

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

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки
 (повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

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

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

Магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Дослідження робочих процесів гвинтового завантажувача

Технологічний контроль

к.т.н., доц.

Олександр ВАСИЛЬСЬКИЙ

Нормативний контроль

к.т.н., доц.

Олександр ВАСИЛЬСЬКИЙ

Гарант освітньо-професійної програми

к.т.н., доц.

Микола ПЕСТЕРЕНКО

Виконав: здобувач VI курсу першого (бакалаврського) рівня, групи 602-ММВ, спеціальності

133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Вилігон В.Д.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Васильєв В.А.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Кириченко В.А.

(прізвище та ініціали)

Полтава – 2024 року

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»
КАФЕДРА ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МЕХАТРОНІКИ

**Дослідження робочих
процесів гвинтового завантажувача**

Кваліфікаційна робота магістра

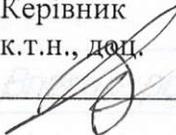
Лист затвердження

ГММ.602-ММв.024-00.00.000 КРМ - ЛУ

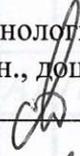
Розробив здобувач групи 602-ММв

 Віктор ВИЛІГОН
«27» 08 2024 р.

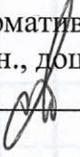
Керівник
к.т.н., доц.

 Євген ВАСИЛЬЄВ
«27» 08 2024 р.

Технологічний контроль
к.т.н., доц.

 Олексій ВАСИЛЬЄВ
«27» 08 2024 р.

Нормативний контроль
к.т.н., доц.

 Олексій ВАСИЛЬЄВ
«27» 08 2024 р.

Гарант освітньо-професійної програми
к.т.н., доц.

Микола НЕСТЕРЕНКО
«__» ____ 2024 р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

**галузевого машинобудування та мехатроніки,
к.т.н., доц.**

 Олександр ОРИСЕНКО

№ рядка	Формат	Позначення	Найменування	Кіл. листів	№ екз.	Примітка
1						
2			Документація загальна			
3						
4			Вперше розроблена			
5						
6	A4	ГММ.602-ММВ.024-00.00.000ТЗ	Технічне завдання	1	-	
7	A4	ГММ.602-ММВ.024-00.00.000А	Анотація	2	-	
8	A4	ГММ.602-ММВ.024-00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка			
9						
10						
11						
12			Документація			
13			наукова			
14						
15			Вперше розроблена			
16						
17	A1	ГММ.602-ММВ.024-00.00.000ПМ	Дослідження робочих процесів			
18			гвинтового			
19			завантажувача			
20			Презентаційні матеріали			
21						
22						
23						
24						

Підп. і дата					ГММ.602-ММВ.024-00.00.000 ВР		
Зм.	Лист	№ док.м.	Підп.	Дата	Літера	Лист	Листів
Розроб.		Вилізон		27.08	Н		
Перев.		Васильєв		27.08		1	1
Н.контр.		Васильєв		27.08	Дослідження робочих процесів гвинтового завантажувача Відомість магістерської роботи		
Затв.		Орисенко		27.08			

Копіював

Формат А4

Національний університет
імені Юрія Кондратюка,
ННІТР, 2024 р.

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 галузевого машинобудування та мехатроніки

Рівень вищої освіти Магістр

Напрямок підготовки _____

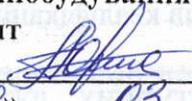
(шифр і назва)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри галузевого
машинобудування та мехатроніки, к.т.н.,
доцент


« 20 » 03 Олександр ОРИСЕНКО
2024 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Вилігону Віктору Дмитровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи бакалавра: Дослідження робочих процесів
гвинтового завантажувача

керівник роботи (проекту) Васильєв Євген Анатолійович, к. т.н., доцент,

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від «18» березня 2024 року
№ 309 ф,а.

2. Строк подання здобувачем кваліфікаційної роботи: «20» серпня 2024 року.

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: Відкриті джерела на подібну техніку.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно
розробити): Зміст. Вступ. 1. Огляд літературних джерел та стан питання
дослідження. 2. Конструкторська частина. 3. Наукова частина. Висновки. Список
літератури.

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

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи бакалавра

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

7. Дата видачі завдання «18» березня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів роботи (проекту)	Примітка
1	Огляд літературних джерел та стан питання дослідження	20.05.2024 р.	
2	Теоретичні припущення щодо роботи перекидних гвинтових навантажувачів	22.06.2024 р.	
3	Експериментальні досліджень визначення продуктивності гвинтового завантажувача	20.07.2024 р.	
4	Особливості конструкції гвинтового завантажувача та галузь його застосування	05.08.2024 р.	
5	Оформлення роботи	15.08.2024 р.	
6	Здача готової роботи	20.08.2024 р.	

Здобувач вищої освіти _____

(підпис)

Віктор ВИЛГОН

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____

(підпис)

Євген ВАСИЛЬСВ

(прізвище та ініціали)

Гарант освітньої програми _____

(підпис)

Микола НЕСТЕРЕНКО

(прізвище та ініціали)

Анотація

В.Д. Вилігон. Дослідження робочих процесів гвинтового завантажувача. – Рукопис.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр» зі спеціальності 133 “Галузеве машинобудування”, – Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2024.

Кваліфікаційна робота магістра присвячена питанням поліпшення конструкції вертикально-гвинтового завантажувача.

Для досягнення поставленої мети було зроблено наступне: зроблений огляд літературних джерел та стан питання дослідження; проведено аналіз конструкції гвинтового конвеєра; проведено теоретичні припущення щодо роботи перекидних гвинтових навантажувачів; визначено динамічні напруження в вітках навантажувача через згинальні коливання; розроблена математична модель згинальних коливань горизонтального шнека навантажувача з рухомим однорідним змішаним потоком матеріала; проведено комп'ютерне моделювання для раціонального вибору конструктивних параметрів вертикальних гвинтових робочих органів; розроблено стендове обладнання для тестування гвинтового конвеєра; виконано випробування продуктивності гвинтового завантажувача.

Ключові слова: вертикально-гвинтовий завантажувач, обертальний момент, продуктивність гвинтового завантажувача, режими роботи.

ГММ.602-ММв.024-00.00.000 А								
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Анотація	Літ.	Лист	Листів
Розроб.		Вилігон		27.08		Н		
Перев.		Васильєв		27.08				
Н. контр.		Васильєв		27.08				
Затв.		Орисенко		27.08				
						Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.		

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Abstract

V.D. Viligon. Study of working processes of a screw loader. - Manuscript.

Qualification work for obtaining the educational and qualification level "master" in specialty 133 "Industrial mechanical engineering", National University "Poltava Polytechnic named after Yury Kondratyuk", Poltava, 2024.

The master's qualification work is devoted to the issue of improving the design of a vertical screw loader.

To achieve the set goal, the following was done: a review of literary sources and the state of the research question; an analysis of the design of the screw conveyor was carried out; theoretical assumptions regarding the operation of tipping screw loaders were made; dynamic stresses in the loader legs due to bending vibrations are determined; a mathematical model of bending vibrations of the horizontal auger of a loader with a moving homogeneous mixed flow of material was developed; computer modeling was carried out for rational selection of structural parameters of vertical screw working bodies; Bench equipment for screw conveyor testing was developed; performance testing of the screw loader was performed.

Key words: vertical screw loader, torque, screw loader performance, operating modes.

					ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Вступ	3
1 Огляд літературних джерел та стан питання дослідження	5
1.1 Аналіз конструкції гвинтового конвєсера	5
1.2 Ефективність гвинтових конвєсєрів та методи сучасних досліджень в галузі	10
1.3 Кінематика стиснутих матеріалів у гвинтових конвєсєрах	13
1.4 Висновки з розділу	17
2 Конструкторський процес гвинтового завантажувача	19
2.1 Теоретичні основи роботи вертикальних гвинтових завантажувачів	19
Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра	
ГММ.602-ММв.024-00.00.000ПЗ	
2.2 Математична модель динамічного поведінки вертикального гвинтового завантажувача з рухомим одностороннім змішаним потоком зерна	24
2.3 Циклічний напружений стан в бітках навалів зерна через згинальні коливання	27
3 Наукова частина	32
3.1 Стендове обладнання для тестування гвинтового конвєсєра	32
3.2 Результати випробувань продуктивності гвинтового завантажувача	36
3.3 Комп'ютерне моделювання для раціонального вибору конструктивних параметрів вертикальних гвинтових робочих органів	41
Висновки	46
Список літератури	47

ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ

№	Вісник	№	Стр.	Год	Дат.
Заврб.	Висник	2	20	2024	
Літ.	Висник	2	20	2024	
Контр.	Висник	2	20	2024	

Полтава – 2024 року

№	Вісник	№	Стр.	Год	Дат.
Заврб.	Висник	2	20	2024	
Літ.	Висник	2	20	2024	
Контр.	Висник	2	20	2024	

ЗМІСТ

Вступ	3
1 Огляд літературних джерел та стан питання дослідження.....	5
1.1 Аналіз конструкції гвинтового конвеєра.....	5
1.2 Ефективності гвинтових конвеєрів та методи сучасних досліджень в галузі.....	10
1.3 Кінематика сипучих матеріалів у гвинтових конвеєрах.....	15
1.4 Висновки з розділу	17
2 Конструкторська частина	19
2.1 Теоретичні припущення щодо роботи перекидних гвинтових навантажувачів.....	19
2.2. Математична модель згинальних коливань горизонтального шнека навантажувача з рухомим однорідним змішаним потоком зерна	24
2.3 Динамічні напруження в вітках навантажувача через згинальні коливання	29
3 Наукова частина	32
3.1 Стендове обладнання для тестування гвинтового конвеєра	32
3.2 Результати випробувань продуктивності гвинтового завантажувача.....	35
3.3 Комп'ютерне моделювання для раціонального вибору конструктивних параметрів вертикальних гвинтових робочих органів.....	41
Висновки	46
Список літератури	47

ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат
Розроб.	Вилігон		<i>[Signature]</i>	27.08
Перев.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	27.08
Н. контр.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	27.08
Затв.	Орисенко		<i>[Signature]</i>	27.08

ЗМІСТ	<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 33%;">Лім.</td> <td style="width: 33%;">Лист</td> <td style="width: 33%;">Листів</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Н</td> <td style="text-align: center;">2</td> <td></td> </tr> </table> <p style="text-align: center; font-size: small;">Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.</p>	Лім.	Лист	Листів	Н	2	
Лім.	Лист	Листів					
Н	2						

Вступ

Обладнання для безперервного транспортування сипучих матеріалів відіграє важливу роль у комплексній механізації вантажно-розвантажувальних робіт, значно підвищуючи продуктивність праці та ефективність виробничих процесів. Частка транспортування вантажів із використанням шнекових механізмів, як самостійного обладнання, так і в складі сучасних потокових ліній, сільськогосподарської, дорожньої, будівельної, переробної та іншої техніки, становить близько 40 %.

