

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки  
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

**Пояснювальна записка**  
**До кваліфікаційної роботи магістра**

Магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему

**Вдосконалення конструкції та**  
**обґрунтування параметрів гнучкого**  
**шнекового транспортера**

Виконав: студент VI курсу, групи 602-ММв  
напряму підготовки (спеціальності)

133 Галузево машинобудування  
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Година Олександр Романович (прізвище та ініціали)

Керівник проф. Срібнюк С.М.  
(прізвище та ініціали)

Рецензент Сердюк В.О.  
(прізвище та ініціали)

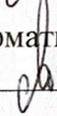
Полтава – 2024 рік

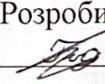
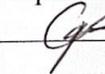
Міністерство освіти і науки України  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки  
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

**Вдосконалення конструкції та  
обґрунтування параметрів гнучкого  
шнекового транспортера  
Кваліфікаційна робота магістра**

**Лист затвердження**

**ГМтаМ 602ММв.027-00.00.000 МР**

Технологічний контроль к.т.н., доц.  
 О.С. Васильєв  
„23” серпня 2024р.  
Нормативний контроль к.т.н., доц.  
 О.С. Васильєв  
„23” серпня 2024р.

Розробив студент групи 602-ММв  
 О.Р. Година  
„23” серпня 2024р.  
Керівник к.т.н., проф.  
 С.М. Срібнюк  
„23” серпня 2024р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ  
Завідувач кафедри  
галузевого машинобудування та мехатроніки  
к.т.н., доц.

 О.В. Орисенко  
Гарант ОП  М.М. Нестеренко

Полтава – 2024 рік

№ рядок.	Форм.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
1					
2			Документація загальна		
3					
4			Вперше розроблена		
5					
6	A4	ГМтаМ 602ММв.027-00.00.000ТЗ	Технічне завдання	1	
7	A4	ГМтаМ 602ММв.027-00.00.000А	Анотація	3	
8	A4	ГМтаМ 602ММв.027-00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка		
9					
10			Документація наукова		
11					
12			Вперше розроблена		
13					
14	A4	ГМтаМ 601ММв.027-00.00.000ПМ	Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів гнучкого шнекового транспортера		
15					
16					
17					
18			Презентаційні матеріали	12	
19					
20					
21					
22					
23					
24					
25					
26					
27					
28					
29					
30					

ГМтаМ 602ММв.027--00.00.000ВМ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.	Година			23.08
Перев.	Срібнюк			23.08
Н.контр.	Васильєв			28.08
Затв.	Орисенко			26.08

Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів гнучкого шнекового транспортера			Лит.	Лист	Листів
Відомість кваліфікаційної роботи магістра			Н	1	1
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»					

**Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»**  
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки

Кафедра, циклова комісія Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Освітньо-кваліфікаційний рівень Магістр

Напрямок підготовки \_\_\_\_\_

(шифр і назва)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач

кафедри галузевого

машинобудування та

мехатроніки

О.В. Орисенко

"20 03 2024 р.

**З А В Д А Н Н Я**

до кваліфікаційної роботи магістра

Години Олександра Романовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи

**«Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів гнучкого шнекового транспортера»**

керівник к.т.н., проф Срібнюк С.М.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 18.03.2024 №305/ПД

1. Строк подання студентом роботи 20 березня 2024

2. Вихідні дані до роботи Результати практики, Інформація з науково-практичних періодичних видань України, нормативні документи тощо. Конструктивні схеми.

3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1 Еволюція та конструктивні рішення гнучких гвинтових конвеєрів  
2 Проектування та реалізація нових технологій у виробництві стрічкових конвеєрів  
3 Використання комп'ютерного моделювання при проектуванні елементів робочих органів гнучкого конвеєра

4. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

«Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів гнучкого шнекового транспортера» графічні матеріали (10 листів А4)

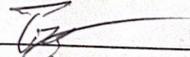
### 6. Консультанти розділів роботи

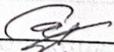
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

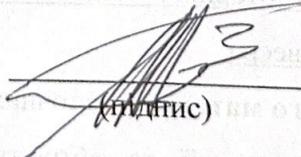
7. Дата видачі завдання 18.03.2024р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Аналіз літературних джерел, розрахунки</i>	15.08.2024	
2	<i>Аналітичні та експериментальні дослідження робочого процесу обладнання</i>	15.08.2024	
3	<i>Компонування пояснювальної записки</i>	15.08.2024	
4	<i>Здача готової роботи</i>	15.08.2024	

Студент  Олександр ГОДИН  
(підпис) (П.І.Б.)

Керівник роботи  Степан СРІБНИС  
(підпис) (П.І.Б.)

Гарант  Микола НЕСТЕРЕНКО  
(підпис) (П.І.Б.)

## Анотація

Кваліфікаційна робота магістра на тему: «Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів гнучкого шнекового транспортера»

Кваліфікаційна робота магістра на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня магістра за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування – Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2024

Робота складається з трьох розділів.

У результаті проведеного дослідження були розроблені та обґрунтовані конструктивні параметри гнучкого гвинтового конвеєра, спрямовані на підвищення його експлуатаційних характеристик і надійності. Зокрема, було запропоновано використання секційного виконання гвинтових робочих органів, що дозволило знизити ризик пошкоджень спіралей під впливом знакозмінних циклічних навантажень. Оптимальні конструктивні параметри, такі як довжина секції, крок спіралі, радіус кривини магістралі та величина зазору між секціями, були визначені на основі комп'ютерного моделювання в програмному комплексі SolidWorks.

Чисельний аналіз деформацій гвинтового робочого органу під дією різних значень крутного моменту дозволив визначити критичні точки, де виникають найбільші напруження та деформації, що є основою для подальшої оптимізації конструкції. Встановлено важливість врахування радіуса кривини гнучкого гвинтового органу при проектуванні криволінійних трас для транспортування сипких вантажів. Дотримання оптимальних значень цього параметра забезпечує необхідний рівень технологічності та ефективності роботи конвеєра.

Проведене дослідження сприяє розвитку теоретичної бази та надає практичні рекомендації щодо проектування і експлуатації гнучких гвинтових

ГМтаМ 602ММв.027-00.00.000 А				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
Розроб.	Година		<i>[Signature]</i>	28.08
Перев.	Срібнюк		<i>[Signature]</i>	28.08
Керівн.				
Н. контр.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	23.08
Затв.	Орисенко		<i>[Signature]</i>	26.08

Літ.	Лист	Листів
Н		

Анотація

Національний університет  
«Полтавська політехніка імені  
Юрія Кондратюка»

конвеєрів, що дозволяє підвищити їхню надійність і тривалість служби в умовах промислового використання.

**Ключові слова:** шнековий транспортер, моделювання, шнек.

## Annotation

### **Master's qualification thesis on the topic: "Improvement of design and justification of parameters of a flexible screw conveyor"**

Master's qualification thesis for obtaining the educational and qualification level of Master in the specialty 133 Industrial Engineering – National University "Poltava Polytechnic named after Yuri Kondratyuk," Poltava, 2024.

The thesis consists of three sections.

As a result of the research, the design parameters of a flexible screw conveyor aimed at improving its operational characteristics and reliability were developed and justified. In particular, the use of a sectional design of the screw working elements was proposed, which allowed reducing the risk of spiral damage under alternating cyclic loads. Optimal design parameters, such as section length, screw pitch, pipeline curvature radius, and the gap between sections, were determined based on computer modeling in the SolidWorks software package.

The numerical analysis of deformations of the screw working element under different torque values made it possible to identify critical points where the highest stresses and deformations occur, forming the basis for further design optimization. The importance of considering the curvature radius of the flexible screw element when designing curved paths for bulk material transportation was established. Adhering to the optimal values of this parameter ensures the necessary level of conveyor technology and efficiency.

The conducted research contributes to the development of the theoretical basis and provides practical recommendations for the design and operation of flexible screw conveyors, enhancing their reliability and service life under industrial usage conditions.

Keywords: screw conveyor, modeling, screw.

					ГМтаМ 602ММв.027-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки  
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

## **Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів гнучкого шнекового транспортера**

**Пояснювальна записка**

**Кваліфікаційної роботи магістра**

**ГМтаМ 602ММв.027-00.00.000 ПЗ**

Полтава – 2024 рік

## Зміст

Вступ .....	3
Розділ 1: Еволюція та конструктивні рішення гнучких гвинтових конвеєрів .....	7
1.1 Розвиток конструкції гнучких конвеєрів .....	7
Розділ 2: Проектування та реалізація нових технологій у виробництві стрічкових конвеєрів .....	21
2.1 Аналіз існуючих методик розрахунку .....	21
2.1 Визначення радіуса кривизни гнучкого конвеєра.....	30
Розділ 3 Використання комп'ютерного моделювання при проектуванні елементів робочих органів гнучкого конвеєра.....	35
3.1 Порядок проведення комп'ютерного моделювання елементів спірального гвинтового робочого органу в SolidWorks з дослідженням деформацій під дією крутного моменту .....	35
3.2 Моделювання робочого органу.....	37
ВИСНОВКИ .....	45
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	46
Додатки Презентаційні матеріали за темою «Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів гнучкого шнекового транспортера»	

ГМІМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ								
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Зміст	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Година	5	<i>[підпис]</i>	23.08		Н	2	
Перев.	Срібнюк		<i>[підпис]</i>	23.08				
Керівник			<i>[підпис]</i>					
Н. контр.	Васильєв		<i>[підпис]</i>	23.08		Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Затв.	Орисенко		<i>[підпис]</i>	26.08				

## Вступ

Технічні засоби неперервного транспортування матеріалів є основою комплексної механізації завантажувально-розвантажувальних робіт, які значно скорочують витрати часу на виробничі процеси, підвищують продуктивність праці та ефективність виробництва.

В умовах української економіки гвинтові перевантажувальні механізми відіграють важливу роль у сільськогосподарському виробництві, харчовій і переробній промисловості, будівництві, а також у ливарних цехах металургійних підприємств. Вони використовуються для виготовлення модельного оснащення, заповнення робочих місткостей машин і агрегатів сипкими матеріалами, а також для виконання інших операцій. Мобільні та пересувні гнучкі гвинтові конвеєри набувають все більшого застосування в цих галузях.

Гвинтові перевантажувальні механізми є невід'ємною частиною автоматизованого процесу транспортування та перевантаження сипких матеріалів у різних сферах народного господарства. Застосування малогабаритних гнучкі гвинтові конвеєри, робочі органи яких виконані у вигляді циліндричних пружин або спіралей шнеків, що здатні вільно змінювати своє розташування в просторі під час перевантаження сипких матеріалів, дозволяє вирішувати питання мобільності транспортуючих механізмів.

Однак, при роботі на криволінійних трасах такі гнучкі гвинтові конвеєри мають низький ресурс роботи, обмежену вантажопідйомність і продуктивність через циклічні знакозмінні навантаження, що виникають через відсутність вала, який би сприймав сумарні навантаження по трасі. Розробка та

					<b>ГМІМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ</b>			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Вступ	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Година		<i>[Підпис]</i>	23.08		Н	3	
Перев.	Срібнюк		<i>[Підпис]</i>	29.08				
Керівник			<i>[Підпис]</i>					
Н. контр.	Васильєв		<i>[Підпис]</i>	22.09				
Затв.	Орисенко		<i>[Підпис]</i>	26.09				
						Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

впровадження секційних гвинтових робочих органів гнучкі гвинтові конвеєри значно підвищують їх продуктивність та збільшують ресурс роботи.

Сучасний розвиток усіх галузей, де широко використовуються гвинтові конвеєри, визначає основні напрями розвитку цих механізмів. До них відносяться напрямки роботи та галузі:

Створення конвеєрів, що забезпечують транспортування вантажів від початкового до кінцевого пункту по прямолінійних або криволінійних просторових трасах великої протяжності без необхідності перезавантаження. Основний акцент у цьому напрямі робиться на створенні багатоприводних конвеєрів різних типів (підвісних, пластинчастих, скребкових, стрічкових), а також на розробці потужних конвеєрів зі стрічково-канатними або стрічково-захоплюючими тяговими елементами, складних розгалужених гвинтових конвеєрів, трубчастих скребкових конвеєрів з просторовою трасою та інших.

Підвищення надійності та довговічності гвинтових конвеєрів. У зв'язку з підвищеними вимогами до експлуатації конвеєрів у різних галузях, зростає необхідність у розробці нових матеріалів і конструкцій, що забезпечують їхню стійкість до зношування, корозії та механічних пошкоджень. Особливу увагу приділяють удосконаленню гвинтових елементів та приводних систем, які дозволяють знизити рівень вібрацій і шуму, тим самим підвищуючи комфорт і безпеку обслуговуючого персоналу.

Оптимізація конструкції гвинтових конвеєрів з урахуванням специфічних вимог до транспортування матеріалів. Це включає розробку спеціалізованих конструкцій для транспортування різних типів матеріалів, таких як зерно, добрива, цемент, вугілля та інші сипучі матеріали. Для цього використовуються сучасні методи комп'ютерного моделювання і аналізу, що дозволяють точно визначити оптимальні параметри роботи конвеєра, такі як діаметр шнека, крок спіралі, швидкість обертання та нахил траси.

Впровадження автоматизованих систем управління. Сучасні гвинтові конвеєри оснащуються системами автоматичного контролю і управління, які дозволяють оптимізувати процес транспортування матеріалів, знижуючи ризик аварійних ситуацій і підвищуючи ефективність виробничого процесу. Використання датчиків для моніторингу стану обладнання, а також інтеграція з програмним забезпеченням для управління виробництвом, значно підвищують рівень автоматизації та продуктивності.

Розробка екологічно безпечних та енергоефективних конвеєрів. Сучасні тенденції спрямовані на зниження енергоспоживання та зменшення шкідливого впливу на довкілля. Використання нових технологій, таких як частотні перетворювачі для регулювання швидкості обертання шнека, дозволяє значно знизити енерговитрати. Також впроваджуються матеріали, що забезпечують зменшення тертя та зношування, що позитивно впливає на екологічні показники роботи конвеєра.

Глобалізація ринку та стандартизація виробництва гвинтових конвеєрів. В умовах глобалізації економіки зростає потреба у стандартизації виробництва гвинтових конвеєрів для забезпечення їхньої сумісності з обладнанням інших виробників, що значно спрощує їх інтеграцію у виробничі процеси різних країн і підприємств. Стандартизація також дозволяє знизити витрати на виробництво і обслуговування обладнання, завдяки уніфікації запчастин і комплектуючих.

Нами було розглянуто питання використання гнучких шнекових конвеєрів на деревообробних комбінатах та заводах. Деревообробна промисловість також може ефективно використовувати гнучкі гвинтові конвеєри для транспортування різних видів деревної сировини, таких як тирса, стружка, дерев'яні гранули, та інші сипучі матеріали. Завдяки можливості роботи в умовах обмеженого простору та на криволінійних трасах, такі

					ГМІМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		5

конвеєри ідеально підходять для переміщення матеріалів у вузьких і складних приміщеннях деревообробних заводів.

Гнучкі шнекові конвеєри можуть бути інтегровані в автоматизовані лінії для транспортування відходів деревини від місць обробки до місць зберігання або утилізації, що дозволяє значно підвищити ефективність виробництва та знизити витрати на ручне переміщення матеріалів. Крім того, застосування таких конвеєрів сприяє зменшенню кількості пилу та забруднень у виробничих приміщеннях, покращуючи умови праці для персоналу.

Враховуючи специфіку деревообробних підприємств, де часто виникає потреба в транспортуванні матеріалів на різні висоти або в обмеженому просторі, гнучкі шнекові конвеєри є ідеальним рішенням. Їхня мобільність та можливість роботи в складних умовах забезпечують високу продуктивність і надійність у роботі з різними видами деревних матеріалів.

					ГМіМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		6

## Розділ 1: Еволюція та конструктивні рішення гнучких гвинтових конвеєрів

### 1.1 Розвиток конструкції гнучких конвеєрів

Історія гнучких гвинтових конвеєрів почалася на початку 20-го століття, коли інженери в Німеччині розпочали розробку та дослідження гнучких робочих органів для транспортування сипких матеріалів. Одним з піонерів у цій сфері був Х. Герман, чия робота [22] дала поштовх до подальших інновацій. Перші конструкції гнучких гвинтових конвеєрів мали спіральний робочий орган круглої поперечної форми, що обмежувало їхню продуктивність через нерегулярний потік матеріалів і зменшену ефективність транспортування.

У перші десятиліття 20-го століття, основними проблемами гнучких гвинтових конвеєрів були обмежена продуктивність і значне пошкодження сипких матеріалів. Кут атаки між поверхнею кожуха і ребром спіралі був значно більший, ніж у смугових спіралях, що призводило до інтенсивного тертя і подрібнення матеріалів, таких як зерно або гранули. Це обмежувало їх використання для транспортування більш чутливих матеріалів.

