Гевко, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский. Заявка №4681375/03. Заявл. 20.02.1989. Опубл. 30.04.1991. Бюл.№16.

12. Гевко Р.Б. Гибкий винтовой конвейер. А.С. № 1710462 СССР кл. В 65 G 33/16, 33/24 / Р.Б. Гевко, И.Б. Гевко, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский. Заявка №4791015/03. Заявл. 20.12.1989. Опубл. 07.02.1992. Бюл.№5.

13. <http://www.конвейер-м.пф/category/vintovie-konveera/>

14. Гевко Б.М. Винтовой конвейер. Патент СССР №1807971 кл. В 65 G 33/00, 33/14 / Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко, М.Г. Данильченко, М.И. Пилипец, Р.М. Рогатынский, М.П. Копак, В.М. Осуховский, В.М. Мартыненко, А.И. Беспалек, А.Д. Назарчук. Заявка №4948278. Заявл. 25.06.1991. Оpubл. 07.04.1993. Бюл.№13.

15. Гевко Р.Б. Гвинтовий конвеєр. Патент України на корисну модель №32387 МПК В 65 G 33/14 / Р.Б. Гевко, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець, І.Б. Гевко, А.О. Вітровий. Заявка № u200800724. Заявл. 21.01.2008. Оpubл. 12.05.2008. Бюл.№9.

16. Гевко Р.Б. Гвинтовий конвеєр. Патент України на корисну модель №68113 МПК В 65 G 33/14 / Р.Б. Гевко, М.І. Шинкарик, С.В. Вознюк. Заявка № u201111551. Заявл. 29.09.2011. Оpubл. 12.03.2012. Бюл.№5.

17. Гевко Р.Б. Гибкий винтовой конвейер. А.С. № 1798273 СССР кл. В 65 G 33/16, 33/24 / Р.Б. Гевко, Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, А.С. Калайджан, В.А. Мартиненко, И.Б. Гевко. Заявка №4790388/03; Заявл. 12.02.1990 Оpubл. 28.02.1993. Бюл.№8.

18. Гурик О.Я. Обґрунтування параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів: Дис...канд. техн. наук: 05.05.11.- Тернопіль: ТДТУ, 2003.- 174 с.

19. Гевко Б.М. Механізми з гвинтовими пристроями / Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський та ін.- Львів.- Світ.- 1993.- 206 с.

20. 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.

21. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам.- Л.: Машиностроение, 1979.- 344 с.

22. Гевко Р.Б. Предохранительные муфты повышенной плавности срабатывания / Машиностроитель.- Москва.- 1987.- С. 19.

23. 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.

24. Оболенский А.Ю. Предохранительное устройство А.С. № 1300222 СССР кл. F 16 D 7/04 / А.Ю. Оболенский, Т.В. Тарасова, В.К. Сулимов, Р.Б. Гевко. Заявка №4005093/31-27. Заявл. 06.01.1986. Оpubл. 30.03.1987. Бюл.№12.

25. Сулимов В.К. Предохранительное устройство. А.С. № 1437597 СССР кл. F 16 D 7/04 / В.К. Сулимов, Т.В. Сулимова, Р.Б. Гевко. Заявка №4155124/25-27. Заявл. 02.12.1986. Оpubл. 15.11.1988. Бюл.№42.

26. Гевко Б.М. Предохранительное устройство. А.С. № 1456342 СССР кл. В 65 G 33/24 / Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко. Заявка №4102349/27-03. Заявл. 11.05.1986. Опубл. 07.02.1989. Бюл.№5.

27. 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.

28. 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.

29. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры.- М.: Машиностроение, 1972.- 184 с.

30. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин.- К.: Изд-во УСХА.- 1992.- 240 с.

31. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение.- 1975.- 280 с.

32. Гевко Б.М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин: Дис...д-ра техн. наук: 05.05.11.- Ростов-на-Дону, 1987.- 450 с.

33. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва: Дис...докт. техн. наук: 05.20.04.- К., 1997.- 425 с.

34. Пилипець М.І. Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвеєрів: Дис...канд. техн. наук: 05.20.04.- Тернопіль: ТПІ, 1993.- 269 с.

35. Гевко Р.Б. Технологічні і конструктивні шляхи підвищення довговічності гвинтових спіралей шнеків // Прогресивні технології і обладнання в машино- і приладобудуванні / Тези доповідей першої науково-технічної конференції ТПІ / Тернопіль.- 1992.- С. 74 - 75.

36. Вітровий А.О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу модульного гвинтового агрегату: Дис...канд. тех. наук: 05.20.01.- Луцьк: ЛДТУ.- 1999.- 138 с.