Незважаючи на те, що жорсткі гвинтові навантажувачі є одним із видів устаткування безперервного транспортування, що володіє безліччю важливих переваг, їхнім основним недоліком є обмежена можливість зміни маршруту завантаження і вивантаження на ходу. Це обмежує їх застосування в умовах, де необхідна гнучкість і адаптивність до змінних умов роботи. Тому конструкція гвинтових завантажувачів потребує подальших досліджень і вдосконалень.

Наразі актуальним є розв'язання наукових завдань, що полягають у розробленні, дослідженні та комерціалізації нових типів шнекових перевантажувачів, які зберігають стабільність роботи і підвищують мобільність у зміні маршруту переміщення сипучих вантажів без збільшення питомої витрати енергії.

Розробка нових типів завантажувачів також передбачає впровадження систем автоматичного керування та моніторингу, що забезпечить не лише підвищення продуктивності, але й оптимізацію енерговитрат, а також зменшення впливу на навколишнє середовище. Такі рішення сприятимуть підвищенню

					ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			
Розроб.	Вилігон		<i>Вилігон</i>	27.08	Лім.	Лист	Листів
Перев.	Васильєв		<i>Васильєв</i>	27.08	Н	3	2
Н. контр.	Васильєв				Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІІТР, 2024 р.		
Затв.	Орисенко		<i>Орисенко</i>	27.08			

Вступ

конкурентоспроможності підприємств, що використовують дане обладнання, та забезпечать їх більш ефективну і стабільну роботу в умовах сучасних виробничих викликів.

1.3 Аналіз конструкції гвинтового конвеєра

Гвинтові конвеєри широко застосовуються в різних галузях народного господарства як універсальні механізми для переміщення, змішування, дозування та переробки різних речовин, матеріалів. Найчастіше ці конвеєри використовуються для транспортування матеріалів у горизонтальному, похилому та вертикальному напрямках. До складу як основними робочими органами є спірالی та транспортні труби. Водночас гвинтові конвеєри часто інтегруються в складні транспортні системи і є невід'ємною частиною автоматизованих виробничих комплексів. Механізація вантажно-розвантажувальних операцій у сільськогосподарському виробництві передбачає застосування як робочих органів, так і окремих елементів машин. Такі конвеєри відрізняються простотою конструкції, високою надійністю та зручністю в експлуатації. Гвинтові конвеєри також використовуються як основні транспортні системи, а також у вигляді переносних та пересуваних конструкцій. Їхнє призначення та конструктивні особливості добре вивчені та широко описані в літературі. Для транспортування сипучих вантажів найчастіше застосовують жорсткі гвинтові конвеєри, гнучкі гвинтові конвеєри, пневматичні конвеєри та стаціонарні шайбові конвеєри, встановлені під різними кутами до горизонталі. Жорсткі гвинтові конвеєри зазвичай складаються з направляючої труби з валом, до якої на підшипникових опорах приверстана стрічкова гвинтова спіраль. Розвантажувальне вікно, розміщене над розривом бункера, забезпечує видачу сипучого матеріалу. У процесі роботи шнек приводиться в рух з боку всмоктування і вивантаження матеріалу. Аналіз літературних джерел свідчить про те, що гвинтові конвеєри часто комбінуються з обладнанням для завантаження та міжвантаж-

GMM.602-MMв.024-00.00.000 ПЗ

№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
1				

ОСЯД ЛІТЕРАТУРНИХ

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

GMM.602-MMв.043-00.00.000 ПЗ

Лист

4

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА СТАН ПИТАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Аналіз конструкції гвинтового конвеєра

Гвинтові конвеєри широко застосовуються в різних галузях народного господарства як універсальні механізми для переміщення, змішування, дозування та подрібнення сипучих матеріалів. Найчастіше ці конвеєри використовуються для транспортування матеріалів у горизонтальному, похилому та вертикальному напрямках, причому їх основними робочими органами є спіралі та транспортні труби. Водночас гвинтові конвеєри часто інтегруються в складні транспортні системи і є невід'ємною частиною автоматизованих виробничих комплексів. Механізація вантажно-розвантажувальних операцій у сільськогосподарському виробництві передбачає застосування як робочих органів, так і окремих елементів машин. Такі конвеєри відрізняються простотою конструкції, високою надійністю та зручністю в експлуатації. Гвинтові конвеєри також використовуються як мобільні транспортні системи, а також у вигляді переносних та пересувних конструкцій. Їхнє призначення та конструктивні особливості добре вивчені та широко описані в літературі. Для транспортування сипучих вантажів найчастіше застосовують жорсткі гвинтові конвеєри, гнучкі гвинтові конвеєри, пневматичні конвеєри та стаціонарні шайбові конвеєри, встановлені під різними кутами до горизонталі. Жорсткі гвинтові конвеєри зазвичай складаються з направляючої труби з валом, до якої на підшипникових опорах прикріплена стрічкова гвинтова спіраль. Розвантажувальне вікно, розташоване навпроти бункера, забезпечує видалення сипучого матеріалу. У процесі роботи шнек приводиться в рух з боку всмоктування і вивантаження матеріалу. Аналіз літературних джерел свідчить про те, що гвинтові конвеєри часто комбінуються з обладнанням для завантаження та вивантаження

				ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА СТАН ПИТАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ		
Розроб.	Вилігон	<i>Вилігон</i>	<i>27.08</i>	<i>27.08</i>			
Перев.	Васильєв	<i>Васильєв</i>	<i>27.08</i>	<i>27.08</i>	Літ.	Лист	Листів
					Н	5	
Н. контр.	Васильєв	<i>Васильєв</i>	<i>27.08</i>	<i>27.08</i>	Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.		
Затв.	Орисенко	<i>Орисенко</i>	<i>27.08</i>	<i>27.08</i>			

ня сипучих матеріалів, забезпечуючи їх ефективне переміщення і обробку. На рисунку 1.1. представлено горизонтальний магістральний гвинтовий конвеєр, а на рисунку 1.2. також зображено горизонтальний магістральний гвинтовий конвеєр, який використовується для транспортування матеріалів. Окрім основної функції транспортування, горизонтальні гвинтові конвеєри також можуть бути використані для змішування, стиснення та дроблення сировини, а також виконувати роль живильників [1].

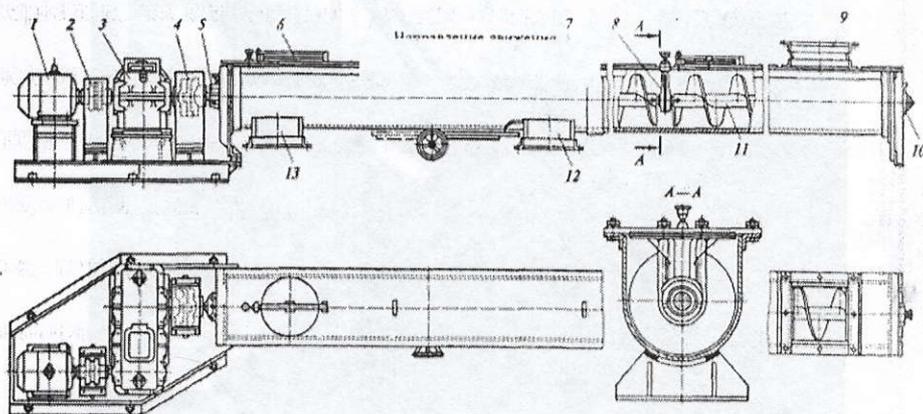


Рисунок 1.1 – Горизонтальний гвинтовий конвеєр: 1 - електродвигун; 2, 4 - муфти; 3 – редуктор; 5, 8, 10 - опора шнека; 6 - оглядове вікно; 7 – кожух; 9, 12, 13 - завантажувальні та розвантажувальні сопла і проміжні сопла, відповідно, 11 - гвинти.