Поступово, з розвитком нових матеріалів і технологій, конструкції гнучких гвинтових конвеєрів почали удосконалюватися. Інженери почали експериментувати з різними формами спіралей та матеріалами для зменшення тертя і підвищення ефективності. У цей період з'явилися перші конструкції з багатокутними профілями спіралей і новими сплавами для виготовлення кожухів, що дозволило зменшити зношування і підвищити довговічність обладнання.

					<b>ГМІМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ</b>							
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Еволюція та конструктивні рішення гнучких гвинтових конвеєрів			Літ.	Лист	Листів		
Розроб.	Година		<i>[підпис]</i>	23.08				Н		7		
Перев.	Срібнюк		<i>[підпис]</i>					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»				
Керівник			<i>[підпис]</i>									
Н. контр.	Васильєв		<i>[підпис]</i>	23.08								
Затв.	Орисенко		<i>[підпис]</i>	26.08								

З кінця 20-го століття до початку 21-го століття розпочався бурхливий розвиток в області автоматизації і комп'ютерного моделювання. Інженери впровадили нові технології для моніторингу і управління конвеєрами в реальному часі, що дозволило значно поліпшити продуктивність і надійність обладнання. З'явилися нові конструкції з можливістю налаштування кута атаки, використання гнучких спіралей з різними профілями та матеріалами для зменшення тертя і подрібнення матеріалів.

Сучасні гнучкі гвинтові конвеєри продовжують еволюціонувати завдяки використанню передових матеріалів і технологій, таких як частотні перетворювачі для регулювання швидкості і системи автоматизації для покращення продуктивності. Ведуться дослідження в області екологічної безпеки і енергоефективності, що дозволяє знижувати енергоспоживання і зменшувати вплив на навколишнє середовище.

## 2.1 Основні типи конструкцій

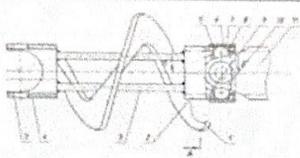
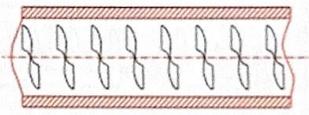
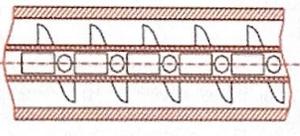
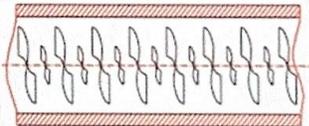
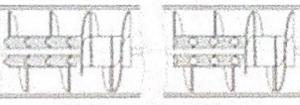
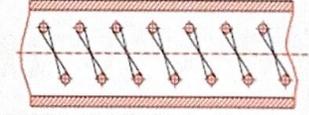
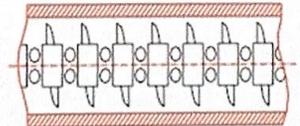
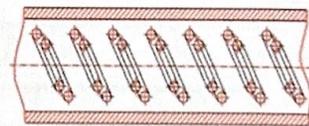
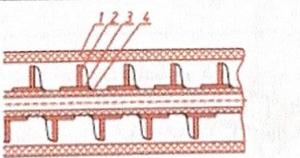
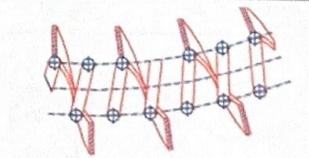
В таблиці 1.1 [2] представлено різноманітність конструктивних схем гвинтових робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів. Різні конструктивні рішення дозволяють ефективно адаптувати гнучких гвинтових конвеєрів до специфічних умов експлуатації, враховуючи типи транспортованих матеріалів, траєкторії переміщення, а також необхідний рівень продуктивності. У таблиці наведені приклади конструкцій, що відрізняються за формою спіралей, способом завантаження, типом приводу та особливостями роботи на криволінійних магістралях.

Конструктивні схеми гвинтових робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів відрізняються не лише за формою спіралі, але й за матеріалом, з якого вони виготовлені. Деякі схеми передбачають використання композитних матеріалів, що підвищує стійкість до зношування і знижує вагу конструкції. Важливим аспектом є також спосіб кріплення робочих органів до привідного

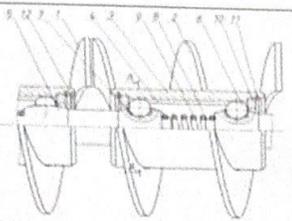
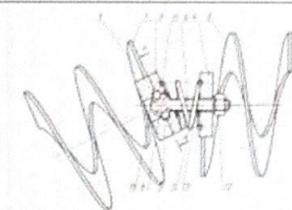
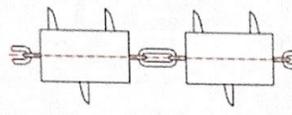
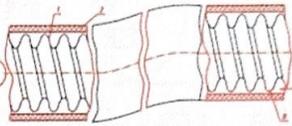
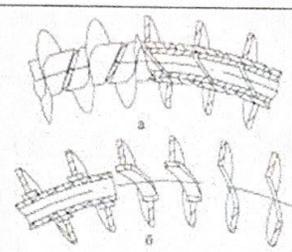
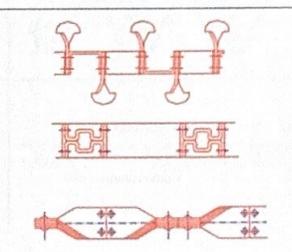
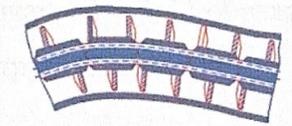
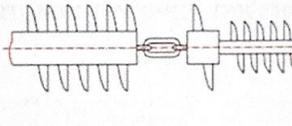
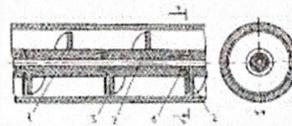
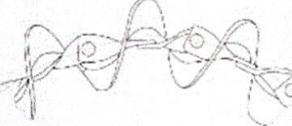
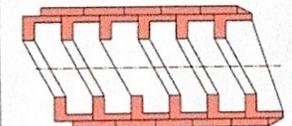
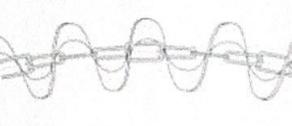
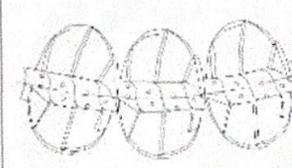
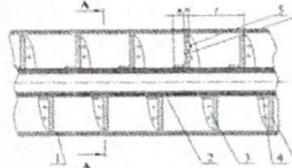
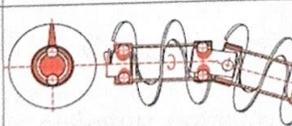
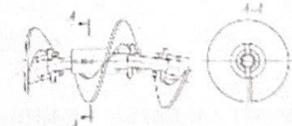
					ГМІМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		8

механізму, який впливає на ефективність передачі крутного моменту і зменшує ймовірність поломок. У таблиці наведені приклади гвинтових робочих органів, що призначені для роботи з різними типами сипких матеріалів, зокрема зерном, піском, цементом та іншими. Це дозволяє вибирати оптимальні конструкції залежно від вимог до продуктивності і умов експлуатації.

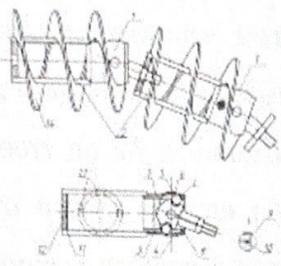
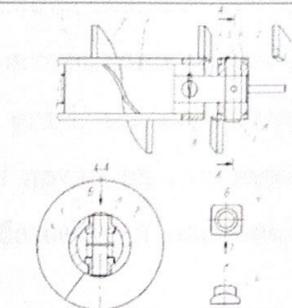
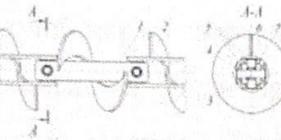
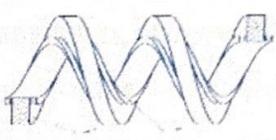
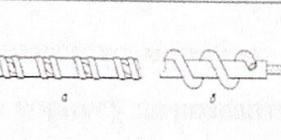
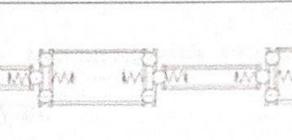
Таблиця 1.1 – Конструктивні схем гвинтових робочих органів [2]

№ п/п	Назва механізму	Схема механізму	№ п/п	Назва механізму	Схема механізму
1	2	3	4	5	6
1	Карданний секційний ГРО		6	Спіральний гнучкий ГРО	
2	Спіральний ГРО з гнучким валом		7	Багатоспіральний гнучкий ГРО	
3	Секційний ГРО		8	Дротяний ГРО	
4	Секційний ГРО		9	Багадротяний ГРО	
5	ГК зі спеціальним ГРО		10	Комбінований ГРО	

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6
11	Секційний ГРО		19	Секційний ГРО	
12	Секційний ГРО з карданним з'єднанням		20	ГРО із зовнішнім та внутрішнім гвинтовими елементами	
13	ГРО з горизонтально несучими спіралями		21	ГРО з секційним валом	
14	Секційний ГРО з тросовим з'єднанням		22	Комбінований ГРО	
15	Секційний ГРО		23	ГРО з шарнірним гнучким валом	
16	ГРО з зовнішньою спіраллю		24	ГРО з шарнірним гнучким валом	
17	ГРО з набором гвинтових пелюстків і несучого еластичного валу		25	ГРО змішувача	
18	Карданний ГРО		26	Шарнірний ГРО з пальцевими елементами зачеплення	

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6
27	Секційний ГРО		30	Шарнірний ГРО	
28	Шарнірний ГРО		31	ГРО з внутрішнім з'єднанням секцій	
29	ГРО з гнучким валом		32	Гнучкий вал ГРО	

На рисунках 1.1 – 1.32 зображено спіралі гвинтових робочих органів та елементи конструкції конвеєра.

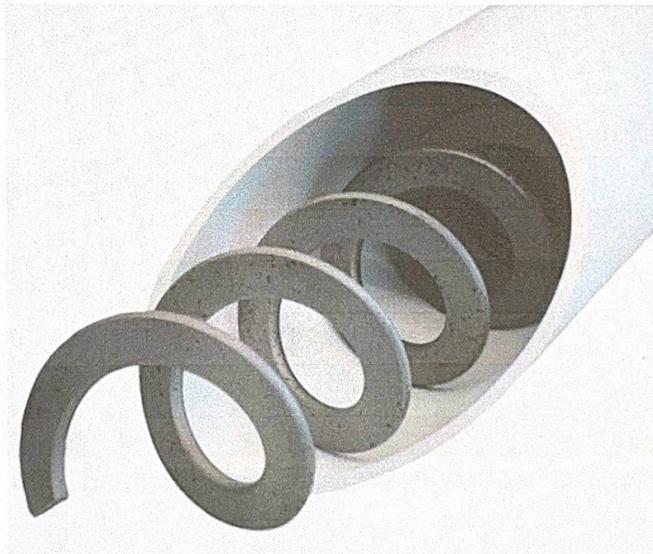


Рисунок 1.1 – Спіраль гвинтового робочого органу.

Головним робочим органом і найвідповідальнішою деталлю гнучкого шнека є подаюча спіраль. До подаючої спіралі висуваються дуже високі

вимоги, адже вона повинна мати гарну гнучкість для забезпечення необхідної траєкторії подачі матеріалу, а також високу зносостійкість, оскільки постійно контактує з транспортованим матеріалом. Для виготовлення подаючих спіралей використовуються вуглецеві та нержавіючі сталі, які мають високі показники стійкості до абразивного зносу і відмінні пружинні властивості. Спіраль гнучкого шнека завжди є цілісною, що забезпечує її надійність і довговічність в умовах інтенсивної експлуатації.

Кінці подаючої спіралі закріплюються в підшипникових опорах, одна з яких встановлюється на валу приводної станції, а інша – в районі розвантажувального модуля. При включенні електроприводу спіраль обертається і переміщує матеріал, який потрапив у міжвитковий простір, вздовж гнучкого корпусу до розвантажувального модуля.

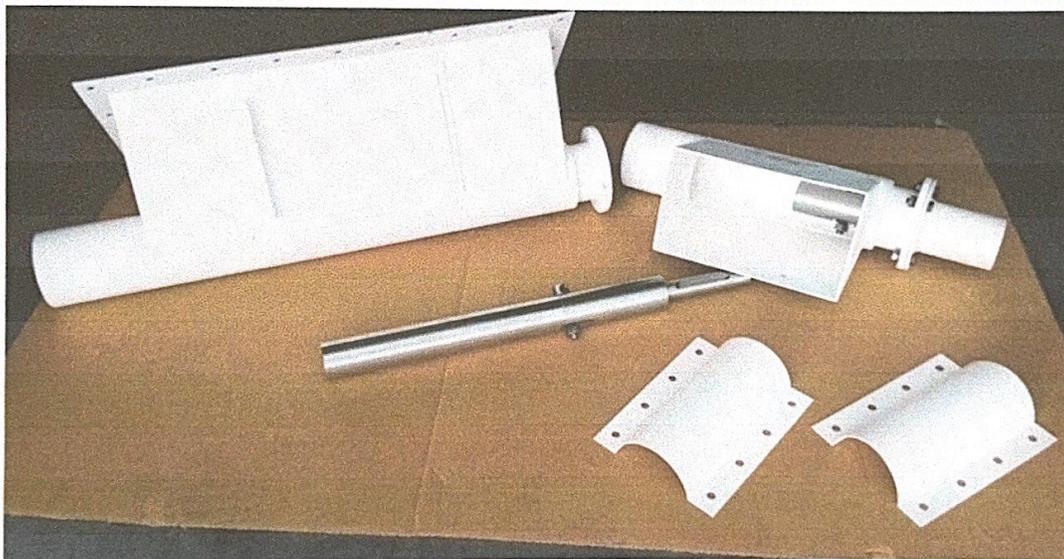


Рисунок 1.2 – Елементи завантажувального та розвантажувального модуля.

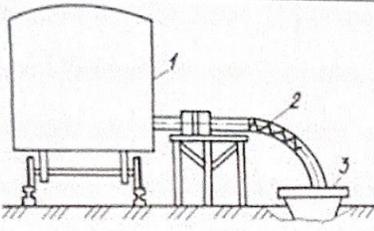
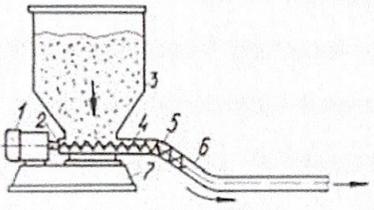
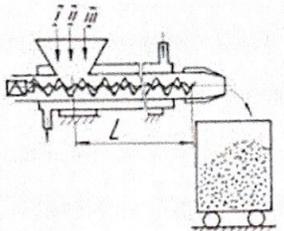
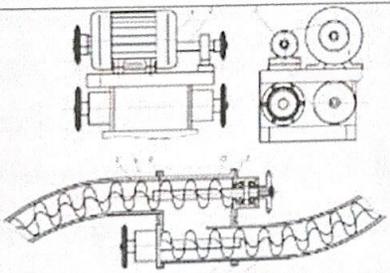
Корпус спірального конвеєра являє собою трубу, виготовлену з полімерного матеріалу, стійкого до абразивного зносу. Додатковий захист корпусу від зносу забезпечується завдяки оригінальному технічному рішенню:

						ГМІМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			12

ретельно розрахований кільцевий зазор між внутрішніми стінками корпусу і спіраллю постійно заповнюється транспортованим матеріалом, який слугує своєрідним щитом, захищаючи корпус від зносу.

В таблиці 1.2 показано можливі варіанти використання конвейорів з гнучким валом.