37. 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.

38. Пік А.І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах: Дис...канд. тех. наук: 05.20.01.- Луцьк: ЛДТУ.- 1999.- 149 с.

39. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів: Дис...канд. тех. наук: 05.02.02.- Львів: ЛНТУ.- 2004.- 148с.
40. Lyashuk O.L., Rogatynska O.R., Serilko D.L. (2015) - Modelling of the vertical screw conveyer loading, INMATEH. Agricultural Engineering. vol. 45, no 1, pg. 87 - 94.
41. Рогатинська О. Дослідження процесу транспортування сипкого вантажу похилими гвинтовими конвеєрами / О. Рогатинська, О. Ляшук, Т. Плешок, Р. Любачівський // Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І.Пулюя.- Тернопіль.- 2015.- Том 79.- №4.- С. 137 - 143.
42. Васильєв А.Й. Робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра. Патент України на корисну модель №67426А МПК В 65 G 33/16 / А.Й. Васильєв, Р.Б. Гевко, І.О. Павлова. Заявка № 2003098691. Заявл. 24.09.2003. Опубл. 15.06.2004. Бюл.№6.
43. 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.
44. 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.
45. Радик Д.Л. Підвищення надійності роботи завантажувальних пристроїв гвинтових конвеєрів / Д.Л. Радик // Тези доповіді науково-технічної конференції.- Тернопіль: ТП.- 1992.- С. 32.
46. 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.
47. Бойко А.І. Дослідження контактної взаємодії зерна в зазорі “виток-кожух” шнекових живильників зерноочисних машин / А.І.Бойко, В.Л.Куликівський // Науковий вісник НУБіПУ.- К.: Ред.-вид. відділ НУБіПУ, 2011.- Вип. 166: Техніка та енергетика АПК.- Ч.1.- С. 267 - 274.
48. Куликівський В.Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин: Дис...канд. тех. наук: 05.05.11.- Вінниця: ВНАУ.- 2012.- 152 с.
49. Грудовий Р.С. Обґрунтування конструкцій і параметрів робочих органів шнекових транспортерів зерна: Дис...канд. тех. наук: 05.05.11.- Вінниця: ВНАУ.- 2013.- 157 с.

50. Розум Р.І. Обґрунтування вибору конструктивно-технологічної схеми завантажувального патрубку / Р.І. Розум // Сільськогосподарські машини. Випуск 11.- Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2004.- С. 126 - 131.

51. Розум Р.І. Розрахунок завантажувального патрубку гвинтового конвеєра / Р.І. Розум, Р.Б. Гевко // Сільськогосподарські машини. Вип. 10.- Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ.- 2002.- С. 188 - 195.

52. Розум Р.І. Силовий аналіз завантажувального патрубку гвинтового конвеєра / Р.І. Розум // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Вип. 17.- "Підвищення надійності відновлюваних деталей машин".- Харків.- 2003.- С. 203 - 207.

53. Розум Р.І. Силовий розрахунок самозавантажувального патрубку сипких матеріалів / Р.І. Розум, Р.Б. Гевко // Вісник Тернопільського державного технічного університету.- Тернопіль.- 2004.- Том 9.- №4.- С. 50 - 55.

54. 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.

55. 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.

56. Клендій М.Б. Дослідження процесу перевантаження сипкого вантажу гвинтовими робочими органами // Вісник Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. Том 3.- Тернопіль, 2006.- С. 92 - 100.

57. Nevko R.V., Klendiy M.V., Klendiy O.M. (2016) – Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor, INMATEH: Agricultural engineering, vol.48, no.1, pg. 29 - 34.

58. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский.- Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989.- 176 с.

59. Nevko R.V., Klendiy O.M. (2014) – The investigation of the process of a screw conveyor safety device actuation, INMATEH: Agricultural engineering, vol.42, no.1, pg. 55 - 60.

60. Гевко Р.Б. Кінематичний аналіз кулькового запобіжного пристрою з торцевим замиканням елементів зачеплення. / Гевко Р.Б., Буряк М.В. // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Тернопіль, Тб., №4, 2001.- С. 35 - 43.

61. Гевко Р.Б. Обґрунтування параметрів захисних механізмів шнекових транспортерів / Р.Б. Гевко, О.М. Клендій // Вісник

Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Науковий журнал № 2 (70). – Тернопіль, 2013.- С. 103 – 114.

62. Гевко І.Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: Дис. д-ра. тех. наук: 05.02.02. / І.Б. Гевко. Національний університет “Львівська політехніка”, 2013. – 322 с.