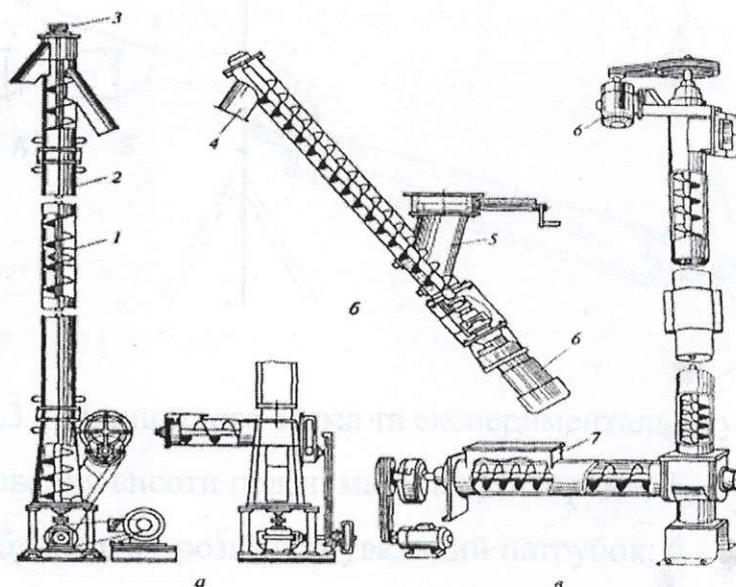


Рисунок 1.2 – Високошвидкісні гвинтові конвеєри: а, в – вертикальний; б - крутий нахил; 1 – гвинт; 2 – кожух; 3 – опора; 4, 5 - розвантажувальне і подавальне сопла відповідно; 6 - приводний блок; 7 - шнековий живильник

На рисунку 1.3 показано ГК з обертовою кришкою живильника і шнеком. Перевагою даної конструкції живильника, що обертається, з обертовою кришкою і шнеком є підвищена продуктивність подачі сипучого матеріалу. Недоліком є матеріаломісткість та енергоємність виробничого комплексу при виконанні зазначених операцій у даній конструкції [2].

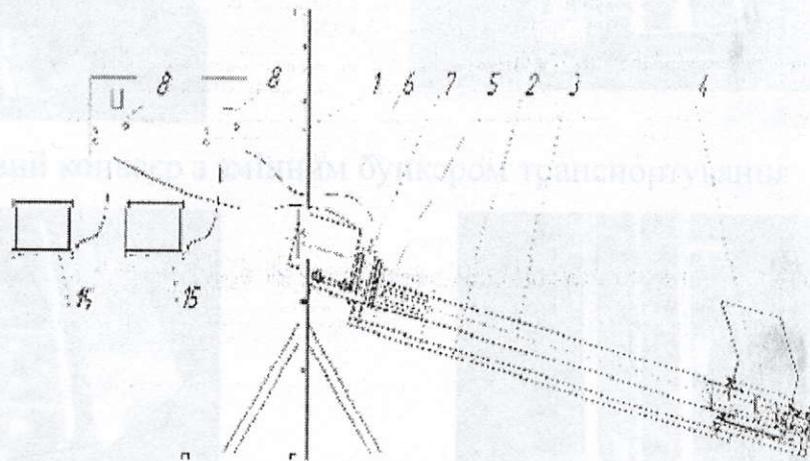
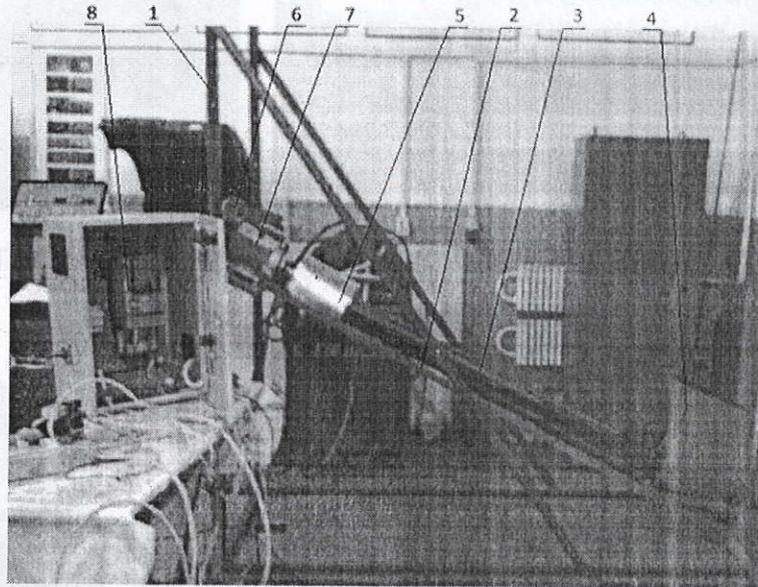
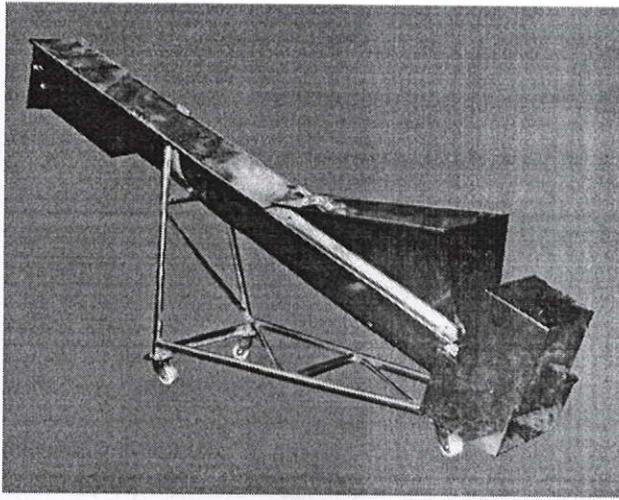


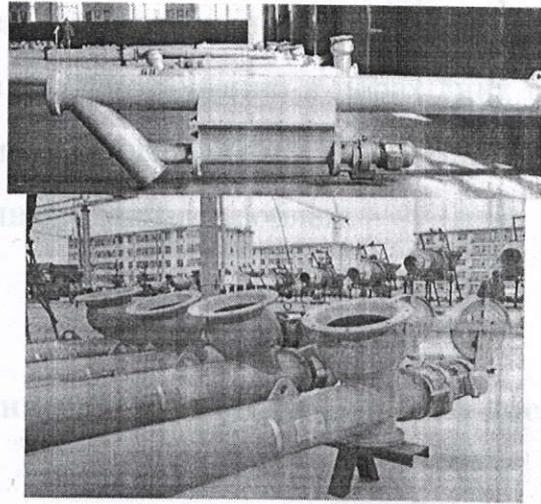
Рисунок 1.3 – Принципова схема та експериментальна установка:

1 - опора для регулювання висоти подачі матеріалу; 2 - рама, 3 - обертовий корпус зі шнеком; 4 – бункер; 5 - розвантажувальний патрубок; 6 - блок приводу шнека; 7 - блок приводу корпусу; 8 - блок керування швидкістю приводу.

На рисунку 1.4 показано ГК із типовими зонами навантаження для певних



Завантажувальний гвинтовий конвеєр



Мобільний гвинтовий конвеєр



Гвинтовий завантажувач

Рисунок 1.4 – Приклади гвинтових конвеєрів залежно від типу транспорту

Аналіз літературних джерел показує, що наявні технічні рішення загалом задовольняють широкі потреби народного господарства у виконанні транспортних операцій під час перевезення вантажів. Однак відсутність докладного теоретичного обґрунтування більшості цих технічних рішень ускладнює процес вибору конкретних параметрів. Конструктивні особливості та функціональні завдання гвинтових конвеєрів розглянуто в низці публікацій [3].

У сучасних умовах активно проводяться дослідження та розробки, спрямовані на оптимізацію конструкцій трапів і їхніх робочих органів для задоволення вимог різних галузей промисловості. Це включає пошук оптимальних методів за-

вантаження та розвантаження, підвищення продуктивності гвинтових конвеєрів, а також вибір раціональних параметрів транспортування в перехідних режимах. Такі завдання зазвичай потребують комплексного підходу, що поєднує як теоретичні, так і експериментальні дослідження складних проблем.

1.2. Ефективності гвинтових конвеєрів та методи сучасних досліджень в галузі

Гвинтові конвеєри широко використовують у різних галузях промисловості, включно з машинобудуванням, сільськогосподарським виробництвом, харчовою та переробною промисловістю, будівництвом і транспортом.

На рисунку 1.5 зображено спіральний конвеєр, робочі органи якого приводяться в рух окремими електродвигунами. Робочі спіралі встановлені таким чином, що їх центральна вісь співпадає з віссю приводу електродвигуна. Технологічні лінії завантаження і розвантаження з'єднуються через відрізки перевантажувальних труб, розташованих горизонтально (рисунок 1.5.б) і вертикально (рисунок 1.5.в) до площини.

Однією з головних переваг цього гвинтового конвеєра є його універсальність, що дозволяє використовувати його в різних просторових орієнтаціях, як при горизонтальному, так і при вертикальному положенні розвантажувального патрубку. Це дозволяє працювати в режимі завантаження (рис. 1.5.г) і розвантаження (рис. 1.5.д) в одну магістраль.