Таблиця 1.2 – Можливі варіанти використання конвейорів із гнучким валом

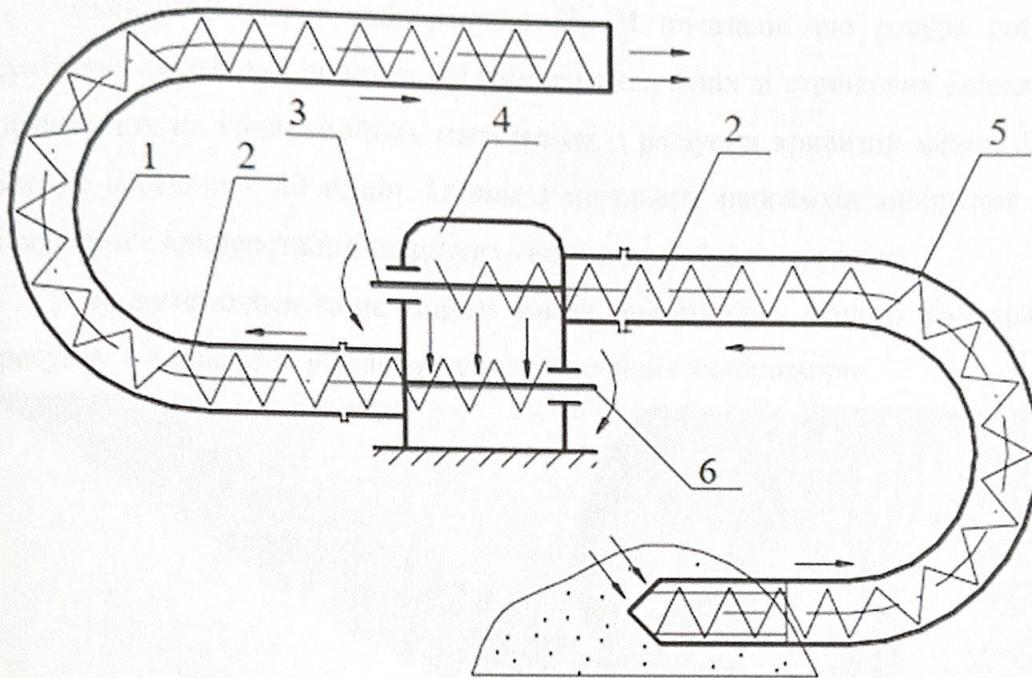
	<p>Вивантаження та перевантаження сипких вантажів за допомогою ГГК</p>
	<p>Консольний ГГК транспортуючий за схемою "від приводу"</p>
	<p>Змішування й дозування багатокомпонентних сумішей за допомогою ГГК</p>
	<p>Двомагістральний ГГК для завантаження матеріалів з наспів чи інших місць забору та їх перевантаження</p>

Секційні робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів є простими та високопродуктивними механізмами, що широко використовуються для транспортування сипких матеріалів, таких як пісок, цемент, зерно, мінеральні добрива та інші сипучі речовини в різних сферах народного господарства. Завдяки простоті виготовлення, високій мобільності та надійності, ці механізми набули широкого застосування. Вони здатні переміщувати вантажі не лише по горизонтальних, нахилених і вертикальних магістралях, але й ефективно працювати на складних маршрутах із мінімальним радіусом кривизни, який становить 1000 мм. Довжина таких магістралей може досягати 20 000 мм і більше, а продуктивність — до 20 тонн на годину і більше.

Пошук оптимальних схем для транспортування сипучих матеріалів на криволінійних магістралях призвів до розробки широкого спектру нових робочих органів, які відрізняються за конструкцією, технологією виготовлення та функціональним призначенням. Конструкції робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів можна класифікувати за способом завантаження матеріалу на одно- та двомагістральні. В одномагістральних конвеєрах завантаження сипких матеріалів, як правило, здійснюється через бункер, при цьому привід розташовується в зоні бункера. Проте існують варіанти, де завантаження матеріалу відбувається шляхом захоплення відкритою спіраллю, яка за допомогою різних насадок вводиться в купу сипучого матеріалу. У таких системах привід встановлюється в зоні вивантаження, а для підвищення маневреності робочих органів застосовуються двомагістральні конвеєри, де привід та перевантажувальний патрубок об'єднані в один технологічний вузол.

Принципову схему двомагістрального секційного гнучкого гвинтового конвеєра зображено на рисунку 1.3 [3]. Він складається з завантажувального та розвантажувального гнучких кожухів, в яких розташовані смугові спіралі. Обертання робочих органів забезпечується електродвигуном через привідні

вали за допомогою механічних передач. Ділянки спіралей, що жорстко закріплені на привідних валах, розташовані в перевантажувальному патрубку.



1, 5 – труба, 2 – шнек, 3, 6 – привод, 4 – перевантажувач

Рисунок 1.3 – Схема двомагістрального гвинтового конвеєра – перевантажувача

Під час роботи сипкий матеріал захоплюється витками спіралі завантажувальної магістралі та переміщується в гнучкому кожусі до перевантажувального патрубку, звідки під дією власної ваги потрапляє на витки вивантажувальної магістралі та транспортується до зони призначення. Серед відомих схем секційних робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів, ця компоновка є найбільш ефективною з точки зору розташування приводу та зони пересипання сипкого матеріалу з однієї магістралі на іншу. Проте, згідно з дослідженнями, стрічкові спіралі мають обмежений робочий ресурс та надійність, оскільки на криволінійних трасах транспортування робочий орган

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМІМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ

Лист

15

піддається постійним знакозмінним згинальним навантаженням, що призводить до втоми матеріалу та його пошкодження.

Експериментальні дослідження [3, 5] показали, що ресурс роботи суцільних гвинтових робочих органів, виготовлених зі стрічкових спіралей і працюючих на криволінійних магістралях з радіусом кривизни менше 1000 мм, не перевищує 40 годин. Одним з можливих напрямків вирішення цієї проблеми є використання секційних гвинтових робочих органів.

Як зазначалося вище спіралі шнека можуть бути різного діаметра на рисунку 1.4 показано варіанти найпопулярніших типорозмірів.



Рисунок 1.4 – Спіралі шнека

Як правило спіралі виготовляють так щоб можна було використати стандартні труби ПВХ (рисунок 1.5), наприклад зовнішній діаметр - 69мм внутрішній діаметр - 45мм крок спіралі - 52мм товщина смуги - 4 мм, висота смуги 12 мм марка стали 1070 (65ГА)

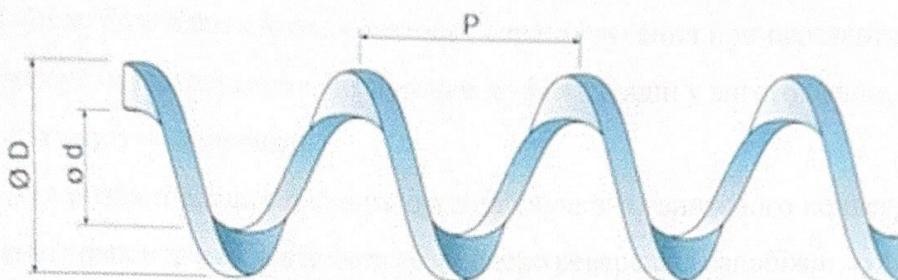


Рисунок 1.5 – Схема спіралі

Вибір конструкції гнучкого гвинтового конвеєра залежить від кількох ключових факторів: вартості, продуктивності, енергетичних витрат, обслуговування та ремонту, ризику пошкоджень при транспортуванні, габаритів, безпеки експлуатації, довжини траєкторії транспортування та можливості її кривизни, висоти підйому тощо. На надійність експлуатації гнучкого гвинтового конвеєра слід звертати таку ж увагу, як і на продуктивність, ціну та витрати на експлуатацію. Тому при розробці конструкцій гнучкого гвинтового конвеєра акцентують увагу на надійності, безвідмовності в роботі, продуктивності та безпеці.

Надійність роботи гнучкого гвинтового конвеєра забезпечується правильним підбором захисних пристроїв, які запобігають перевантаженню. До таких пристроїв відносяться запобіжні та пружні муфти, бункерні захисні решітки, насадки та огорожуючі елементи. Для ефективного вибору захисних пристроїв розроблено схему взаємозв'язку конструктивних характеристик і захисних механізмів, що дозволяє підібрати відповідні компоненти для конкретних умов роботи.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГМіМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ

Лист

17

Однак не всі конструкції запобіжних муфт відповідають вимогам до ефективного розімкнення кінематичного ланцюга при перевантаженні. Більшість імпульсних муфт підходять для невеликих швидкостей і моментів, тоді як при високих швидкостях і великих навантаженнях вони викликають повторні перевантаження, що призводять до швидкого зносу. Фрикційні запобіжні муфти мають низьку точність спрацьовування при перевантаженні, що обмежує їх застосування. Планетарні муфти складні у виготовленні, мають великі розміри і є дорогими.

Для розвантаження робочих органів гнучкого гвинтового конвеєра при забиванні транспортної магістралі розроблено реверсивні запобіжні муфти, які дозволяють шнеку повернутися назад і знімати забивання. Однак ці муфти є дорогими і ненадійними. Запобіжні муфти з осьовим зміщенням валів можна використовувати лише у тихохідних конвеєрах, що обмежує їх ефективність. Найбільш перспективним є використання пружно-запобіжних муфт, які забезпечують плавний запуск шнека, зменшення динамічних навантажень і розчеплення кінематичного ланцюга при критичних навантаженнях.

Вибір бункерних захисних решіток, насадок і огорожуючих елементів для гнучких гвинтових конвеєрів не є складним процесом і визначається розмірами частинок транспортуваного вантажу, продуктивністю конвеєра та умовами його ефективного завантаження. На рисунку 1.6 показані мобільні гвинтові конвеєри з бункерами.

В бунерах можуть бути встановлені решітки які запобігають потраплянню сторонніх предметів і крупногабаритних матеріалів у кожух конвеєра, що може призвести до його забивання. Основна функція таких бункерів — забезпечення безперебійного завантаження матеріалу та запобігання перевантаженню шнека. Бункери можуть бути оснащені регульованими завантаженнями (з різними шиберами) або нерегульованими, з захисними решітками або без них, і виготовлятися у різних формах, таких як квадратні, прямокутні, круглі (конічні, циліндричні), коритоподібні тощо.

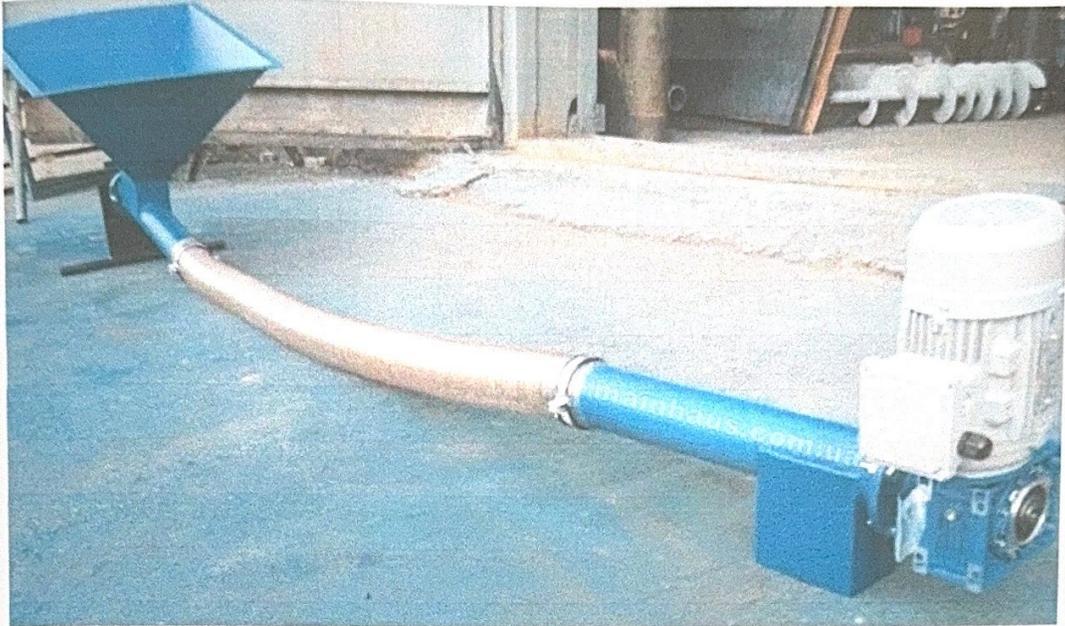


Рисунок 1.6 – Мобільний гвинтовий конвеєр з бункером.

Насадки для гвинтових конвеєрів виконують функцію бездеформаційного введення спіралі в матеріал, забезпечуючи її безпечну роботу та ефективне завантаження конвеєра. Вони також допомагають запобігти перевантаженню і поломкам транспортних засобів. Насадки можуть бути з регульованими отворами (для регулювання процесу завантаження) або нерегульованими (з постійними отворами), а також мати запобіжну функцію або бути без неї (рис. 1.7).

Траєкторія розміщення конвеєра може бути різноманітна але основні напрямки наведено на рисунку 1.7.



Рисунок 1.7 – Насадка

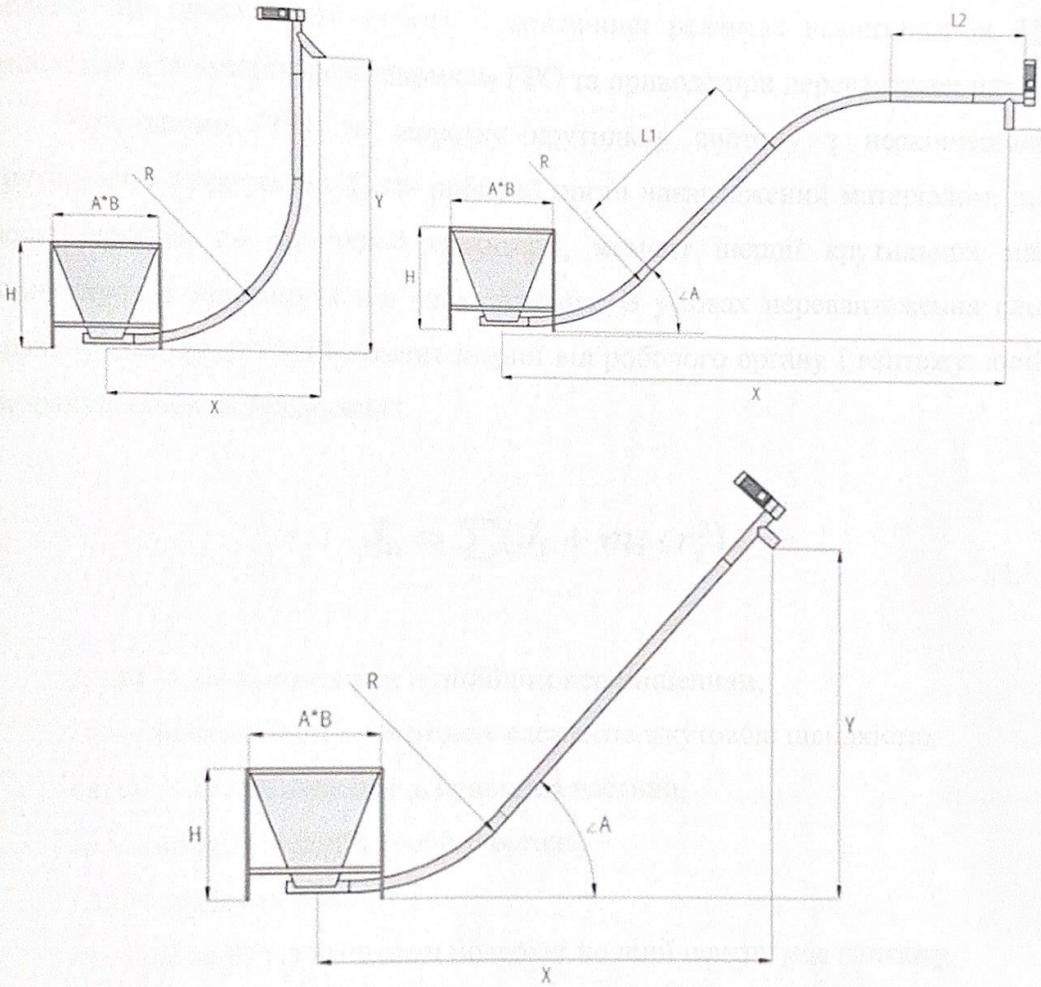


Рисунок 1.8 – Траєкторії конвеєрів

## Розділ 2: Проектування та реалізація нових технологій у виробництві стрічкових конвеєрів

### 2.1 Аналіз існуючих методик розрахунку

Для визначення максимального крутного моменту, який може розвивати секційний гвинтовий робочий орган (ГРО), була розроблена динамічна модель, що описує його роботу в критичних режимах навантаження. Це необхідно для запобігання поломкам ГРО та привода при перевантаженнях.

Розглянемо ГРО як жорстку крутильну систему з нескінченною крутильною жорсткістю. Коли робочий орган навантажений матеріалом, що переміщується по гвинтовій траєкторії, момент інерції крутильних мас змінюється в залежності від навантаження. В умовах перевантаження слід враховувати приведений момент інерції від робочого органу і вантажу, який розраховується за формулою:

$$J_{\Pi} = \sum (J_i + m_i \cdot r_i^2) \quad (2.1)$$

де  $m_i$  — маса елементів із лінійним переміщенням,

$J_i$  — момент інерції обертових елементів з кутовою швидкістю

$\omega_i$ ,  $\omega$  — кутова швидкість привідної частини,

$J_r$  — момент інерції робочого органу,

$Q_m$  — масовий розхід,

$\alpha$  — кут підйому гвинтової поверхні по лінії центру мас вантажу,

$\beta_T$  — кут підйому вантажу по гвинтовій траєкторії,

				ГМіМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Година	Тоб	Тоб	13.08	Н	21	Национальний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Перев.	Срібнок	Срібнок	Срібнок				
Керівник							
Н. контр.	Васильєв			23.08			
Зав.	Орисенко			26.08			
Проектування та реалізація нових технологій у виробництві стрічкових конвеєрів							

L — довжина робочого органу,

D — зовнішній діаметр робочого органу.