63. Писаренко Г.С. Справочник по сопроотивленію материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев - 2-е изд. - Киев: Наукова думка, 1988. -736 с.

64. 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.

65. Клендій О.М. Визначення контактних напружень під час роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра / О.М. Клендій // Вісник інженерної академії України. – Київ.- 2015.- №4.- С. 40 - 44.

66. Гевко Р.Б. Визначення контактних напружень в елементах зачеплення запобіжної муфти / Р.Б. Гевко, О.М. Клендій // Матеріали II-ої Міжнародної науково – практичної конференції "Сучасні технології промислового комплексу - 2016". 14-18 вересня. Херсонський національний технічний університет. С. 134 - 137.

67. 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.

68. Гевко Р.Б. Завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра. Деклараційний патент України на винахід №61435 А МПК В 65 G 33/16, В 65 G 33/24 / Р.Б. Гевко, Р.І. Розум. Заявка № 2003021004. Заявл. 05.02.2003. Опубл. 17.11.2003. Бюл.№11.

69. Данильченко М.Г. Патрубок гвинтового конвеєра. Деклараційний патент України на винахід №4003 МПК В 65 G 33/16, В 65 G 33/24 / М.Г. Данильченко, Р.Б. Гевко, Р.І. Розум. Заявка № 20040503447. Заявл. 06.05.2004. Опубл. 15.12.2004. Бюл.№12.

70. Гевко Р.Б. Завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра. Деклараційний патент України на винахід №6315 МПК В 65 G 33/16, В 65 G 33/24 / Р.Б. Гевко, Р.І. Розум. Заявка № 20040503357. Заявл. 06.05.2004. Опубл. 16.05.2005. Бюл.№5.

71. Гевко Р.Б. Завантажувальний патрубок гвинтового конвеєра. Деклараційний патент України на винахід №6376 МПК В 65 G 33/16,

В 65 G 33/24 / Р.Б. Гевко, Р.І. Розум. Заявка № 20040705257. Заявл. 01.07.2004. Опубл. 16.05.2005. Бюл.№5.

72. Розум Р.І. Результати експериментальних досліджень завантажувального патрубку гвинтового конвеєра/ Р.І. Розум, Р.Б. Гевко // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 11.- Луцьк: Ред.-видав. відділ ЛДТУ, 2003. – С. 92 – 96.

73. Клендій М.Б. Методика досліджень нових типів перевантажувальних патрубків гвинтових конвеєрів / М.Б. Клендій., Р.Б. Гевко // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Випуск 20.- Вінниця, 2005.- С. 190 – 195.

74. Клендій М.Б. Гвинтовий конвеєр. Деклараційний патент України на винахід №59078 А МПК В 65 G 33/16, В 65 G 33/24 / М.Б. Клендій, І.О. Павлова, Р.Б. Гевко, І.Г. Ткаченко. Заявка № 2003010046. Заявл. 02.01.2003. Опубл. 15.08.2003. Бюл.№8.

75. Гевко Р.Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, А.І. Пік.- Тернопіль: Астон, 2012.- 204 с.

76. Гевко Р.Б. Робочий орган транспортера. Деклараційний патент України на винахід №3843 МПК В 65 G 33/16, В 65 G 33/28 / Р.Б. Гевко, М.Б. Клендій. Заявка № 2004032157. Заявл. 23.03.2004. Опубл. 15.12.2004. Бюл.№12.

77. Дмитрів Д.В. Вимірювач крутного моменту. Деклараційний патент України на винахід №34098 А МПК G 01 L 3/08, G 01 L 3/10 / Д.В. Дмитрів, І.Й. Назар, Р.Б. Гевко, А.І. Пік, А.П. Безпальок. Заявка № 99063030. Заявл. 02.06.1999. Опубл. 15.02.2001. Бюл.№1.

78. Гевко Р.Б. Визначення експлуатаційних показників перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, М.Б. Клендій // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Випуск 44. – Харків, 2006.- С. 117 - 121.

79. Клендій М.Б. Результати експериментальних досліджень пошкодження насінневого матеріалу перевантажувальним патрубком гвинтового конвеєра / М.Б. Клендій, Р.Б. Гевко // Збірник наукових статей Сільськогосподарські машини. Вип.- 14.- Луцьк, 2006.- С. 109 - 114.

80. Гевко Р.Б. Кулькова запобіжна муфта. Патент України на корисну модель №63910, МПК F16D 7/00 / Р.Б. Гевко, О.М. Клендій. Заявка № u201103364. Заявл. 21.03.2011. Опубл. 25.10.2011. Бюл.№20.