Рисунок 1.6 – Конструктивні та технічні схеми гвинтового конвеєра з горизонтальним розташуванням

					ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		10

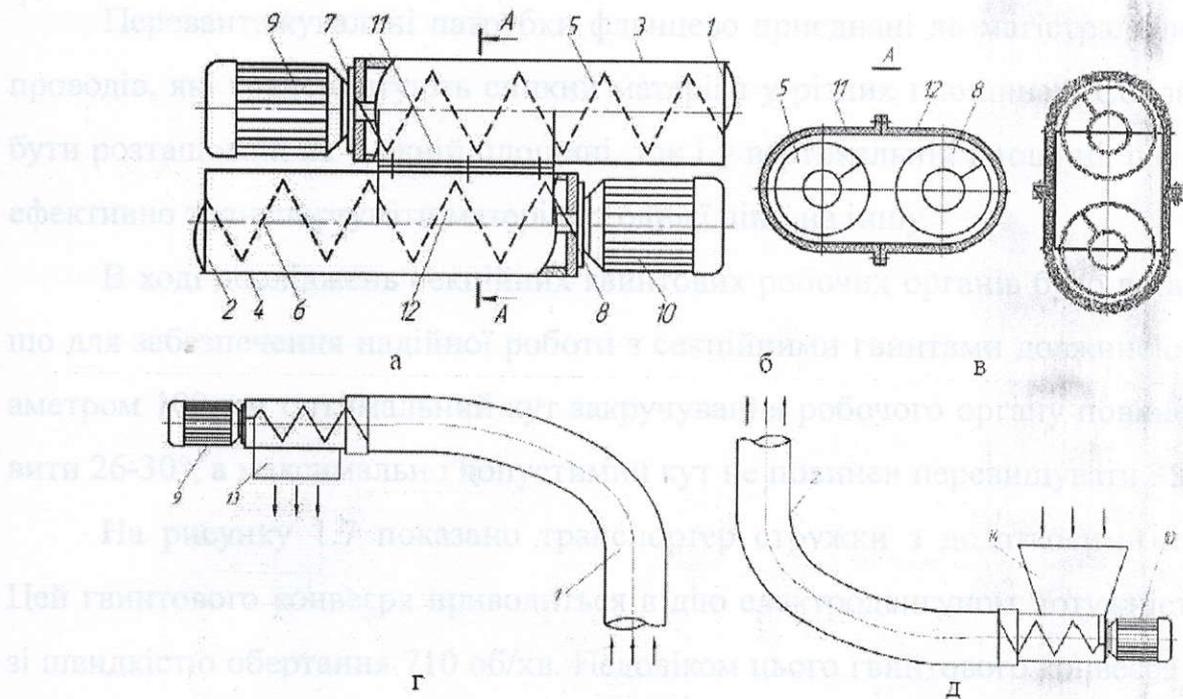


Рисунок 1.5 – Гвинтові конвеєри:

- а - загальний вигляд; б - горизонтально вирівняні лінії;
- в - вертикально вирівняні магістралі; г - єдиний головний завантажувальний конвеєр, д - єдиний головний розвантажувальний конвеєр.

При цьому використання гвинтового конвеєра [4] дозволило збільшити довжину перевантажувального тракту і забезпечити гнучкість у формуванні його просторової конфігурації яка зображена на рисунку 1.6.

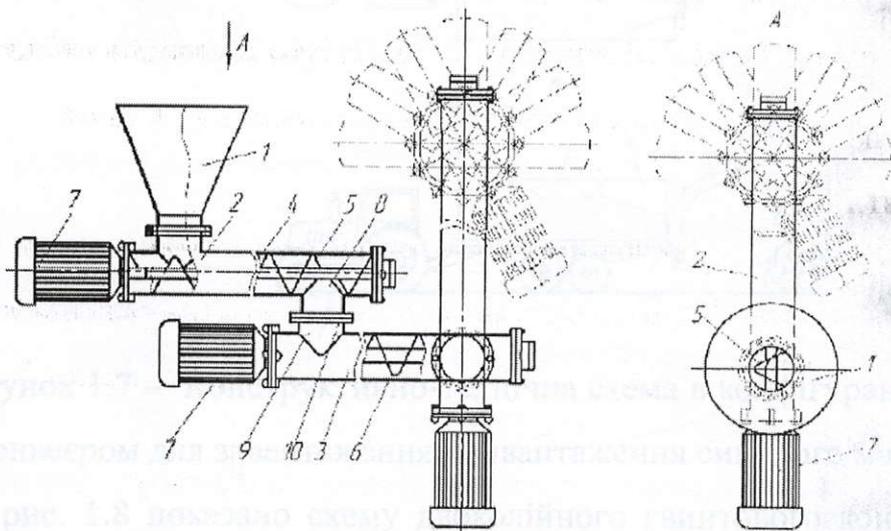
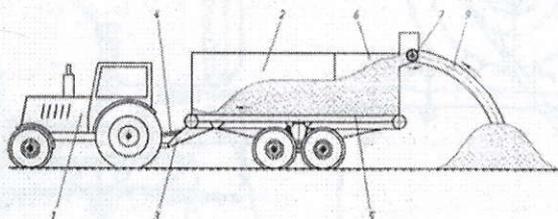


Рисунок 1.6 – Конструктивні та технічні схеми гвинтових конвеєрів із різним просторовим розташуванням.

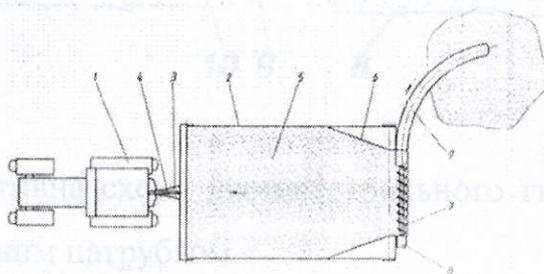
Перевантажувальні патрубки фланцево приєднані до магістральних трубопроводів, які транспортують сипкий матеріал у різних площинах. Сопла можуть бути розташовані як в одній площині, так і у вертикальній площині, що дозволяє ефективно транспортувати матеріал з однієї лінії на іншу.

В ході досліджень секційних гвинтових робочих органів було встановлено, що для забезпечення надійної роботи з секційними гвинтами довжиною 6 м і діаметром 100 мм оптимальний кут закручування робочого органу повинен становити 26-30°, а максимально допустимий кут не повинен перевищувати 35°.

На рисунку 1.7 показано транспортер стружки з додатковими лопатями. Цей гвинтового конвеєра приводиться в дію електродвигуном потужністю 3 кВт зі швидкістю обертання 710 об/хв. Недоліком цього гвинтового конвеєра є високе енергоспоживання.



а



б

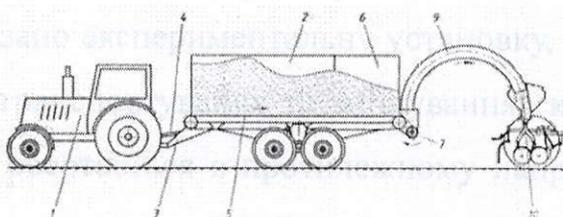


Рисунок 1.7 – Конструктивно-технічна схема в конфігурації з гнучким гвинтовим конвеєром для завантаження і вивантаження сипучого матеріалу.

На рис. 1.8 показано схему двокільного гвинтового конвеєра з похилим переливом сипучого матеріалу [5]. Ця система містить у собі завантажувальне і розвантажувальне сопла. Похилі розвантажувальні сопла передають сипучий ма-

під час м'якого та жорсткого старту визначаються та аналізуються за допомогою персонального комп'ютера.

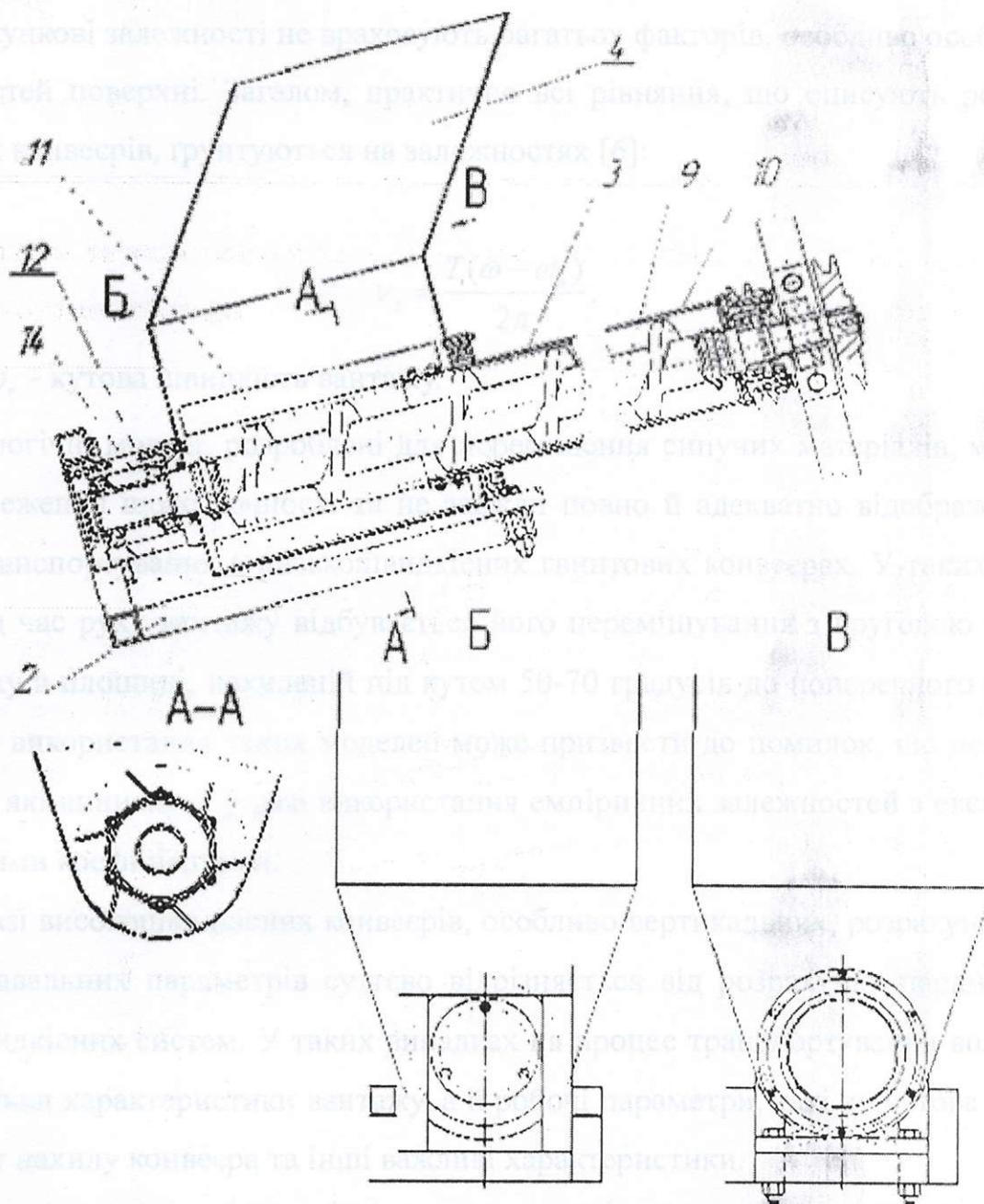


Рисунок 1.9 – Експериментальна установка для вивчення транспортування та перемішування сипучих матеріалів шнековими транспортерами з обертовими корпусами.