Оскільки приведений момент інерції є функцією  $\beta_T$  та  $\omega$ , рівняння руху робочого органу має вигляд:

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{M_{оп}}{J_{п}} \quad (2.2)$$

де  $M_{оп}$  — момент опору, який визначається як момент тертя вантажу об нерухому поверхню кожуха.

Кутова складова швидкості вантажу дорівнює:

$$\omega_B = \frac{M_{оп}}{J_{п}} \quad (2.3)$$

Нормальна реакція кожуха на вантаж дорівнює:

$$N_K = m_c \cdot g \cdot \sin(\beta_H) \quad (2.4)$$

де  $m_c$  — маса вантажу,  $\beta_H$  — кут нахилу магістралі,  $g$  — прискорення вільного падіння.

Оскільки маси вантажу поступово змінюють своє положення по довжині робочого органу, реакція на вантаж з боку всієї поверхні буде:

$$R_B = m_c \cdot g \cdot \cos(\beta_H) \quad (2.5)$$

Для швидкохідних робочих органів кут нахилу траєкторії змінюється незначно, тому можна приймати його середнє значення

$$\beta_T = \frac{\pi}{2} - \alpha - \arctan(\mu_1), \quad (2.6)$$

де  $\mu_1$  — кут тертя матеріалу об поверхню робочого органу.

Сумарна маса, що знаходиться в робочому органі, визначається через її розхід (в зоні завантаження) і швидкість обертання робочого органу. Приведений момент опору обертанню системи гнучкого робочого органу – вантаж дорівнює:

$$M_{оп} = \mu_2 \cdot N_k \quad (2.7)$$

де  $\mu_2$  — коефіцієнт тертя матеріалу об поверхню кожуха.

Оскільки  $\omega_A$  функціонально зв'язана з  $\omega$ , момент опору буде змінюватися пропорційно  $\omega$ . Тому в диференціальне рівняння буде входити складова, пропорційна кутовій швидкості. У першому наближенні всі інші складові можна приймати постійними і рівними  $\beta$ .

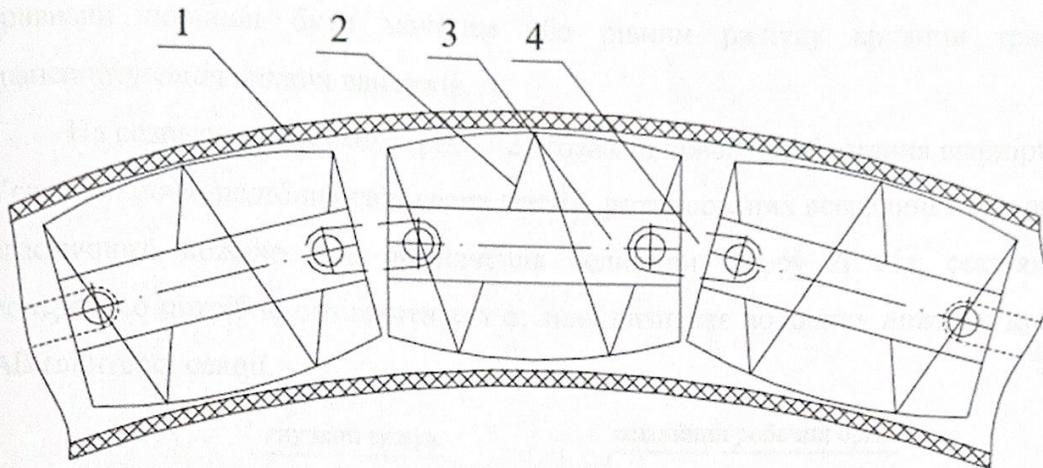
Тоді:

$$M_{оп} = \beta \cdot \omega \quad (2.8)$$

де  $\beta$  — в'язкість системи.

Дослідження [2, 6] підтверджують можливість спрощення моделі гвинтового переважувального механізму до двомасової системи. Приведений момент інерції на ділянках розгону чи гальмування визначається за наведеними залежностями, а жорсткість визначається експериментально.

Покращення гнучкого спірального органу може бути шляхом створення секційного бочкоподібного типу рисунок 2.1[2. 6].



1 – трубопровід, 2 – спіраль, 3 – вал, 4 – елемент з'єднання

Рисунок 2.1 Схема секційного бочкового робочого органу [2].

Автори даного технологічного рішення стверджують що данна конструкція буде краще працювати в надмірно викривленій траєкторії руху шнека.

Основним геометричним конструктивним розрахунком гвинтового робочого органу (ГРО) на криволінійних ділянках є визначення мінімального зазору  $\Delta$  між торцями шарнірно з'єднаних секцій. Це необхідно для запобігання заклинюванню секцій при переміщенні вантажу по криволінійних трасах. Формула для розрахунку виглядає так:

$$\Delta = \Delta (R_k, l, R_1, R_2, a) \quad (2.9)$$

Вхідні дані для цього розрахунку поділяються на дві групи: перша включає параметри, що формуються під час проектування робочого органу для конкретних умов експлуатації ( $R_k, dk$ ).

Оскільки для уникнення пошкоджень внутрішньої поверхні гнучкого кожуха гвинтова поверхня секції виконується в бочкоподібній формі, радіус її кривизни повинен бути меншим або рівним радіусу кривини траси транспортування сипких вантажів.

На розрахунковій схемі (рис. 2.2) показані поверхні обертання шарнірно з'єднаних бочкоподібних гвинтових секцій, розташованих всередині гнучкого еластичного кожуха. Для визначення величини зазору  $\Delta$  між секціями попередньо потрібно визначити кут  $\phi$ , який визначає половину нижньої дуги АВ гвинтової секції.

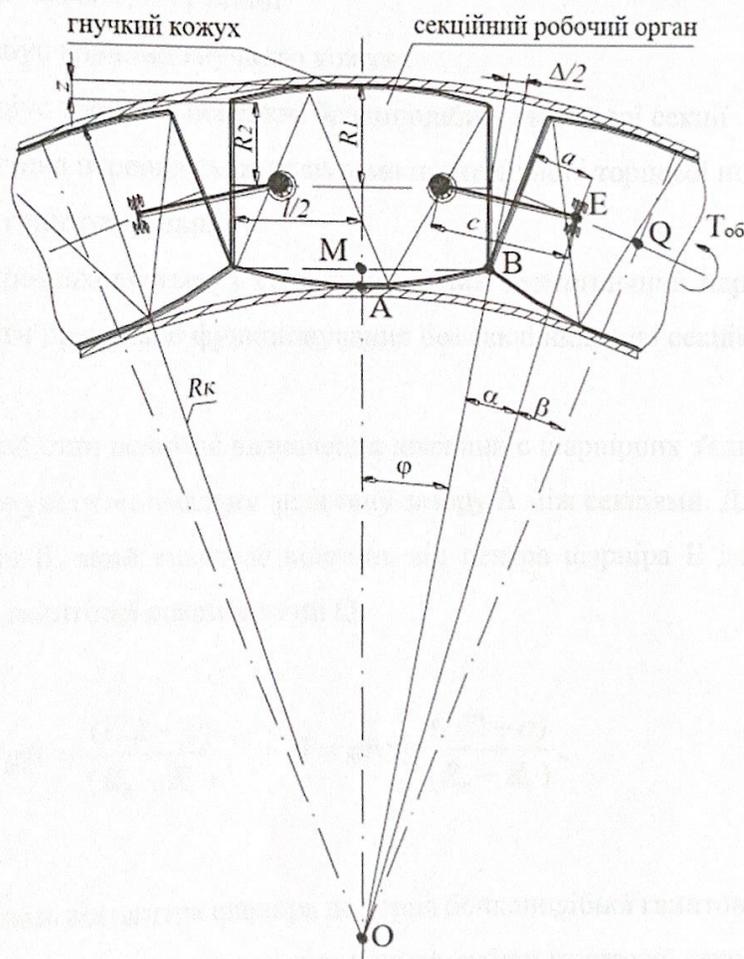


Рисунок 2.2 Розрахункова схема для визначення конструктивних параметрів [2].

Для визначення величини зазору  $\Delta$  між секціями гвинтового робочого органу попередньо потрібно визначити кут  $\phi$ , який характеризує половину нижньої дуги АВ гвинтової секції.

Цей кут розраховується за допомогою таких параметрів:

$$\phi = \arctg \frac{l/2}{(R_k - 2R_2 - z)}, \quad \text{tg}\phi = \frac{l/2}{R_k - (2R_2 + z)}, \quad (2.10)$$

$l$  — довжина гвинтової секції

$R_k$  — радіус кривини гнучкого кожуха

$R_2$  — радіус торцевої поверхні бочкоподібної гвинтової секції

$z$  — величина перепаду між радіусами центральної і торцевої поверхонь бочкоподібної гвинтової секції

Зазор  $\Delta$  розраховується з урахуванням цих геометричних параметрів, щоб забезпечити правильне функціонування без заклинювання секцій під час роботи.

Наступний етап включає визначення довжини с шарнірних з'єднань, що дозволяє розрахувати мінімальну величину зазору  $\Delta$  між секціями. Для цього слід знайти кут  $\beta$ , який визначає відстань від центра шарніра Е до центру бочкоподібної гвинтової секції в точці Q.

$$\text{tg}\beta = \frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)}; \quad \beta = \arctg \frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)}, \quad (2.11)$$

$a$  — відстань від центра шарніра до торця бочкоподібної гвинтової секції

$R_1$  — радіус центральної частини бочкоподібної гвинтової секції

Знайдемо довжину відрізка OE, що є частиною довжини шарнірного з'єднання.

$$\sin \beta = \frac{(l/2 - a)}{OE}; \quad OE = \frac{(l/2 - a)}{\sin \left( \arctg \frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)} \right)}. \quad (2.12)$$

Для цього потрібно визначити кут  $\alpha$ , використовуючи кути  $\phi$  та  $\beta$ .

$$\alpha = \phi - \beta = \arctg \left[ \frac{l/2}{R_k - 2R_2 - z} \right] - \arctg \left[ \frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)} \right] \quad (2.13)$$

Виходячи з цієї умови,  $\sin \alpha = c / (2 \cdot OE)$  довжина  $c$  дорівнює:

$$c = 2 \cdot \frac{(l/2 - a)}{\sin \left( \arctg \frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)} \right)} \times \\ \times \sin \left( \arctg \left[ \frac{l/2}{(R_k - 2R_2 - z)} \right] - \arctg \left[ \frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)} \right] \right) \quad (2.14)$$

Отже, зазор  $\Delta$  між секціями визначається через ці параметри.

$$\Delta = c - 2a;$$

$$\Delta = 2 \left( \frac{(l/2 - a)}{\sin \left( \arctg \frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)} \right)} \sin \left( \arctg \left[ \frac{l/2}{(R_k - 2R_2 - z)} \right] - \arctg \left[ \frac{(l/2 - a)}{(R_k - R_1)} \right] \right) - a \right). \quad (2.15)$$

Зважаючи на те, що параметри  $R_1$ ,  $R$  і  $z$  взаємозв'язані, їх можна визначити через радіус кривини  $R_k$ , радіус центральної частини  $R_1$ , та довжину секції  $l$ , що задаються конструктивно.

$$z = R_k - \sqrt{R_k^2 - (l/2)^2}; \quad (2.16)$$

$$R_2 = R_1 - R_k + \sqrt{R_k^2 - (l/2)^2} \quad (2.17)$$

В кінцевому вигляді залежність для зазору  $\Delta$  має вигляд:

$$\Delta = 2 \left( \frac{l/2 - a}{\sin \left( \arctg \frac{l/2 - a}{R_k - R_1} \right)} \times \sin \left[ \arctg \left[ \frac{l/2}{(2R_k - 2R_1 - \sqrt{R_k^2 - (l/2)^2})} \right] - \arctg \left[ \frac{l/2 - a}{(R_k - R_1)} \right] \right] - a \right). \quad (2.18)$$

На основі цієї залежності були побудовані графічні залежності [2, 6]. мінімального зазору  $\Delta$  від радіуса кривини магістралі перевантаження  $R_k$  і довжини секції (див. рис. 2.3, 2.4 і рис. 2.5).

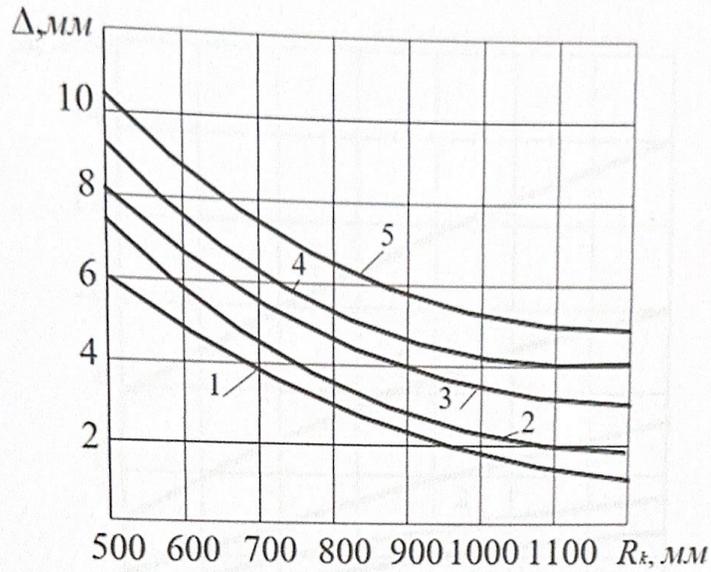


Рисунок 2.3 – Залежність мінімального зазору між гвинтовими секціями від радіуса кривини магістралі  $R_k$  при  $a = 14$  мм,  $R_1 = 36$  мм для: 1 –  $l - 1 = 80$  мм; 2 –  $l - 1 = 100$  мм; 3 –  $l - 1 = 120$  мм, 4 –  $l - 1 = 140$  мм; 5 –  $l - 1 = 160$  мм

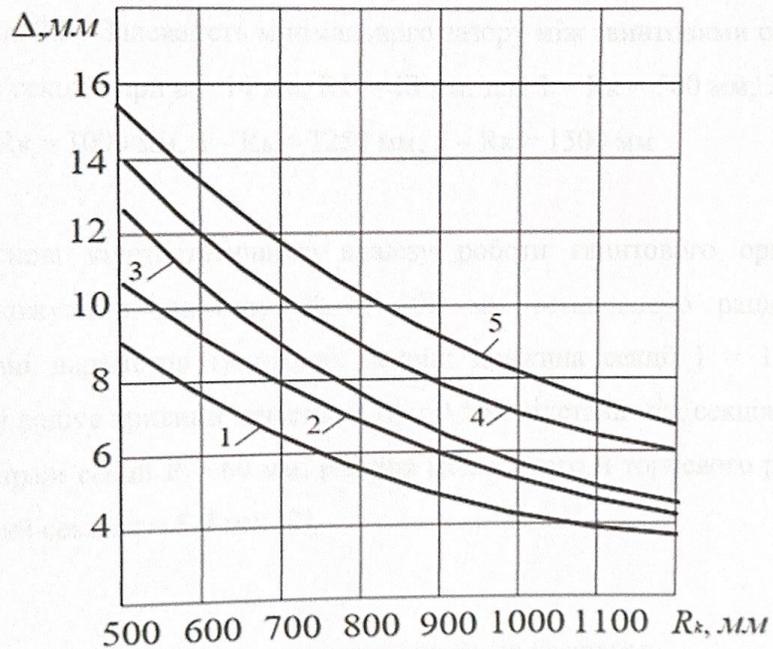


Рисунок 2.4 – Залежність мінімального зазору між гвинтовими секціями від радіуса кривини магістралі  $R_k$  при  $a = 14$  мм,  $R_1 = 48$  мм для: 1 –  $l - 1 = 80$  мм; 2 –  $l - 1 = 100$  мм; 3 –  $l - 1 = 120$  мм, 4 –  $l - 1 = 140$  мм; 5 –  $l - 1 = 160$  мм

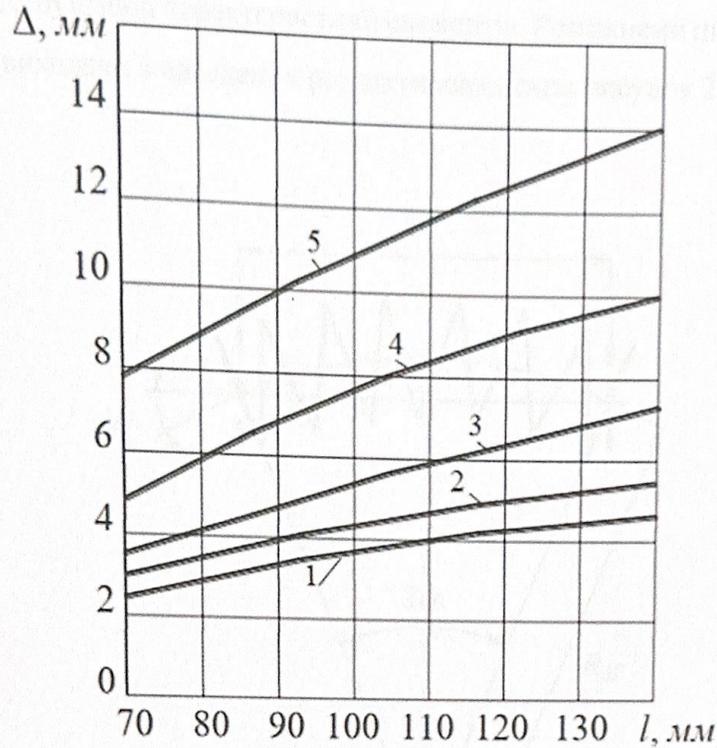


Рисунок 2.5 – Залежність мінімального зазору між гвинтовими секціями від довжини секції  $l$  при  $a = 14$  мм,  $R_1 = 48$  мм: для 1 –  $R_k = 500$  мм; 2 –  $R_k = 750$  мм; 3 –  $R_k = 1000$  мм; 4 –  $R_k = 1250$  мм; 5 –  $R_k = 1500$  мм

На основі кінетостатичного аналізу роботи гвинтового органу із гнучкими кожухами діаметру  $d_k = 100$  мм встановлено раціональні конструктивні параметри гвинтових секцій: довжина секції  $l = 120$  мм; мінімальний радіус кривини магістралі  $R_k = 0,5$  м, відстань між секціями 7-8 мм; крок спіралі секції  $P = 60$  мм, різниця медіального й торцевого радіусів бочкоподібної секції  $z = 5-7$  мм. [2].