81. Гевко Р.Б. Запобіжний пристрій. Патент України на корисну модель №71785, МПК F16D 7/00 / Р.Б. Гевко, О.М. Клендій. Заявка - № u201200608. Заявл. 19.01.2012. Опубл. 25.07.2012. Бюл.№14.



## ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СПОСОБІВ ЗАВАНТАЖЕННЯ ТА ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ГВИНТОВИМИ КОНВЕЄРАМИ.....	5
1.1. Механіко-технологічні властивості сипких сільськогосподарських матеріалів.....	5
1.2. Аналіз конструкцій та технологічних процесів роботи гвинтових конвеєрів із завантажувальними та перевантажувальними патрубками.....	10
1.3. Аналіз конструкцій запобіжних пристроїв гвинтових конвеєрів.....	25
1.4. Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень процесів механізованого транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів.....	30
РОЗДІЛ 2. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПАТРУБКІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ.....	33
2.1. Обґрунтування вибору конструктивно-технологічної схеми завантажувального патрубка.....	33
2.2. Силовий аналіз кулачкового механізму повороту активатора.....	36
2.3. Силовий аналіз шарнірно-важільного механізму повороту активатора.....	46
2.4. Визначення траєкторії руху технологічної магістралі гнучкого конвеєра при самозавантаженні сипкими матеріалами.....	56
РОЗДІЛ 3. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПАТРУБКА ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА.....	63
3.1. Дослідження процесу переведення сипкого матеріалу гвинтовим робочим органом в горизонтальному перевантажувальному патрубку.....	63
3.2. Визначення раціональних конструктивних параметрів лопатевого робочого органу перевантажувального патрубка.....	68

3.3. Математичне моделювання руху сипкого вантажу по поверхні шнека з плоскими лопатками.....	73
3.4. Рух потоку сипкого матеріалу по поверхні робочого органу з плоскими лопатками.....	89
<b>РОЗДІЛ 4. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАХИСНИХ ПРИСТРОЇВ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ.....</b>	<b>94</b>
4.1. Кінетостатичний аналіз роботи захисного пристрою гвинтового конвеєра.....	94
4.2. Визначення контактних напружень під час роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра.....	103
4.3. Динамічний розрахунок запобіжної муфти гвинтового конвеєра.....	113
<b>РОЗДІЛ 5. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПАТРУБКІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ.....</b>	<b>123</b>
5.1. Програма експериментальних досліджень.....	123
5.2. Лабораторні установки та результати досліджень силових параметрів завантажувальних патрубків.....	124
5.3. Експериментальна установка гнучкого гвинтового конвеєра із завантажувальним патрубком та результати проведення багатофакторного експерименту.....	129
5.4. Методика проведення та результати експериментальних досліджень з визначення характеру та величини тягового зусилля завантажувальної магістралі.....	133
5.5. Методика та результати експериментальних досліджень режиму роботи активатора в сипкому середовищі.....	135
<b>РОЗДІЛ 6. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПАТРУБКА.....</b>	<b>137</b>
6.1. Програма експериментальних досліджень.....	137
6.2. Експериментальна установка та конструкції робочих органів перевантажувального патрубка.....	138
6.3. Методики проведення експериментальних досліджень для визначення раціональних параметрів	

і режимів роботи технологічних органів перевантажувального патрубка.....	142
6.4. Визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів елементів перевантажувального патрубка на продуктивність транспортування матеріалів.....	145
6.5. Встановлення впливу „мертвих зон” в направляючих кожухах перевантажувального патрубка на переміщення матеріалу в залежності від кінематичних параметрів робочих органів.....	147
6.6. Результати експериментальних досліджень з визначення впливу конструктивних і технологічних параметрів гвинтових робочих органів на ступінь пошкодження зернового матеріалу.....	148
<b>РОЗДІЛ 7. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА.....</b>	<b>151</b>
7.1. Програма експериментальних досліджень.....	151
7.2. Конструкція гвинтового конвеєра із запобіжною муфтою.....	152
7.3. Експериментальний стенд та методика проведення досліджень запобіжної муфти.....	155
7.4. Результати динамічних досліджень запобіжної муфти.....	157
7.5. Методика проведення та результати статичних досліджень запобіжної муфти.....	159
7.6. Результати досліджень контактних напружень під час роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра.....	162
7.7. Методика та результати експериментальних досліджень з визначення зміни крутного моменту спрацювання запобіжної муфти за багатофакторним експериментом.....	165
<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>168</b>
<b>ЛІТЕРАТУРА.....</b>	<b>170</b>
<b>ЗМІСТ.....</b>	<b>177</b>