1.3 Кінематика сипучих матеріалів у гвинтових конвеєрах

Дослідження руху насипного вантажу в ГК і його взаємодії з ГРО показали, що розрахункові залежності не враховують багатьох факторів, особливо особливостей поверхні. Загалом, практично всі рівняння, що описують роботу гвинтових конвеєрів, ґрунтуються на залежностях [6]:

$$v_z = \frac{T(\omega - \omega_g)}{2\pi}, \quad (1.1)$$

де ω_g - кутова швидкість вантажу.

Реологічні моделі, розроблені для переміщення сипучих матеріалів, мають певні обмеження щодо точності та не завжди повно й адекватно відображають процес транспортування в низькошвидкісних гвинтових конвеєрах. У таких конвеєрах під час руху вантажу відбувається його перемішування з круговою складовою руху в площині, нахиленій під кутом 50-70 градусів до поперечного перерізу. Тому використання таких моделей може призвести до помилок, що перевищують ті, які виникли б у разі використання емпіричних залежностей з експериментальними коефіцієнтами.

У разі високошвидкісних конвеєрів, особливо вертикальних, розрахунок їхніх передавальних параметрів суттєво відрізняється від розрахунку параметрів низькошвидкісних систем. У таких випадках на процес транспортування впливають не тільки характеристики вантажу, а й робочі параметри, такі як кутова швидкість, кут нахилу конвеєра та інші важливі характеристики.

Аналогічна залежність зустрічається в роботах Зенкова Р.Л. [7] які пропонують визначати середню швидкість осевого переміщення сипучого матеріалу за такою залежністю.:

$$v_z = \frac{\int v_\rho d\Omega}{\int d\Omega} \quad (1.2)$$

де $d\Omega$ - елементарний кільцевий канал із площею поперечного перерізу Ω ;

v_p осьова швидкість сипучого матеріалу в площадки $d\Omega$ з радіальними параметрами. ρ .

$$v_p = \frac{Tn(\rho^2 - mtp)}{60(t^2 + p^2)}, \quad (1.3)$$

де $m = tg\varphi_2$; φ_2 - кут між нормою спіральної поверхні та вектором абсолютної швидкості параметрів тіла.

Рівняння (1.3) не враховує взаємодію між реологічними властивостями сипучого матеріалу і кільцевого шару.

Роботи Б.М. Гевка і Л.М. Куцина дали змогу детально вивчити кінематику руху частинок у вертикальних конвеєрах. Були встановлені граничні допущення, що стосуються переходу частинок матеріалу від руху до навантаження.

У дослідженні О.Р. Рогатинської [8] були виявлені специфічні особливості транспортування сипучих матеріалів за допомогою високошвидкісних гвинтових конвеєрів. Було встановлено, що момент зсуву завантаженого конвеєра значно перевищує постійний момент, необхідний для транспортування, а взаємодія сипучого матеріалу з поверхнею шнека має ударний характер. На основі результатів моделювання зміни ударного навантаження було отримано апроксимаційну залежність [8]:

$$f(t) = F_{\max} \left(\frac{t}{\tau \cdot t_1} \right)^\varepsilon \left(\frac{t_1 - t}{t_1(1 - \tau)} \right)^{\varepsilon(1-\tau)/\tau}, \quad (1.4)$$

де t_1 - час, переміщення матеріалів; $t_1 = k_\delta \delta_T / v_1 = 2\pi k_\delta \delta_T / \omega T$.

k_δ - коефіцієнт, що вказує на умови, за яких матеріал захоплюється шнеком;

δ_T - осьове переміщення матеріалу;

v_1 - швидкість вибігу гвинта.

Для надання переміщенню маси m величина ударного навантаження за швидкості v визначається за залежним рівнянням у [8]:

$$F_{\max} = \frac{m v}{k_1 t_1} = \frac{m \omega^2 D T \sin \alpha}{4 \pi k_s k_1 \delta_T} = K_F \rho_{II} \omega^2 L D^3, \quad (1.18)$$

де $k_1 = k_1(\varepsilon)$ - коефіцієнт кривої за формою;

K_F - комплексний безрозмірний коефіцієнт, що вказує на коефіцієнт заповнення під час транспортування;

L - довжина конвеєра, заповненого матеріалом.

У разі похилого гвинтового конвеєра запропоновано приймати швидкість навантаження [9]:

$$\varphi = \frac{A}{\sqrt{n}} (1 - 0,4 \sin \beta) m, \quad (1.19)$$

де m - Коефіцієнт, що залежить від довжини вікна завантаження.

Соколов А.Ю. запропонував коефіцієнт вертикального навантаження гвинтового конвеєра, який було прийнято [10]:

$$\varphi = 1 - R_{кр}^2 / R_{жс}, \quad (1.20)$$

де $R_{жс}$ - радіус захисного кожуха;

$R_{кр}$ - критичний радіус захисного кожуха.

1.4 Висновки з розділу

На основі проведеного аналізу можна сформулювати такі висновки:

1. Гвинтові конвеєри є широко застосовуваними механізмами в різних галузях народного господарства для транспортування сипучих, навалочних і в'язких матеріалів. Їх основними перевагами є простота конструкції, економічність і ви-

сока надійність. Конструктивні особливості цих конвеєрів визначаються специфікою обробки матеріалу, що транспортується, та його реологічними характеристиками.

2. Аналіз технічних процесів транспортування матеріалів показує, що в наукових дослідженнях і на практиці значна увага приділяється проблемам підвищення продуктивності транспортування сипких матеріалів. Це питання є безперечно актуальним, але потребує подальших наукових досліджень, які дозволять мінімізувати зусилля під час переміщення вантажів і сприятимуть створенню вдосконалених конструкцій гвинтових конвеєрів.

3. Крім того, необхідно відзначити, що низка питань, пов'язаних із проектуванням перспективних конструкцій шнекових навантажувачів, орієнтованих на мінімізацію енергоспоживання та забезпечення мобільності під час зміни транспортних маршрутів.

Далі необхідно визначити мінімальні зусилля, необхідні для виведення матеріалу в зону завантаження вертикального конвеєра, а також оптимальне розташування завантажувального конвеєра. Відповідна розрахункова схема розташування на рисунку 2.1.

Частинки матеріалу, що знаходяться на гвинтовій поверхні вертикального конвеєра в зоні завантаження, зазнають впливу горизонтального конвеєра. У випадку розташування осі гвинтового конвеєра під певним кутом, їх рух відбувається

ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ

ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ

Лист

18

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

2. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1 Теоретичні припущення щодо роботи перекидних гвинтових навантажувачів

Розробка та вдосконалення гвинтових конвеєрів відіграє ключову роль у розвитку різних галузей виробництва, сприяючи значному підвищенню продуктивності праці. Завдяки гвинтовим конвеєрам та їхнім технічним механізмам, здійснюється механізація та автоматизація виробничих процесів у багатьох секторах народного господарства. Високопродуктивна робота цих виробництв значною мірою залежить від раціонального вибору типу конвеєра.

В процесі експлуатації вертикальних і крутонахилених гвинтових конвеєрів, ефективне функціонування значною мірою забезпечується застосуванням гвинтів з високими швидкостями обертання. Однак це супроводжується виникненням значних відцентрових сил у зоні завантаження, що, в свою чергу, знижує коефіцієнт заповнення і призводить до зменшення загальної продуктивності системи. Таким чином, під час проектування вертикальних і крутонахилених гвинтових конвеєрів доцільно передбачити використання додаткового конвеєра з меншою швидкістю обертання для оптимального завантаження основного вертикального конвеєра.

Далі необхідно визначити мінімальні зусилля, необхідні для подачі матеріалу в зону завантаження вертикального конвеєра, а також оптимальне розташування завантажувального конвеєра. Відповідна розрахункова схема представлена на рисунку 2.1.