## 2.1 Визначення радіуса кривизни гнучкого конвеєра

Для визначення радіуса згину  $R_{zg}$  гнучкого робочого органу транспортера, важливо враховувати декілька параметрів, зокрема кут згину

секцій та конструктивні характеристики елементів. Розглянемо ці параметри детальніше, виходячи з наведених розрахункових схем рисунок 2.6 і формул [2].

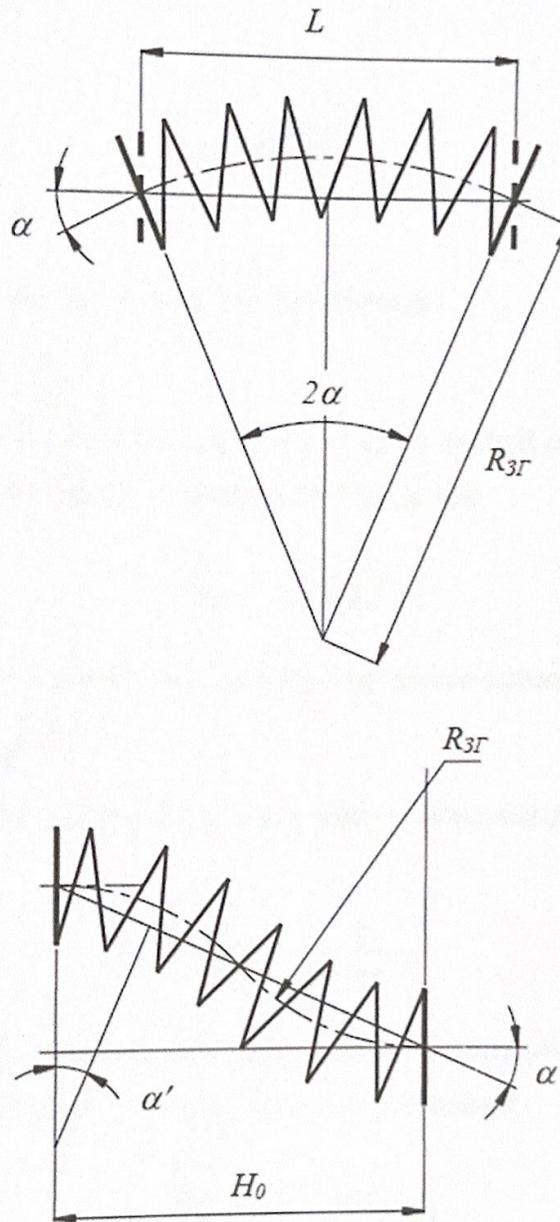


Рисунок 2.6 – Схеми для визначення радіусу кривизни

Розглянемо величину згину гвинтового робочого елемента. Вона визначається як загальна лінійна довжина гвинтового елемента при умові його абсолютної жорсткості. Співвідношення між довжиною згину та радіусом гвинтового елемента  $\epsilon$ :

$$L_{зг} = 2\pi R_{зг} \quad (2.20)$$

де  $\alpha$  — кут згину секцій гвинтового елемента,

$R_{зг}$  — радіус згину.

Згідно розрахункової схеми (рис. 2.6), радіус згину  $R$  можна виразити через відстань між кінцями вигнутого робочого органу:

$$R_{зг} = \frac{L}{2 \sin(\alpha/2)} \quad (2.21)$$

де  $L$  — лінійна відстань між кінцями гвинтового елемента.

Довжина вигину

Підставивши значення для радіуса згину у рівняння довжини згину, отримаємо:

$$L_{зг} = 2\pi \cdot \frac{L}{2 \sin(\alpha/2)} \quad (2.22)$$

В випадку двох траєкторій вигину довжина вигину (лінійна довжина робочого гвинтового елемента) може бути розрахована як:

$$L_{гвин} = \frac{L_{зг}}{\sin(\alpha/2)} \quad (2.23)$$

Визначення кута згину

Для визначення кута згину секцій транспортера  $\alpha$  і радіуса згину  $R_{зг}$

розглянемо розрахункову схему на рис. 1.22. Кут згину  $\alpha$  можна обчислити через такі параметри, як:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{cb}{ac} = \frac{D_B - d_B - 2s}{B} \quad (2.24)$$

$D_B$  — зовнішній діаметр втулок секцій транспортера

$d_B$  — діаметр з'єднуючих валиків

$s$  — товщина втулок

$B$  — ширина втулок

Для визначення радіуса згину  $R_{зг}$  використовується наступна залежність:

$$R_{зг} = \frac{D_B - d_B}{2} \quad (2.25)$$

Це забезпечує точне врахування конструктивних параметрів при проектуванні гнучкого робочого органу.

Для забезпечення ефективності проектування гнучких робочих органів важливо точно визначити радіус згину та довжину вигину, а також врахувати конструктивні деталі, такі як діаметри і товщини елементів. Використання аналітичних залежностей і розрахункових схем дозволяє забезпечити необхідні технологічні можливості та уникнути проблем, пов'язаних із пошкодженнями гнучкого робочого органу.

## Розділ 3 Використання комп'ютерного моделювання при проектуванні елементів робочих органів гнучкого конвеєра

### 3.1 Порядок проведення комп'ютерного моделювання елементів спірального гвинтового робочого органу в SolidWorks з дослідженням деформацій під дією крутного моменту

Для ефективного проектування та оптимізації елементів спіралей в гвинтових конвеєрах пропонується використовувати комп'ютерне моделювання в програмному комплексі SolidWorks. Це дозволить здійснити детальний аналіз геометрії спіралей, їх впливу на ефективність транспортування матеріалів, а також провести чисельне моделювання навантажень і стійкості конструкцій. Використання SolidWorks забезпечить точність моделювання, полегшить візуалізацію змін параметрів спіралей та дозволить швидко виявляти потенційні проблеми в конструкції на ранніх етапах розробки.

Для подальшого комп'ютерного моделювання запропоновано етапи які повинні забезпечити достовірність результатів:

Створення геометричної моделі:

Визначення параметрів секцій: Використовуючи задані конструктивні параметри, створіть окремі 3D-моделі секцій гвинтового робочого органу. Задайте довжину секції  $l=120$  мм, діаметр секції 90 мм, крок спіралі  $P=60$  мм, та різницю між медіальним і торцевим радіусами  $z=10$  мм, .

ГМІМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
Розроб.	Година		<i>[Signature]</i>	23.08
Перев.	Срібнюк		<i>[Signature]</i>	23.08
Керівник			<i>[Signature]</i>	
Н. контр.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	23.08
Затв.	Орисенко		<i>[Signature]</i>	26.08

Літ.	Лист	Листів
Н	35	

Використання комп'ютерного моделювання при проектуванні елементів робочих органів гнучкого конвеєра

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Формування бочкоподібної форми: Виконайте моделювання кожної секції з профільною бочкоподібною формою, забезпечуючи плавний перехід від медіального до торцевого радіуса.

Задання гнучкого кожуха: Створіть модель гнучкого кожуха діаметром  $d_k=100$  мм, у який будуть поміщені спіральні секції.

Встановлення радіусу кривини: Встановіть мінімальний радіус кривини магістралі  $R_k=0,5$  м, забезпечуючи необхідний простір для секцій.

Складання моделей:

З'єднання секцій: Розмістіть моделі секцій у середовищі SolidWorks з урахуванням зазору між ними  $\Delta=10$  мм. Змоделюйте шарнірні з'єднання між секціями, забезпечуючи необхідну гнучкість.

Збірка гвинтового органу: Об'єднайте секції у єдиний гвинтовий робочий орган, розмістивши його в межах гнучкого кожуха.

Аналіз під дією навантажень:

Задання матеріальних властивостей: Призначте матеріали для кожного елемента моделі відповідно до реальних характеристик матеріалів, з яких виготовлено гвинтовий робочий орган і гнучкий кожух.

Застосування крутного моменту: Для аналізу деформацій, які викликаються крутним моментом, застосуйте навантаження в  $10\text{Н}\cdot\text{м}$ ,  $20\text{Н}\cdot\text{м}$ , та  $30\text{Н}\cdot\text{м}$  до моделі гвинтового органу.

Аналіз результатів:

Чисельний аналіз деформацій: Проведіть розрахунковий аналіз деформацій секцій і гнучкого кожуха при прикладених навантаженнях. Проаналізуйте результати для різних крутних моментів ( $10\text{Н}\cdot\text{м}$ ,  $20\text{Н}\cdot\text{м}$ ,  $30\text{Н}\cdot\text{м}$ ).

Визначення критичних точок: Визначте області, які піддаються

найбільшим деформаціям і ризику пошкодження при максимальному навантаженні.

Аналіз впливу параметрів: Досліджуйте вплив конструктивних параметрів, таких як довжина секції, крок спіралі, радіус кривизни, та зазор між секціями на стійкість конструкції до деформацій.

### 3.2 Моделювання робочого органу

За описаною методикою вище було створено твердо тільну модель робочого органу а саме бочко видну секцію спіралей.

На рисунку 3.1 показано 3d модель елемента який в подальшому був об'єднаний за допомогою ланки (рисунок 3.2) в ланцюг робочого органу зображено на рисунку 3.3.

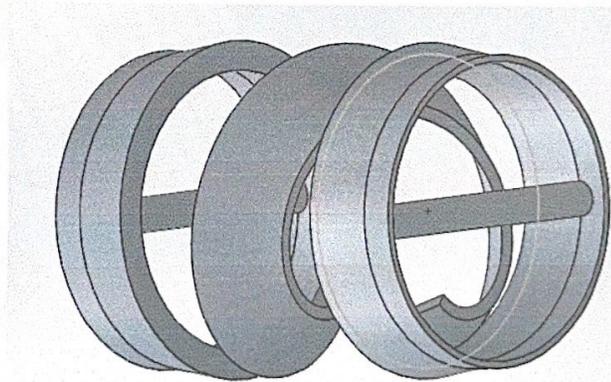


Рисунок 3.1 3d модель робочого органу

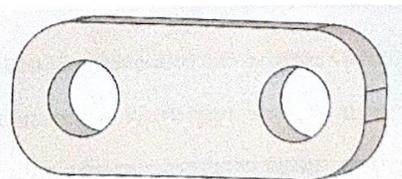


Рисунок 3.2 Ланка з'єднувальна

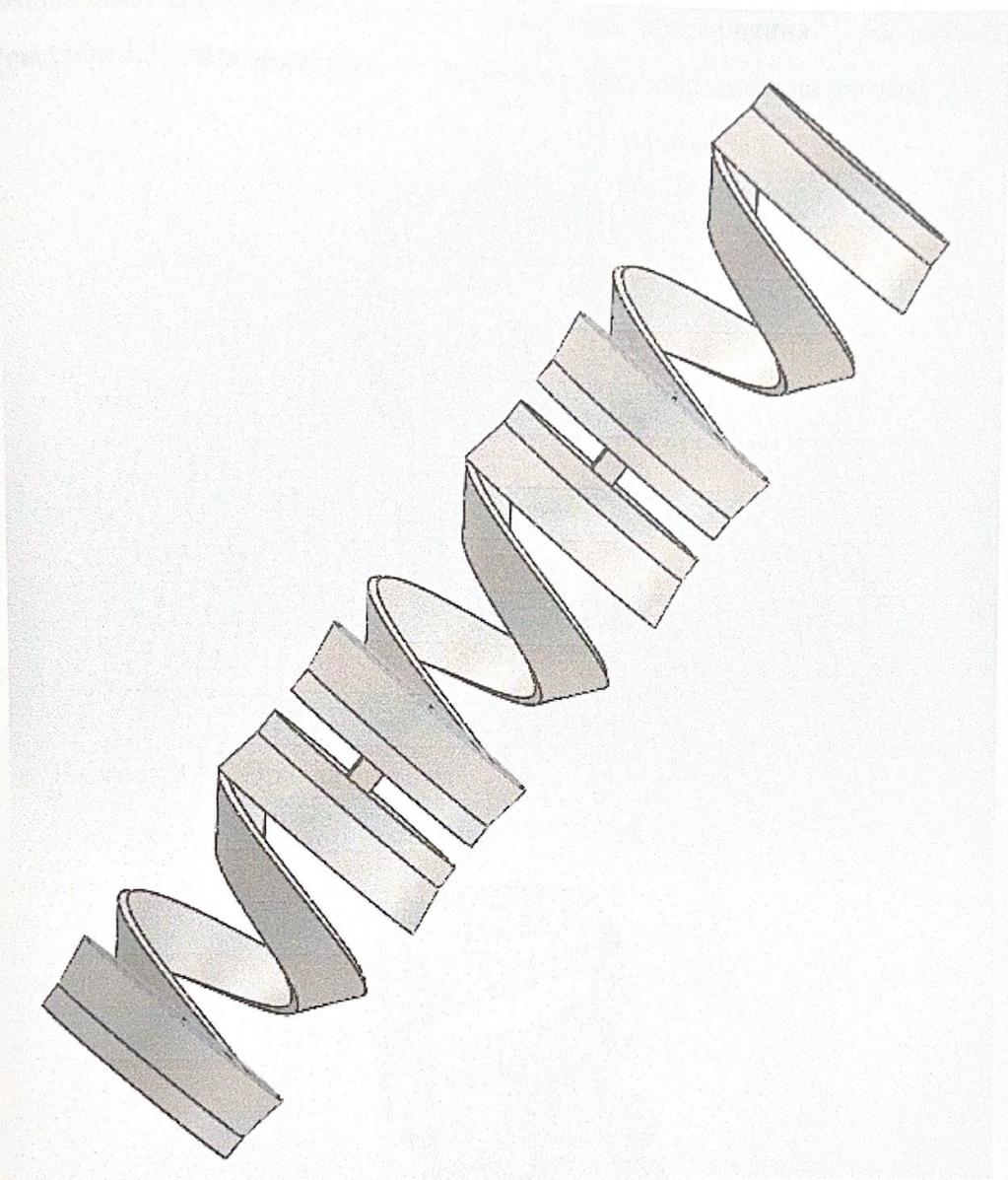


Рисунок 3.3 Ланцюг робочого органу

Після того як було проаналізовано можливість забезпечення кривизни траєкторії руху і вдосконалено конструкцію в програмному комплексі SolidWorks створена модель була навантажена крутним моментом. До елементів робочого органу було прикладено крутний момент який

змінювався і отримано графіки деформації переміщення. 3d модель (рисунок 3.5) та розбивання на окремі елементи зображено на рисунку 3.6.



Рисунок 3.5– Прикладання сил

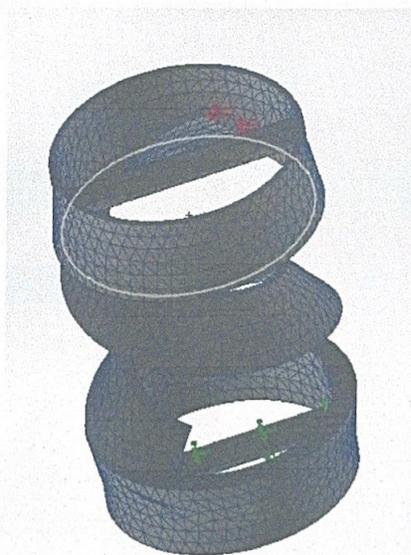


Рисунок 3.6 – Розбивання на окремі елементи – сітку

На рисунку 3.7 -3.9 показано епюри переміщень, напруження та деформації від крутного моменту 10 Нм.

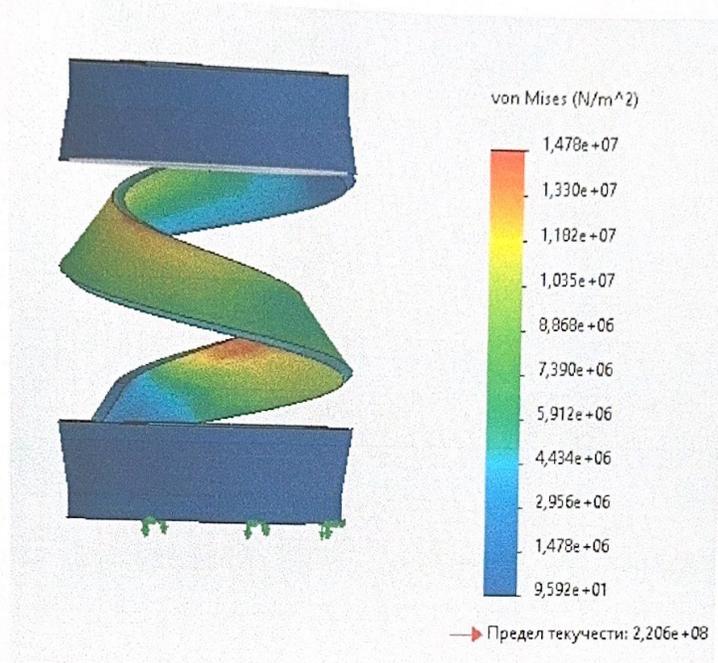


Рисунок 3.7 – Напруження в робочому елементі при прикладанні сили 10Нм

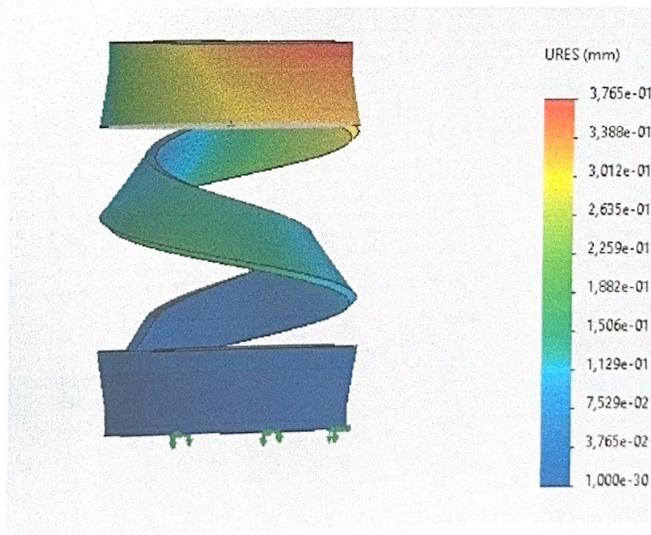


Рисунок 3.8 Переміщення в робочому елементі при прикладанні сили 10Нм



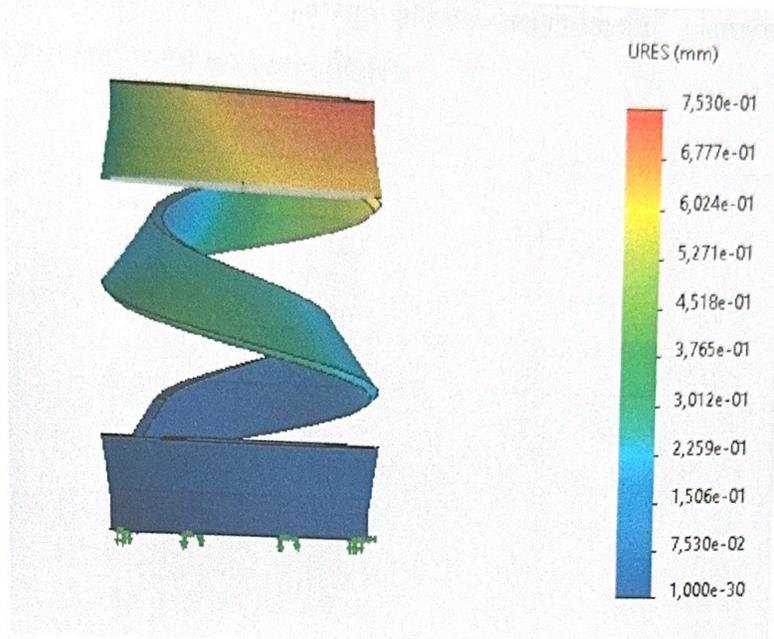


Рисунок 3.11 Переміщення в робочому елементі при прикладанні сили 20Нм

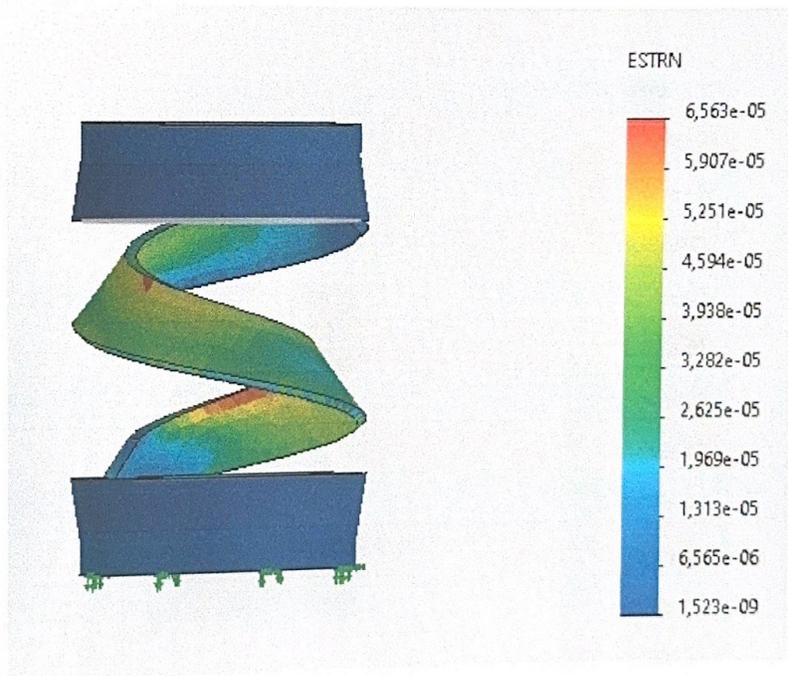


Рисунок 3.12 Деформації в робочому елементі при прикладанні сили 20Нм

На рисунку 3.13 -3.15 показано епюри переміщень, напруження та деформації від крутного моменту 30 Нм.

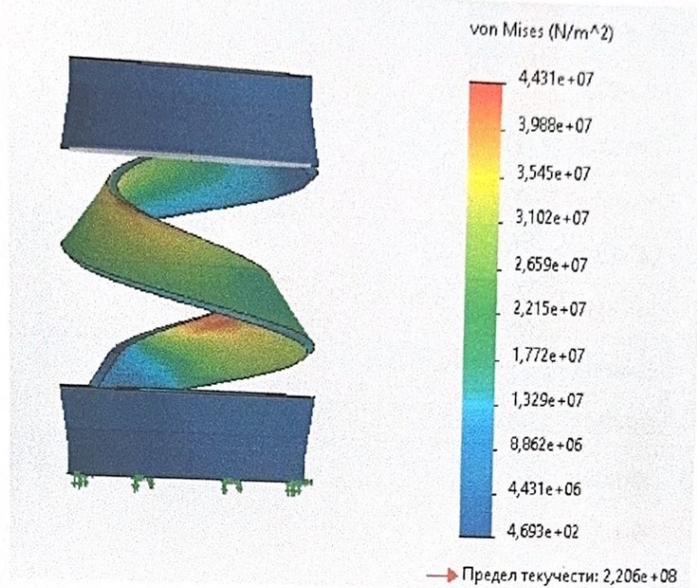


Рисунок 3.13 – Напруження в робочому елементі при прикладанні сили 30Нм

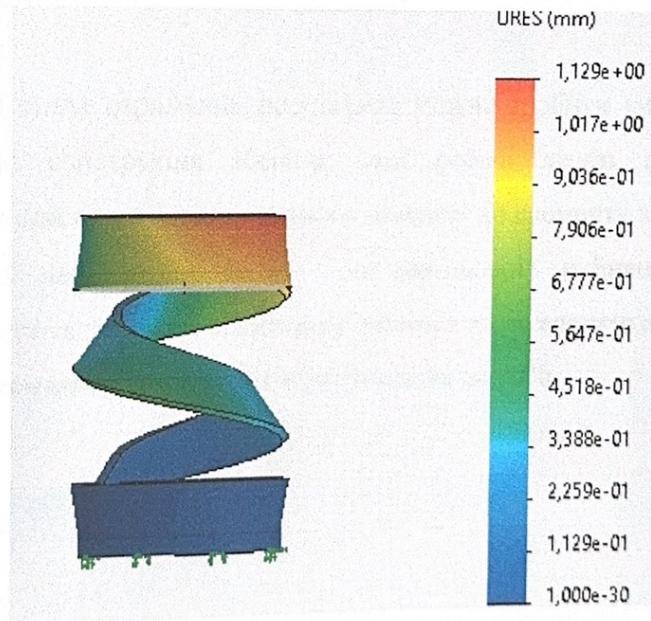


Рисунок 3.14 Переміщення в робочому елементі при прикладанні сили 30Нм

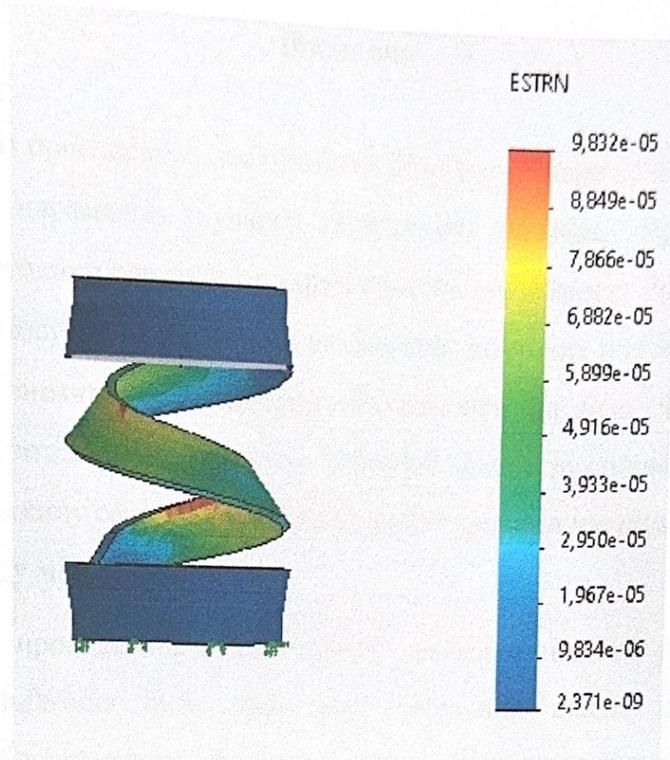


Рисунок 3.15 Деформації в робочому елементі при прикладанні сили 30Нм

Зробивши огляд отриманих результатів можна зробити висновок, що запропонована конструкція зберігає свої робочі якості а саме не деформується при прикладанні крутного моменту до елемента з'єднання. У всіх випадках напруження замалі і не викликають руйнацію металу, переміщення та деформації найбільше виникають в елементах спіралі і зростають із кожним збільшенням навантаження до 20%.

## Висновки

У результаті проведеного дослідження було розроблено та обґрунтовано конструктивні параметри гнучкого гвинтового конвеєра, спрямовані на підвищення його експлуатаційних характеристик і надійності. Зокрема, було розглянуто застосування секційного виконання гвинтових робочих органів, що дозволило знизити ризик пошкоджень спіралей під дією знакозмінних циклічних навантажень. Встановлено оптимальні конструктивні параметри, включаючи довжину секції, крок спіралі, радіус кривини магістралі, а також величину зазору між секціями.

На основі проведеного комп'ютерного моделювання в програмному комплексі SolidWorks було проведено чисельний аналіз деформацій гвинтового робочого органу під дією різних значень крутного моменту. Це дозволило визначити критичні точки, де виникають найбільші напруження і деформації, що є основою для подальшої оптимізації конструкції.

Здійснений аналіз також показав важливість врахування радіуса кривини гнучкого гвинтового органу при проектуванні криволінійних трас для транспортування сипких вантажів. Було встановлено, що дотримання оптимальних значень цього параметра дозволяє забезпечити необхідний рівень технологічності та ефективності роботи конвеєра.

Узагальнюючи, проведене дослідження сприяє розвитку теоретичної бази та практичних рекомендацій щодо проектування і експлуатації гнучких гвинтових конвеєрів, що дозволяє підвищити їхню надійність і тривалість служби в умовах промислового використання.

ГМІМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Літ.	Лист	Листів
Розроб.		Година	<i>[Signature]</i>	22.08			
Перев.		Срібнюк	<i>[Signature]</i>	23.08			
Керівн.							
Н. контр.		Васильєв	<i>[Signature]</i>	23.08			
Затв.		Орисенко	<i>[Signature]</i>	26.08			

Висновки

Национальний університет  
«Полтавська політехніка  
імені Юрія Кондратюка»

## Список літератури

1. Гевко Р.Б., Гевко М.Р., Павлов К.В., Павлова О.М. Секційні гвинтові конвеєри для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів : монографія. Луцьк : ФОП Мажула Ю.М., 2023. 190 с.
2. Гнучкі гвинтові конвеєри: проектування, технологія виготовлення, експериментальні дослідження / Гевко І. Б., Лещук Р. Я., Гудь В. З., Дмитрів О. Р., Дубиняк Т. С., Навроцька Т. Д., Круглик О. А. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 208 с.
3. Васильків В.В., Пилипець М.І., Радик Д.Л. Опис геометрії різнопрофільних гвинтових заготовок // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Тернопіль: ТДТУ. – 2002. – Т.8. № 3. – С. 75-83.
4. Взаємозв'язок конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження / Ів.Б. Гевко, Ю.Є. Паливода, О.П. Скиба, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки. – Рівне, 2016. – № 3 (75). – С. 257 – 266
5. Вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєрів / Л.Р. Рогатинська, Т.С. Дубиняк, Ю.А. Заставний, П.О. Леськів // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. «Актуальні задачі сучасних технологій»: 16 – 17 листопада 2017.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 159 – 160.
6. Гевко І. Б. Технологічність конструкцій гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин / І. Б. Гевко // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2004. – № 73. – С. 348–352.
7. Гевко І. Структурний синтез імпульсних запобіжних муфт і шнеків

<b>ГМІМ.602ММв.027-00.00.000 ПЗ</b>			
Лист	№ докум.	Підп.	Дата
роб.	Година	<i>[підпис]</i>	23.08
зев.	Срібнюк	<i>[підпис]</i>	29.08
зівн.			
контр.	Васильєв	<i>[підпис]</i>	23.08
пв.	Орисенко	<i>[підпис]</i>	26.08

Список літератури		
Літ.	Лист	Листів
Н		
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

- методом морфологічного аналізу / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С. 121–134.
8. Гевко І.Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05. 02.02 «Машинознавство» / І.Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.
  9. Григор'єв А. М. Комплексна механізація і автоматизація вантажорозвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні / А. М. Григор'єв, П. А. Преображенський. – К. : Наукова думка, 1967. – 116 с.
  10. Григорьев А. М. Гибкие шнеки / А. М. Григор'єв, П. А. Преображенський. – К. : Знание, 1967. – 98 с.
  11. Гупка Б.В., Лещук Р.Я., Стухляк П.Д. Методи підвищення зносостійкості пар тертя технологічного оснащення і устаткування // Машинознавство – 2001, №10. -С. 51-55.
  12. Дубиняк Т.С. Обґрунтування конструкцій та параметрів захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / Т.С. Дубиняк. – Тернопіль, 2018. – 24 с.
  13. Комар Р.В. Обґрунтування параметрів з'єднувальних компенсуючих муфт з пружними гвинтовими елементами. Дис. канд. техн. наук: 05.02.02. /Р.В. Комар – Хмельницький, 2004. – 150 с.
  14. Лещук Р. Результати експериментальних досліджень гвинтових перевантажувальних механізмів / Р. Лещук, І. Гевко, Р. Комар // Вісник ТДТУ. – 2003. – Т. 8, № 4. – С.56–61.
  15. Новосад І.Я. Технологічне забезпечення виготовлення секцій робочих

органів гнучких гвинтових конвеєрів: дис. кандидата техн. наук :  
05.02.08 / Новосад Іван Ярославович. – Тернопіль, 2007. – 229 с

16. Пилипець М. І. Науково-технологічні основи виробництва навивних  
заготовок деталей машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня  
доктора техн. наук : спец. 05.03.01 «Процеси механічної обробки,  
верстати та інструменти» / М. І. Пилипець. – Львів, 2002. – 35 с.