Частинки матеріалу, що знаходяться на гвинтовій поверхні вертикального конвеєра в зоні завантаження, зазнають впливу горизонтального конвеєра. У випадку розташування осі гвинтового конвеєра під певним кутом, їх рух описується

					ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Конструкторська частина		
Розроб.	Вилігон		<i>Вилігон</i>	27.08			
Перев.	Васильєв		<i>Васильєв</i>	27.08	Літ.	Лист	Листів
					Н	19	
Н. контр.	Васильєв		<i>Васильєв</i>	22.08	Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.		
Затв.	Орисенко		<i>Орисенко</i>	22.08			

рівнянням рівноваги, що наведено у роботі [11]:

наступного рівняння:

$$\begin{cases} \sum X = N_{1x} + F_{1x} + P_{1x} + G_x + F_{ix} = 0; \\ \sum Y = N_{1y} + N_{2y} + F_{1y} + P_{1y} + G_y = 0; \\ \sum Z = N_{1z} + F_{1z} + P_{1z} + G_z = 0. \end{cases} \quad (2.1)$$

де N_{1x}, N_{1y}, N_{1z} – проекції сили нормальної реакції на поверхню вертикального шнека;

G_x, G_y, G_z – проекція сили ваги на кожну вісь x, y, z, H ;

P_{1x}, P_{1y}, P_{1z} – проекції відповідних зусиль подачі матеріалу в зону завантаження горизонтальним конвеєром на вісь x, y, z, H ;

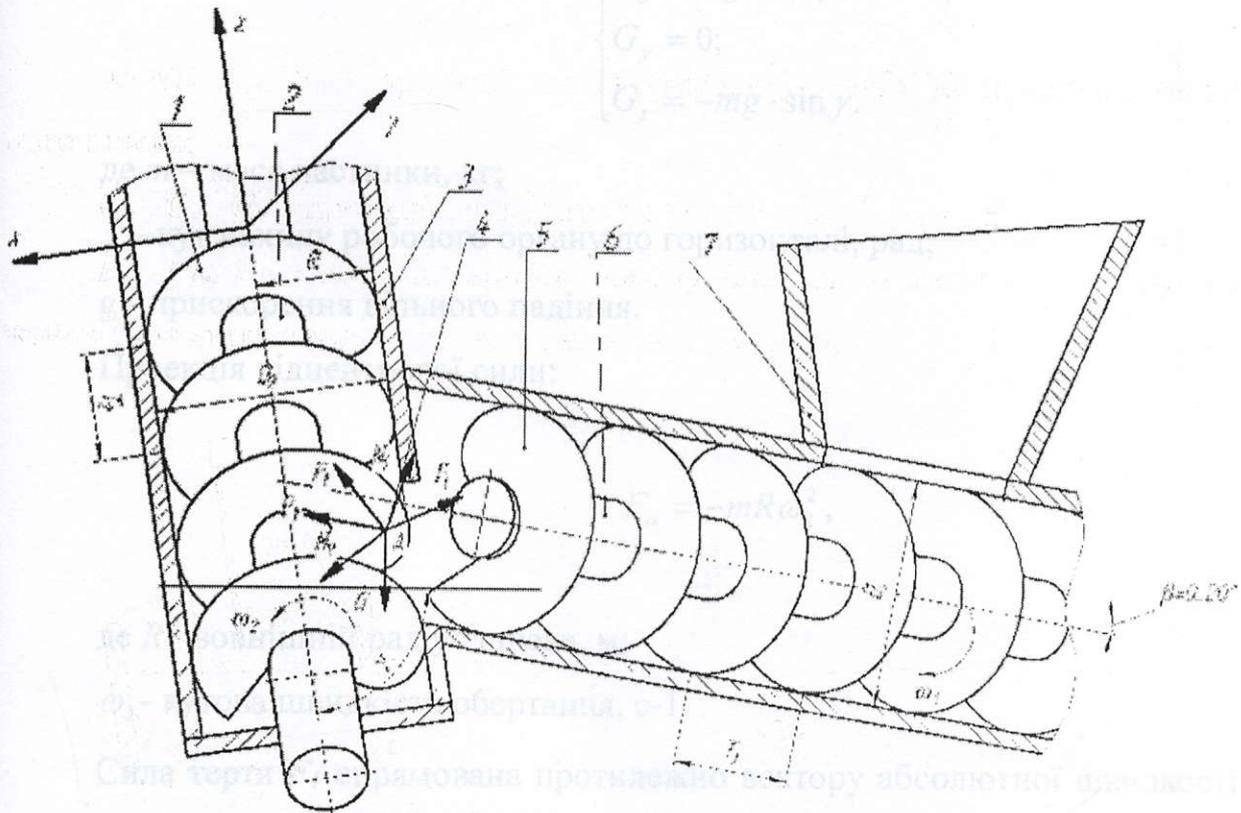


Рисунок 2.1 – Схеми завантаження вертикального навантажувача.: 1 - гвинтовий орган конвеєра; 2 – вал конвеєра; 3 – кожух; 4 – частинка матеріалу; 5 - гвинтовий орган конвеєра; 6 – вал конвеєра; 7 - бункер

Проекція нормальної реакції на осі координат визначається за допомогою наступного рівняння:

$$\begin{cases} N_{1x} = -N_1 \cdot \sin \alpha; \\ N_{1y} = -N_1 \cdot \sin \alpha; \\ N_{1z} = N_1 \cdot \cos \alpha. \end{cases} \quad (2.2)$$

де α – кут підйому гвинтової лінії гвинтового конвеєра, рад;

N_1 - нормальна реакція поверхні гвинта., Н.

Проекція масових сил на координатні осі:

$$\begin{cases} G_x = mg \cdot \cos \gamma; \\ G_y = 0; \\ G_z = -mg \cdot \sin \gamma. \end{cases} \quad (2.3)$$

де m – маса частинки, кг;

γ – кут нахилу робочого органу до горизонталі, рад;

g - прискорення вільного падіння.

Проекція відцентрової сили:

$$F_{ix} = -mR\omega_2^2, \quad (2.4)$$

де R - зовнішній радіус шнека, м;

ω_2 - кутова швидкість обертання, с-1.

Сила тертя F_f спрямована протилежно вектору абсолютної швидкості частинки і її проекція записується наступним чином.:

$$\begin{cases} F_{fx} = -f_1 N_1 \cdot \cos \alpha; \\ F_{fy} = -f_1 N_1 \cdot \cos \alpha; \\ F_{fz} = -f_1 N_1 \cdot \sin \alpha. \end{cases} \quad (2.5)$$

де f_1 - коефіцієнт тертя між частинками і поверхнею заготовки.

Напрямок сили подачі матеріалу в зону завантаження за допомогою гори-

зонтальних конвеєрів.: подачі матеріалу від кута нахилу вертикального конвеєра,

$$\begin{cases} P_{1x} = P_1 \sin(\gamma - \beta); \\ P_{1y} = 0; \\ P_{1z} = P_1 \cos(\gamma - \beta). \end{cases} \quad (2.6)$$

де β – кут нахилу вісі до горизонталі, рад.

Залежно від (2.2 - 2.6), система рівнянь (2.1) матиме вигляду:

$$\begin{cases} \sum X = -N_1 \sin \alpha - f_1 N_1 \cos \alpha + P_1 \sin(\gamma + \beta) + mg \cos \gamma - mR\omega_2^2 = 0; \\ \sum Y = -N_1 \sin \alpha - f_1 N_1 \cos \alpha + f_2 N_2 = 0; \\ \sum Z = N_1 \cos \alpha - f_1 N_1 \sin \alpha + P_1 \cos(\gamma - \beta) - mg \sin \gamma = 0. \end{cases} \quad (2.7)$$

де N_2 - нормальна реакція з поверхні обсадної труби., Н.

Нормальна реакція з поверхні обсадної труби:

$$N_1 = \frac{mg \sin \gamma - P_1 \cos(\gamma - \beta)}{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha} \quad (2.8)$$

Зусилля горизонтального конвеєра, що подає матеріал у зону завантаження, також може бути виражене таким рівнянням.:

$$P_1 = P_0 - mg(\sin \beta + f_2 \cos \beta), \quad (2.9)$$

де P_0 – осьова сила подачі матеріалу, Н;

f_2 – коефіцієнт тертя між частинками і поверхнею корпусу горизонтального робочого органу.

Під час вивчення технічного процесу завантаження шнекового навантажувача було отримано аналітичні залежності для визначення величини осьового зусилля на горизонтальній гілці:

$$P_0 = \frac{mg(\sin \gamma \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) - \cos \gamma) + mR\omega_2^2}{\cos(\gamma - \beta) \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \sin(\gamma - \beta)} + mg(\sin \beta + f_2 \cos \beta), \quad (2.10)$$

На підставі рівняння 2.10 на риснку 2.2 побудовано графік залежності мі-

німальної осьової сили подачі матеріалу від кута нахилу вертикального конвеєра, а на рисунку 2.3 - від кута нахилу горизонтального конвеєра.