17. [https://zavodgooprogress.com.ua/ua/p908964484-gibkij-shnek-  
voroshitelem.html](https://zavodgooprogress.com.ua/ua/p908964484-gibkij-shnek-voroshitelem.html) Гнучкий шнек з ворушителем

## Додатки

Презентаційні матеріали за темою:

«Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів гнучкого шнекового транспортера»

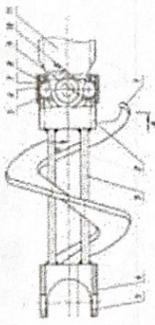
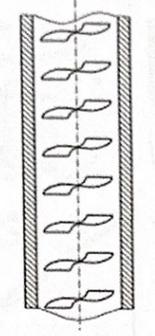
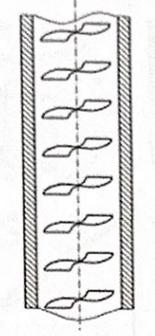
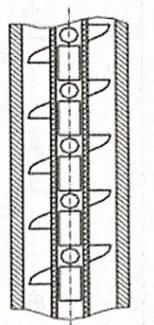
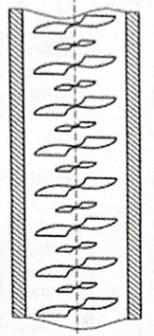
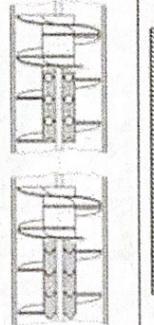
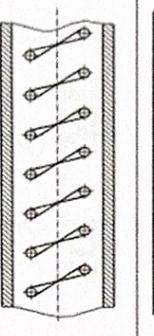
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»  
Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки  
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

**Кваліфікаційна робота магістра**  
**на тему:**  
**Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів**  
**гнучкого шнекового транспортера**

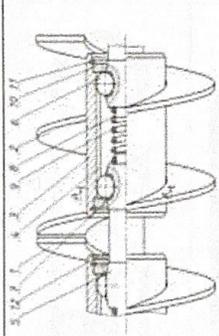
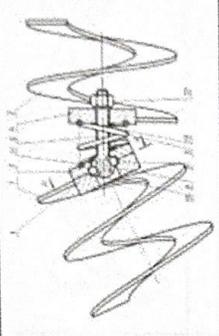
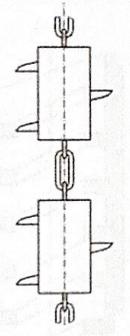
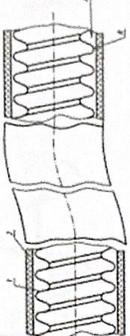
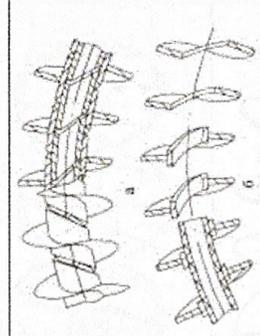
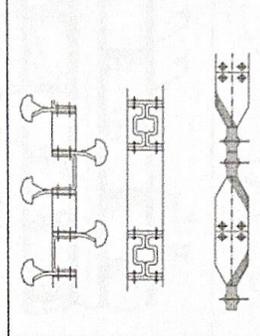
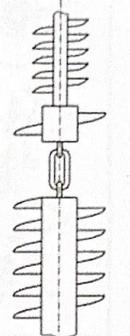
Виконав: студент VI курсу, групи 602-ММв  
напряму підготовки (спеціальності)  
133 Галузеве машинобудування  
Година Олександр Романович  
Керівник проф. Срібнюк С.М.

Полтава 2024

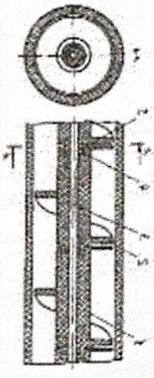
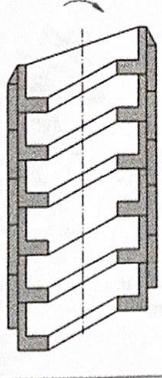
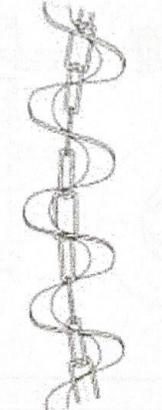
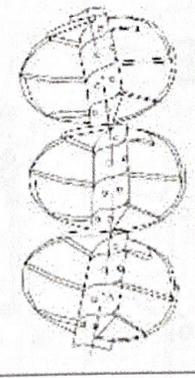
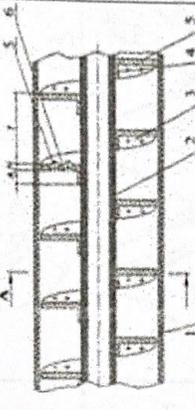
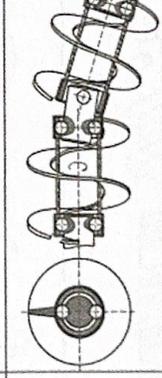
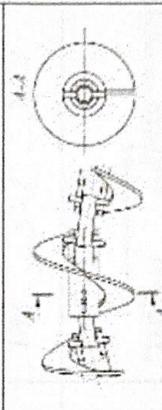
## Конструктивні схем гвинтових робочих органів [2]

№ п/п	Назва механізму	Схема механізму	№ п/п	Назва механізму	Схема механізму	
1	2 Карданний секційний ГРО		3	4	5	6
1	Спиральний секційний ГРО		6	Спиральний гнучкий ГРО		
2	Спиральний ГРО з гнучким валом		7	Багатоспиральний гнучкий ГРО		
3	Секційний ГРО		8	Дротяний ГРО		
4	Секційний ГРО					

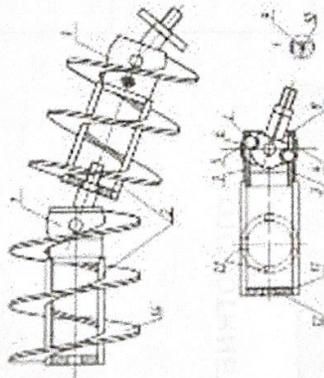
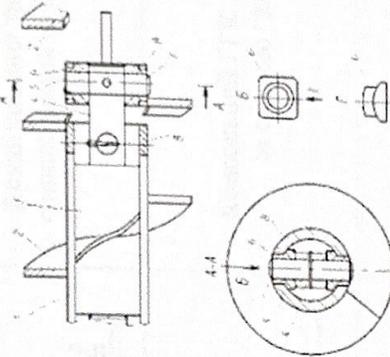
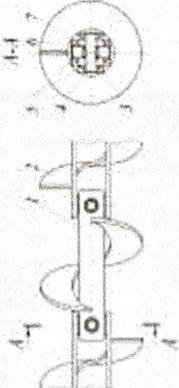
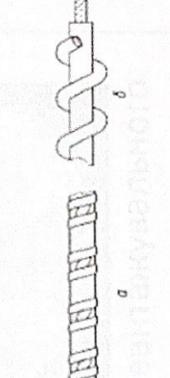
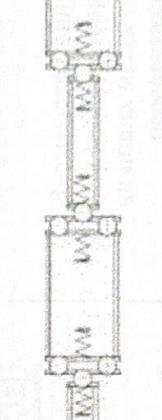
# Конструктивні схем гвинтових робочих органів [2]

1	2	3	4	5	6
11	Секційний ГРО		19	Секційний ГРО	
12	Секційний ГРО з карданним з'єднанням		20	ГРО із зовнішнім та внутрішнім рішними гвинтовими елементами	
13	ГРО з горизонтально несучими спіралями		21	ГРО з секційним валом	
14	Секційний ГРО з тросовим з'єднанням		22	Комбінований ГРО	

Конструктивні схем гвинтових робочих органів [2]

15	Секційний ГРО		23	ГРО з шарнірним гнучким валом	
16	ГРО з зовнішньою спіраллю		24	ГРО з шарнірним гнучким валом	
17	ГРО з набором гвинтових пелюстків і несучого еластичного валу		25	ГРО змішувача	
18	Карданний ГРО		26	Шарнірний ГРО з пальцевими елементами зачеплення	

Конструктивні схем гвинтових робочих органів [2]

1	2	3	4	5	6
27	Секційний ГРО		30	Шарнірний ГРО	
28	Шарнірний ГРО		31	ГРО з внутрішнім з'єднанням секцій	
29	ГРО з гнучким валом		32	Гнучкий вал ГРО	

Можливі варіанти використання гонвейорів із гнучким валом

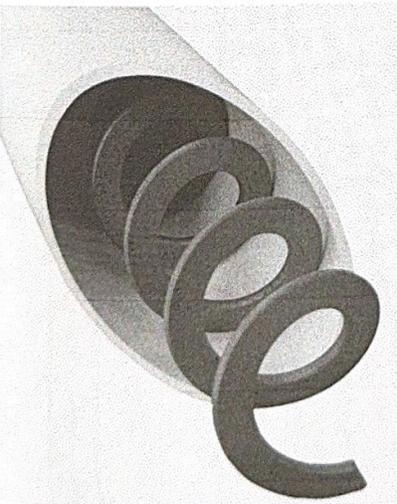


Рисунок 1.1 – Спіраль гвинтового робочого органу.

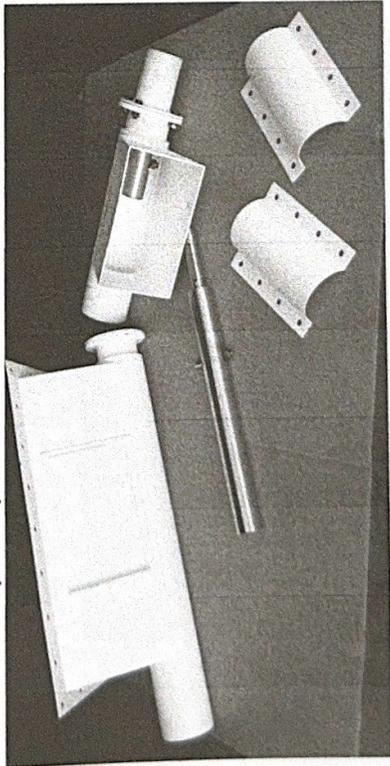
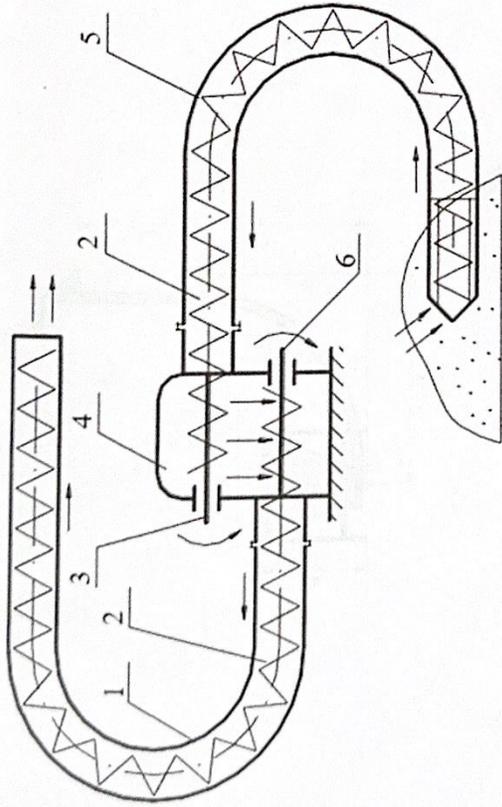


Рисунок 1.2 – Елементи завантажувального та розвантажувального модуля.

	<p>Вивантаження та перевантаження сипких вантажів за допомогою ГГК</p>
	<p>Консольний ГГК транспортуєчий за схемою "від приводу"</p>
	<p>Змішування й дозування багатоконцентних сумішей за допомогою ГГК</p>
	<p>Двомагістральний ГГК для завантаження матеріалів з насипів чи інших місць забору та їх перевантаження</p>



1, 5- труба, 2- шнек, 3, 6- привод, 4 -  
перевантажувач

Рисунок 1.3 - Схема двомагістрального  
гвинтового конвеєра - перевантажувача

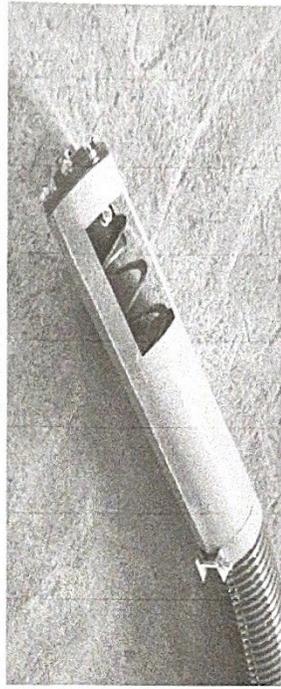


Рисунок 1.7 - Насадка

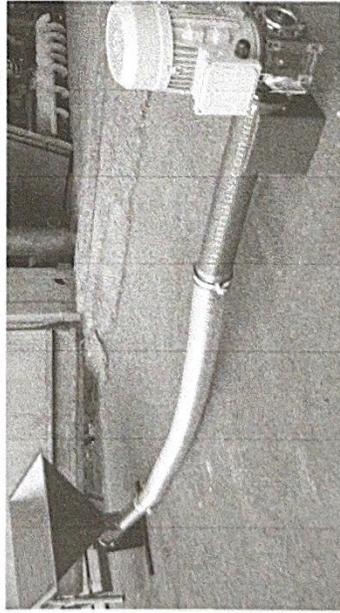
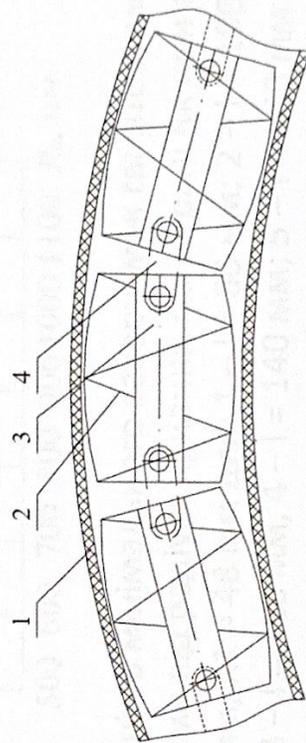
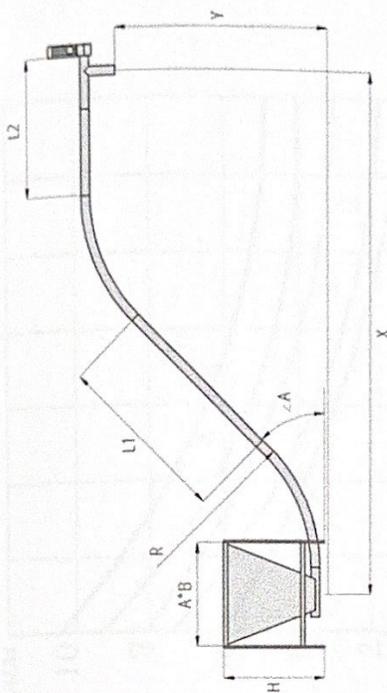


Рисунок 1.6 - Мобільний гвинтовий конвеєр з  
бункером.



1 – трубопровід, 2 – спіраль, 3 – вал, 4 –  
елемент з'єднання  
Схема секційного бокового робочого  
органу [2].

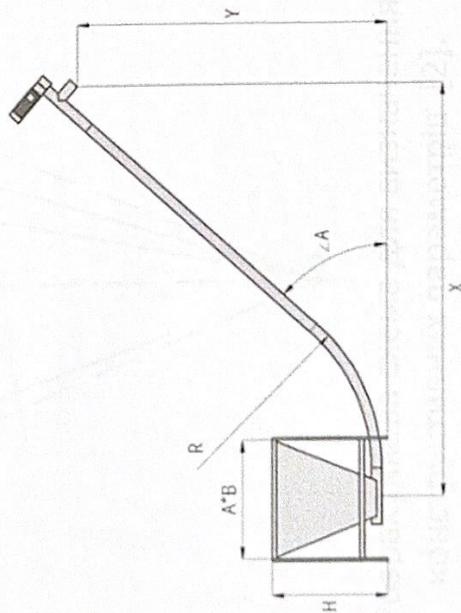
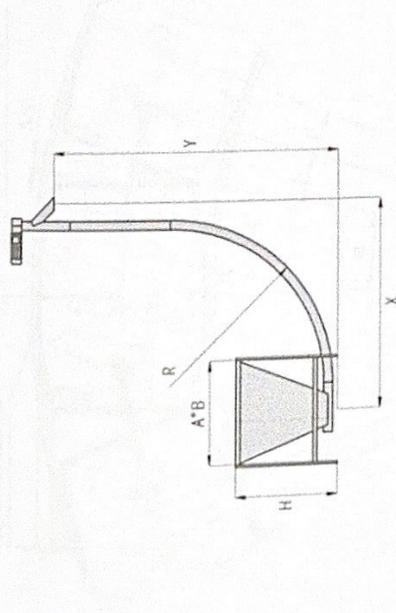
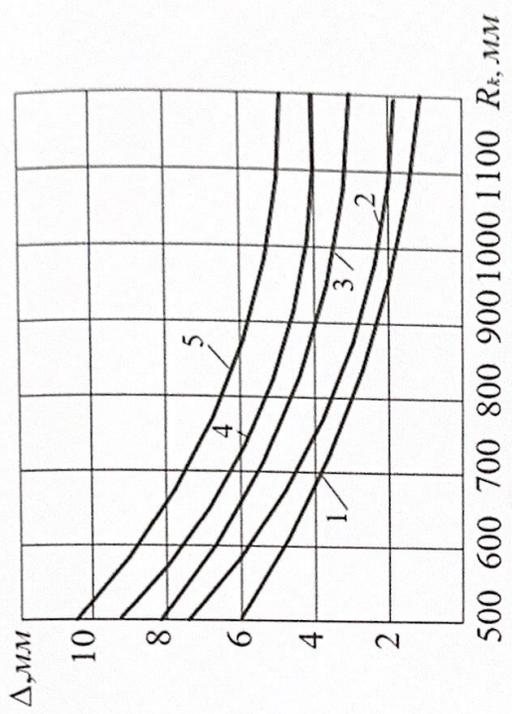
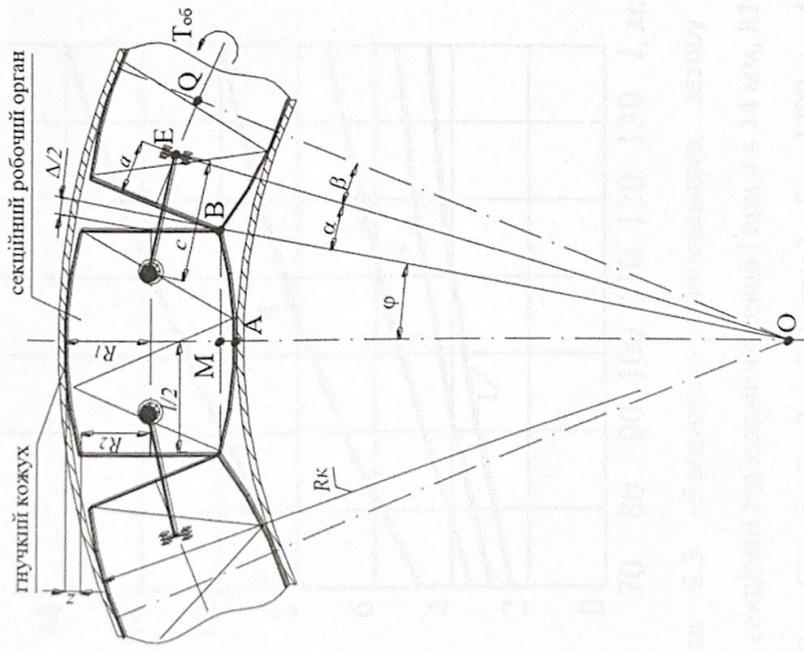


Рисунок 1.8 – Траєкторії конвеєрів



Залежність мінімального зазору між гвинтовими секціями від радіуса кривини магістралі  $R_k$  при  $l = 14$  мм,  $R_1 = 48$  мм для: 1 –  $l = 80$  мм; 2 –  $l = 100$  мм; 3 –  $l = 120$  мм, 4 –  $l = 140$  мм; 5 –  $l = 160$  мм

Розрахункова схема для визначення конструктивних параметрів [2].

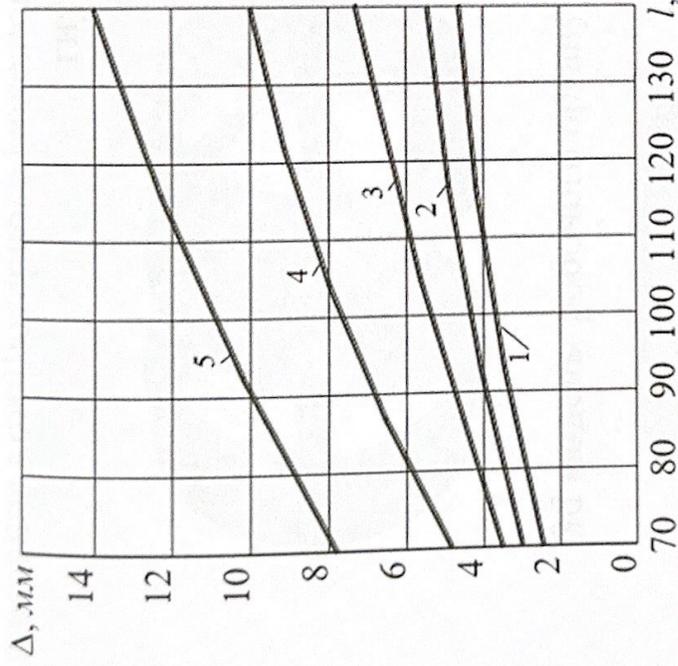
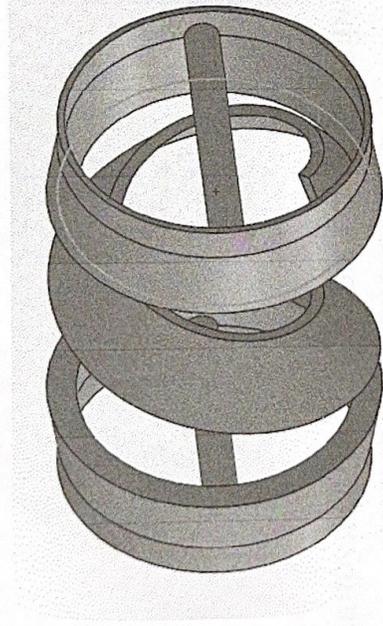
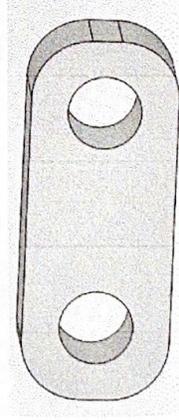


Рисунок 2.5 –Залежність мінімального зазору між гвинтовими секціями від довжини секції I при  $a = 14$  мм,  $R1 = 48$  мм: 1 –  $Rk = 500$  мм; 2 –  $Rk = 750$  мм; 3 –  $Rk = 1000$  мм, 4 –  $Rk = 1250$  мм; 5 –  $Rk = 1500$  мм

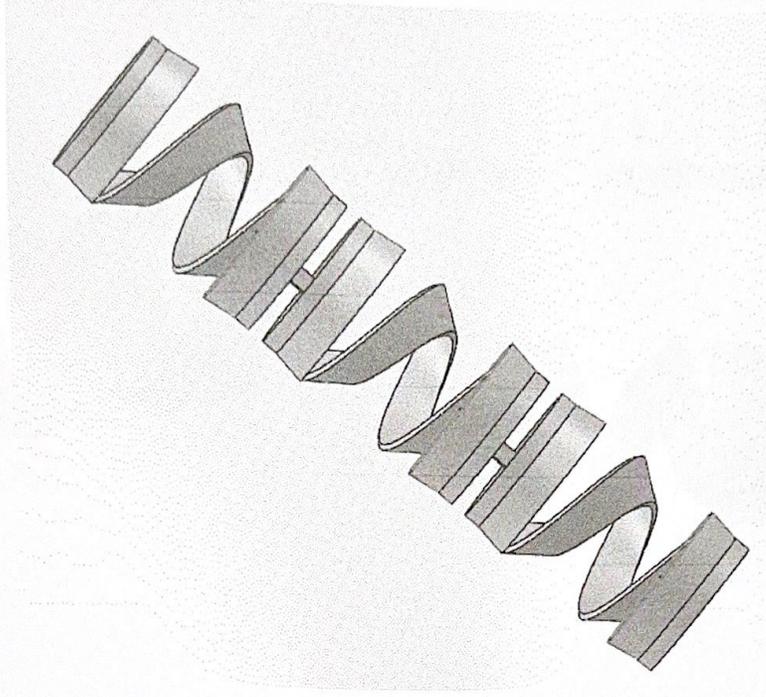
Використання комп'ютерного моделювання при проектуванні елементів робочих органів гнучкого конвеєра



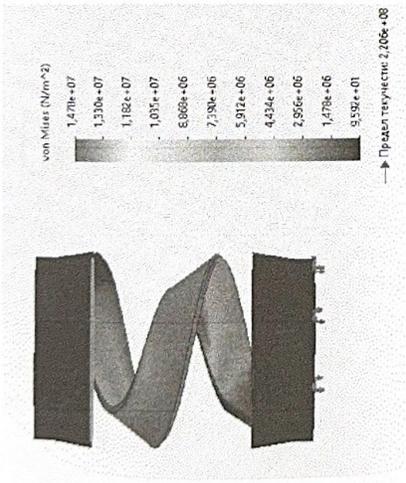
3d модель робочого органу



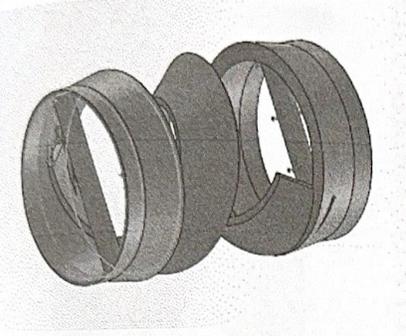
Ланка з'єднувальна



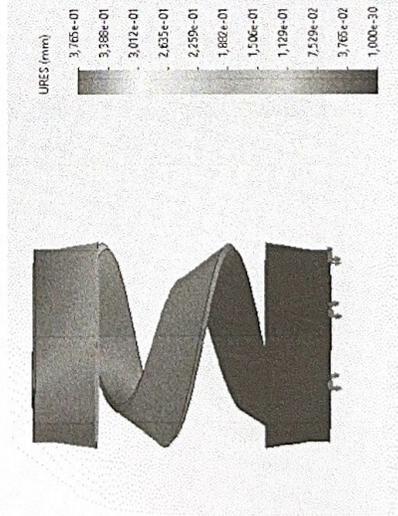
Ланцюг робочого органу



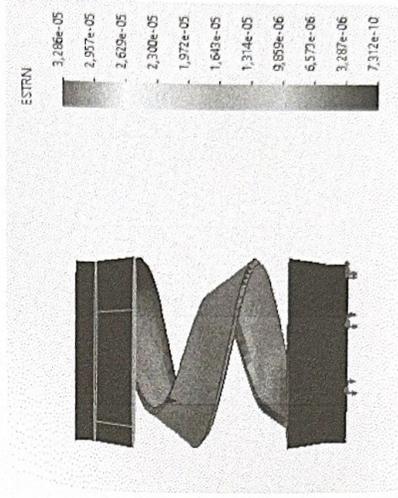
Напруження в робочому елементі при прикладанні сили 10Нм



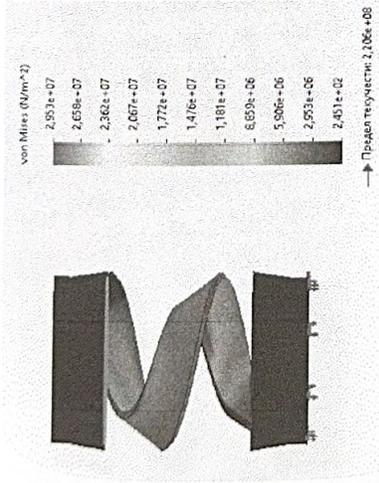
Прикладання сил



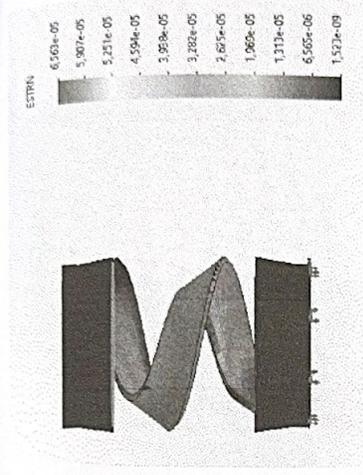
Переміщення в робочому елементі при прикладанні сили 10Нм



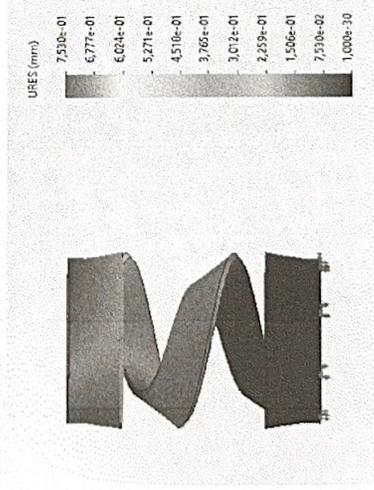
Деформації в робочому елементі при прикладанні сили 10Нм



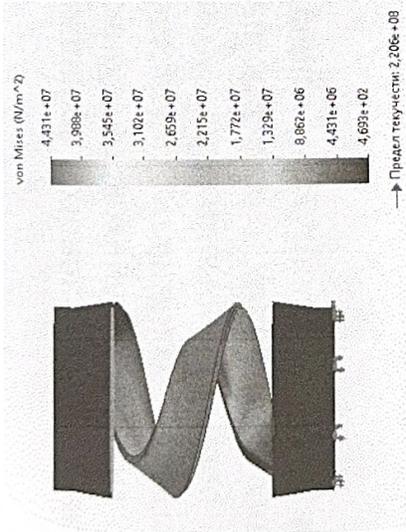
Напруження в робочому елементі при прикладанні сили 20Нм



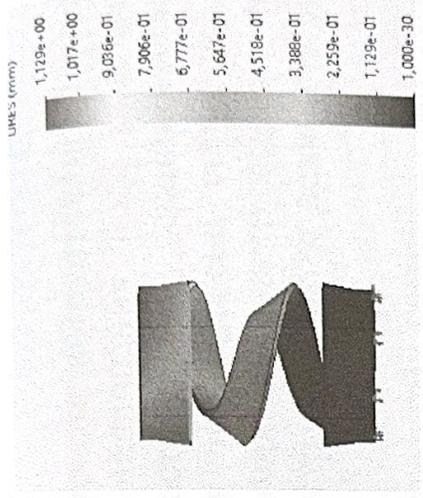
Деформації в робочому елементі при прикладанні сили 20Нм



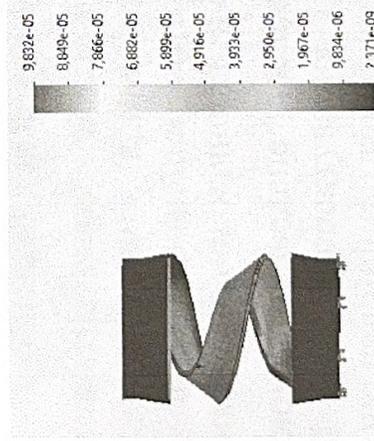
Переміщення в робочому елементі при прикладанні сили 20Нм



Напруження в робочому елементі при прикладанні сили 30Нм



Переміщення в робочому елементі при прикладанні сили 30Нм



Деформації в робочому елементі при прикладанні сили 30Нм

## Висновки

У результаті проведеного дослідження було розроблено та обґрунтовано конструктивні параметри гнучкого гвинтового конвеєра, спрямовані на підвищення його експлуатаційних характеристик і надійності. Зокрема, було розглянуто застосування секційного виконання гвинтових робочих органів, що дозволило знизити ризик пошкоджень спіралей під дією знакозмінних циклічних навантажень. Встановлено оптимальні конструктивні параметри, включаючи довжину секції, крок спіралі, радіус кривини магістралі, а також величину зазору між секціями.

На основі проведеного комп'ютерного моделювання в програмному комплексі SolidWorks було проведено чисельний аналіз деформацій гвинтового робочого органу під дією різних значень крутного моменту. Це дозволило визначити критичні точки, де виникають найбільші напруження і деформації, що є основою для подальшої оптимізації конструкції.

Здійснений аналіз також показав важливість врахування радіуса кривини гнучкого гвинтового органу при проектуванні криволінійних трас для транспортування сипких вантажів. Було встановлено, що дотримання оптимальних значень цього параметра дозволяє забезпечити необхідний рівень технологічності та ефективності роботи конвеєра.

Узагальнюючи, проведене дослідження сприяє розвитку теоретичної бази та практичних рекомендацій щодо проектування і експлуатації гнучких гвинтових конвеєрів, що дозволяє підвищити їхню надійність і тривалість служби в умовах промислового використання.