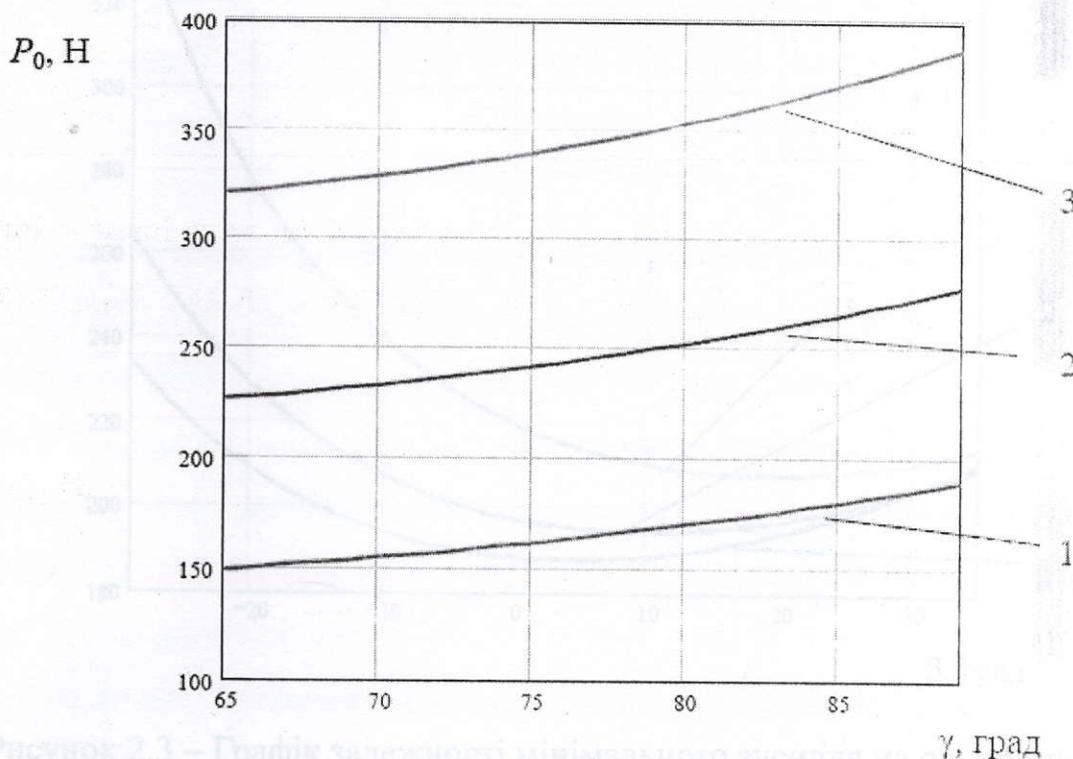


Рисунок 2.2 – Графік залежності мінімальної осьової сили подавання матеріалу від кута нахилу вертикальної гілки конвеєра за $R = 0,1 \text{ м}$, $T = 0,2 \text{ м}$ і $\beta = 0$ град: 1 – $\omega_2 = 20 \text{ с}^{-1}$; 2 – $\omega_2 = 25 \text{ с}^{-1}$; 3 – $\omega_2 = 30 \text{ с}^{-1}$

1.2. Математична модель ігноральних коливань горизонтального циліндра навантажувача з рухомих однорідним змішаним потоком зерна

Розгляд динаміки робочого органу навантажувача, зокрема згинальних коливань його горизонтальних та вертикальних гілок, потребує врахування великої кількості ключових параметрів. По-перше, це кутлова швидкість обертання робочого органу циліндра, по-друге, рух зернової суміші відносно циліндра.

У цьому контексті фізична модель системи може бути описана як пружне тіло зі змінною площею поперечного перерізу, через яке з постійною відносною

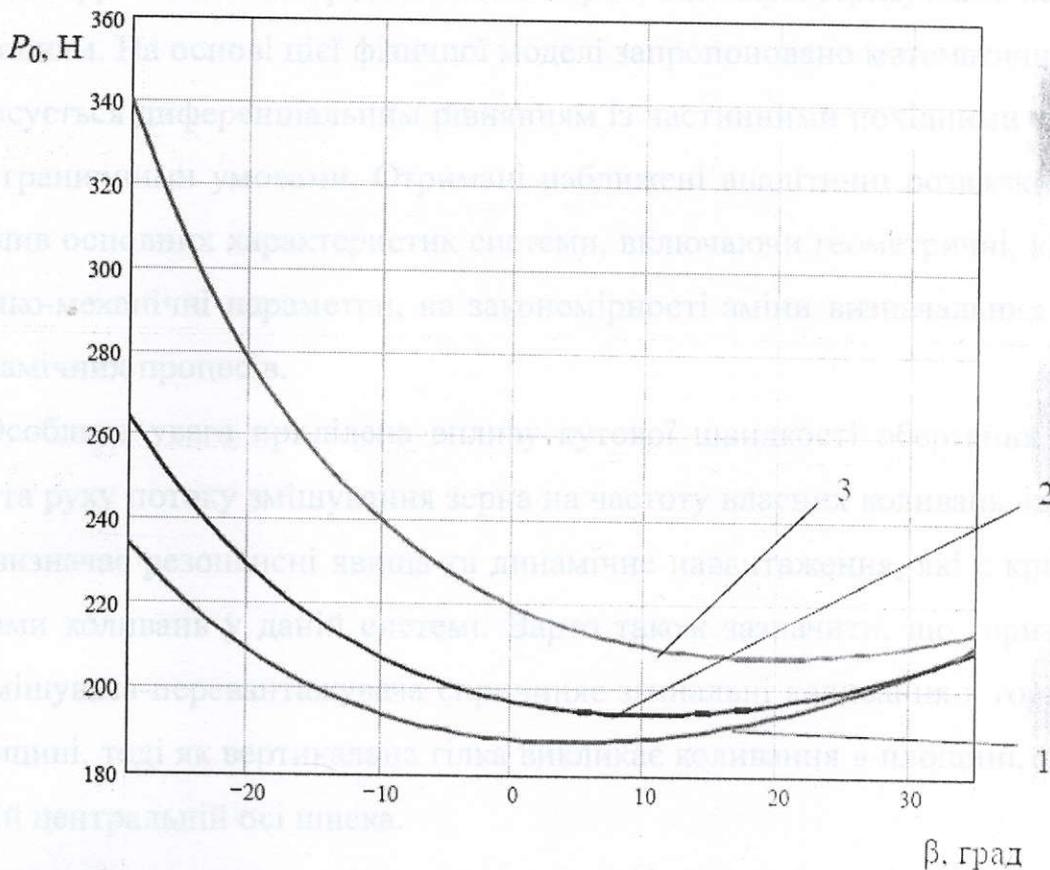


Рисунок 2.3 – Графік залежності мінімального зусилля на осі подачі від кута нахилу горизонтального конвеєра за $R = 0,075 \text{ м}$, $T = 0,15 \text{ м}$ і $\omega_2 = 25 \text{ с}^{-1}$: 1 - $\gamma = 75$ град, 2 - $\gamma = 80$ град і 3 - $\gamma = 90$ град.

2.2. Математична модель згинальних коливань горизонтального шнека навантажувача з рухомим однорідним змішаним потоком зерна

Розгляд динаміки робочого органа навантажувача, зокрема згинальних коливань його горизонтальних та вертикальних гілок, потребує врахування кількох ключових параметрів. По-перше, це кутова швидкість обертання робочого органа шнека, по-друге, рух зернової суміші відносно шнека.

У цьому контексті фізична модель системи може бути описана як пружне тіло зі змінною площею поперечного перерізу, через яке з постійною відносною

швидкістю рухається однорідний потік зерна, що характеризується непружним змішуванням. На основі цієї фізичної моделі запропоновано математичну модель, яка описується диференціальним рівнянням із частинними похідними та відповідними граничними умовами. Отримані наближені аналітичні розв'язки враховують вплив основних характеристик системи, включаючи геометричні, кінематичні, фізико-механічні параметри, на закономірності зміни визначальних параметрів динамічних процесів.

Особлива увага приділена впливу кутової швидкості обертання робочого органа та руху потоку змішування зерна на частоту власних коливань, що, у свою чергу, визначає резонансні явища та динамічне навантаження, які є критичними режимами коливань у даній системі. Варто також зазначити, що горизонтальна гілка змішувача-перевантажувача спричиняє згинальні коливання в горизонтальній площині, тоді як вертикальна гілка викликає коливання в площині, перпендикулярній центральній осі шнека.

Таким чином, математична модель динаміки системи змішування крильчатки та зерна у першому випадку зводиться до крайової задачі для одного диференціального рівняння, а у другому – до крайової задачі для системи диференціальних рівнянь. Рух зернової суміші вздовж робочого органа надає математичній моделі поперечних коливань нового якісного характеру через наявність змішаних похідних від просторових і часових змінних, що ускладнює аналітичне розв'язання. Проте, у цьому розділі наведено наближені аналітичні залежності, які описують закони зміни амплітуди та частоти коливань залежно від кінематичних, фізичних, механічних та інших параметрів системи.

Для виведення диференціальних рівнянь, що описують згинальні коливання горизонтального робочого органа навантажувача під час руху однорідного потоку сипкого матеріалу, приймаються такі припущення:

- площа поперечного перерізу, маса на одиницю довжини, а також жорсткість робочого органа та циліндричного корпусу змінюються повільно в поздовжньому напрямку.

- пружні властивості робочого органа та корпусу підпорядковуються майже

лінійному закону пружності.

- під час коливань робочого органа сила опору пропорційна швидкості його руху і підкоряється степеневому закону s .

- потік сипкого матеріалу рухається з постійною відносною швидкістю щодо робочого органа і не впливає на шорсткість його поверхні.

- нормальні перерізи робочого органа залишаються перпендикулярними до нейтральної осі.

- відхилення окремих частин робочого органа відбуваються в напрямку, перпендикулярному до нейтральної лінії, тому поздовжні переміщення не враховуються.

Ці припущення дозволяють точно визначити положення горизонтальної стріли навантажувача за допомогою функції, що описує горизонтальне зміщення нейтральної осі гвинтового робочого органа. Ця функція залежить від двох змінних — лінійної координати x і часу t . Лінійну координату x будемо відлічувати від точки подачі зернової суміші в горизонтальний циліндричний корпус, при цьому вісь OX спрямована вздовж недеформованої осі робочого органа.

Позначимо $y(x,t)$ горизонтальне переміщення у точки нейтральної осі робочого тіла з координатами x у будь-який момент часу зображено на рисунку 2.4.а. Сили, що діють на умовно обрані елементи робочого тіла, яке деформується, представлено на рисунку 2.4.б.

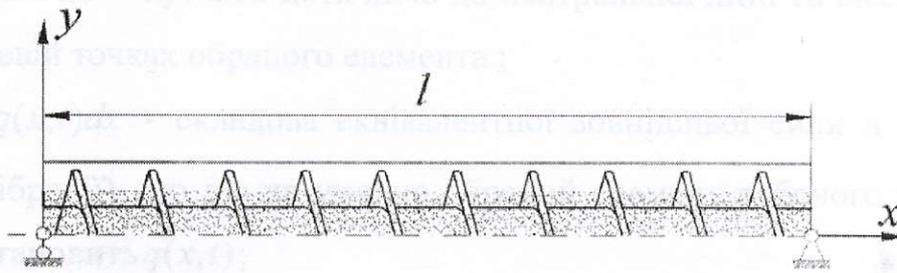
m - маса одиниці довжини безперервного потоку сипкого матеріалу, що рухається відносно робочого органа з постійною швидкістю v .

$E(x)$ та $I(x)$ - відповідно модуль пружності матеріалу робочого органу і момент інерції перерізу щодо нейтральної осі.

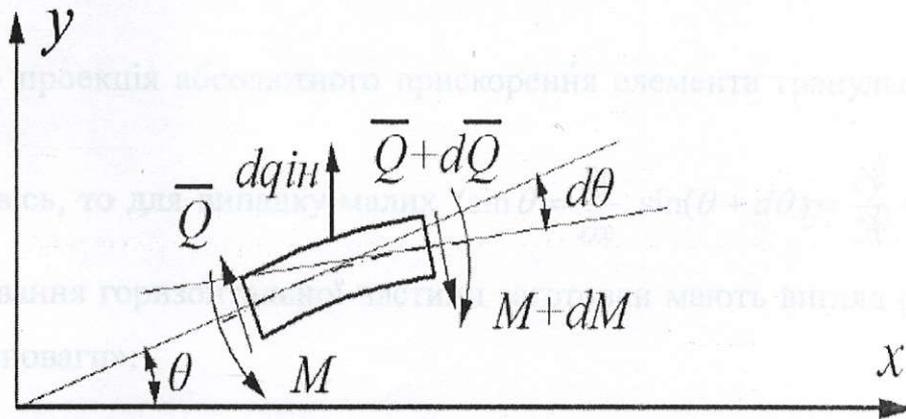
Будемо тіло з координатами x та $x+dx$ розглядати як елемент довжини dx . M та $M+M'$ - згинальні моменти в початковій і кінцевій точках цього елемента. Сили, що діють на елемент, зображені на рисунку 2.4.б.

Враховуючи, що елемент довжини dx рухається з постійною швидкістю v , то його прискорення дорівнює нулю.

Перерізувальні сили Q та $Q + \frac{dQ}{dx} dx$ перерізують на силі у вищевказаному місці робочого органу.



а)



б)

Рисунок 2.4 – Фізична модель і розподіл сил, що діють на елементи горизонтального робочого органу під час переміщення сипучого матеріалу

Будемо вважати:

ρ - маса на одиницю довжини горизонтального робочого інструмента;

m - маса одиниці довжини безперервного потоку сипучого матеріалу, що рухається відносно робочого органу з постійною швидкістю u ;

$E(x)$ та $I(x)$ - відповідно, модуль пружності матеріалу робочого органу і момент інерції перерізу щодо нейтральної осі;

M та $M + \frac{\partial M}{\partial x} dx$ - згинальні моменти в початковій і кінцевій точках обраного елемента;

Q та $Q + \frac{\partial Q}{\partial x} dx$ - перерізувальна сила у вищевказаному місці раніше обраного елемента;

θ та $\theta + d\theta$ - кут між дотичною до нейтральної лінії та віссю OX у початковій і кінцевій точках обраного елемента.;

$dq = q(x,t)dx$ - складова еквівалентної зовнішньої сили в площині OXZ (площині вібрації), що діє на умовно обраний елемент робочого тіла, інтенсивність якої становить $q(x,t)$;

$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$ - проекція прискорення центру обраного елемента на вісь OY;

$\frac{d^2 y}{dt^2}$ - проекція абсолютного прискорення елемента гранульованої суміші

на ту саму вісь, то для випадку малих ($\sin \theta = \frac{\partial y}{\partial x}$, $\sin(\theta + d\theta) = \frac{\partial y}{\partial x} + \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} dx$) згинальні коливання горизонтальної частини заготовки мають вигляд рівняння «динамічної рівноваги»:

$$Q \cos \theta - (Q + dQ) \cos(\theta + d\theta) + dq_{ин} + q(x,t)dx = 0 \quad (2.11)$$

Інерційні сили [85, 87], що діють на підлеглий елемент $dq_{ин}$ під дією суміші, визначаються такими залежностями:

$$dq_{ин} = m \frac{d^2 y(x,t)}{dt^2} dx + \rho \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} dx + (m + \rho)\omega^2, \quad (2.12)$$

де ω - кутова швидкість обертання корпусу гвинта.

Відомим чином пов'язуючи поперечні сили і згинальні моменти. [12] ($Q = \frac{dM}{dx}$), із рівняння (2.11) отримуємо:

$$m \frac{d^2 y(x,t)}{dt^2} + \rho \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + (m + \rho)\omega^2 y + \delta \left(\frac{\partial y(x,y)}{\partial t} \right)^s + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(E(x)I(x) \left(\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} + \mu \left(\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right)^3 \right) \right) \right] = f(x,y,\theta) \quad (2.13)$$

Доданок $\delta \left(\frac{\partial y(x,t)}{\partial t} \right)^s$ у рівнянні (2.13) являє собою протидіючу зовнішню силу, яка пропорційна швидкості руху як потужність s а δ являє собою коефіцієнт пропорційності за заданої сили під час вібрації робочого органу навантажувача-змішувача. Функція $f(x, y, \theta)$ має дещо інші властивості (нелінійні та періодичні згідно з θ) і розглядається нижче.

Оскільки зерно, що перемішується, рухається відносно робочого органу шнека з постійною відносною лінійною швидкістю V , сила інерції останнього дорівнює такому рівнянню:

$$m \frac{d^2 y(x,t)}{dt^2} = m \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + m \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} (V)^2 + 2m \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t \partial x} V. \quad (2.14)$$

Під час визначення сили інерції змішаних ядер використовується той факт, що змішані ядра мають складний рух, і перший член у правій частині залежного рівняння (2.14) представляє силу інерції змішаних ядер у поступальному русі, а два інші члени - відносну та коріолісову складові.

2.3 Динамічні напруження в вітках навантажувача через згинальні коливання

Основні рівняння, що описують динаміку вертикальної та горизонтальної гілок змішувача-живильника, дозволяють аналізувати амплітуду бічних нерезонансних коливань, яка залежить від початкового збурення і граничних умов. Частота коливань значною мірою визначається кутовою швидкістю обертання робочого органу, лінійною масою перемішуваного зерна та швидкістю його руху вздовж робочого органу. Внаслідок цього явище резонансу, а отже, й максимальні динамічні напруження при переході через резонансну зону, приймають різні зна-

					ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		99

чення.

Для їх визначення слід враховувати:

- а) амплітуду резонансних коливань для горизонтальної та вертикальної гілок, як показано на рисунку 2.5;
- б) базовий коефіцієнт опору матеріалу, необхідний для визначення чистого напруження вигину [13]:

$$\sigma_{\max} = \max \left(\frac{EI}{W} \frac{\partial^2 \Delta(x,t)}{\partial x^2} \right), \quad (2.15)$$

де $\Delta(x,t)$ - прогин відповідного елемента в будь-який момент часу,

W - його момент опору.

З огляду на те, що поперечний переріз робочого органу являє собою порожнистий циліндр із зовнішнім радіусом R , зовнішній і внутрішній діаметри робочого органу дорівнюють d відповідно знаходимо $W = \frac{\pi(D^3 - d^3)}{32R}$.

Значення коефіцієнта демпфірування робочого органу вертикальної гілки навантажувача за заданої кутової швидкості обертання шнека.

$$\eta = \frac{\sigma_{\max|V=V_1}}{\sigma_{\max|V=V_2}} = \frac{a_{\text{рез}|v=V_1}}{a_{\text{рез}|v=V_2}}. \quad (2.16)$$

На рисунку 2.5 представлено залежність максимальних напружень у шнеку від швидкості руху зернової суміші відносно нього, з урахуванням кутової швидкості обертання робочого органу змішувача-перевантажувача.

Аналізуючи динамічні напруження, що виникають у горизонтальній та круто-похилій гілках шнекового живильника з водозливом через вигинні коливання, можна дійти до висновків, подібних до тих, що наведені в [14]:

1. За однакових фізико-механічних і геометричних параметрів шнека, при нижчій частоті циклічного збурення, резонанс досягає значно більших величин за умови високих значень кутової швидкості обертання шнека.

2. Резонансні динамічні напруження у шнеку, враховуючи кутову швидкість обертання, збільшуються при зменшенні значень власної динамічної частоти.

3. Резонансні динамічні напруження при високих кутових швидкостях обертання шнека значно перевищують напруження, що виникають за відсутності обертання, і їх необхідно враховувати при виборі коефіцієнтів запасу під час проектування навантажувача.

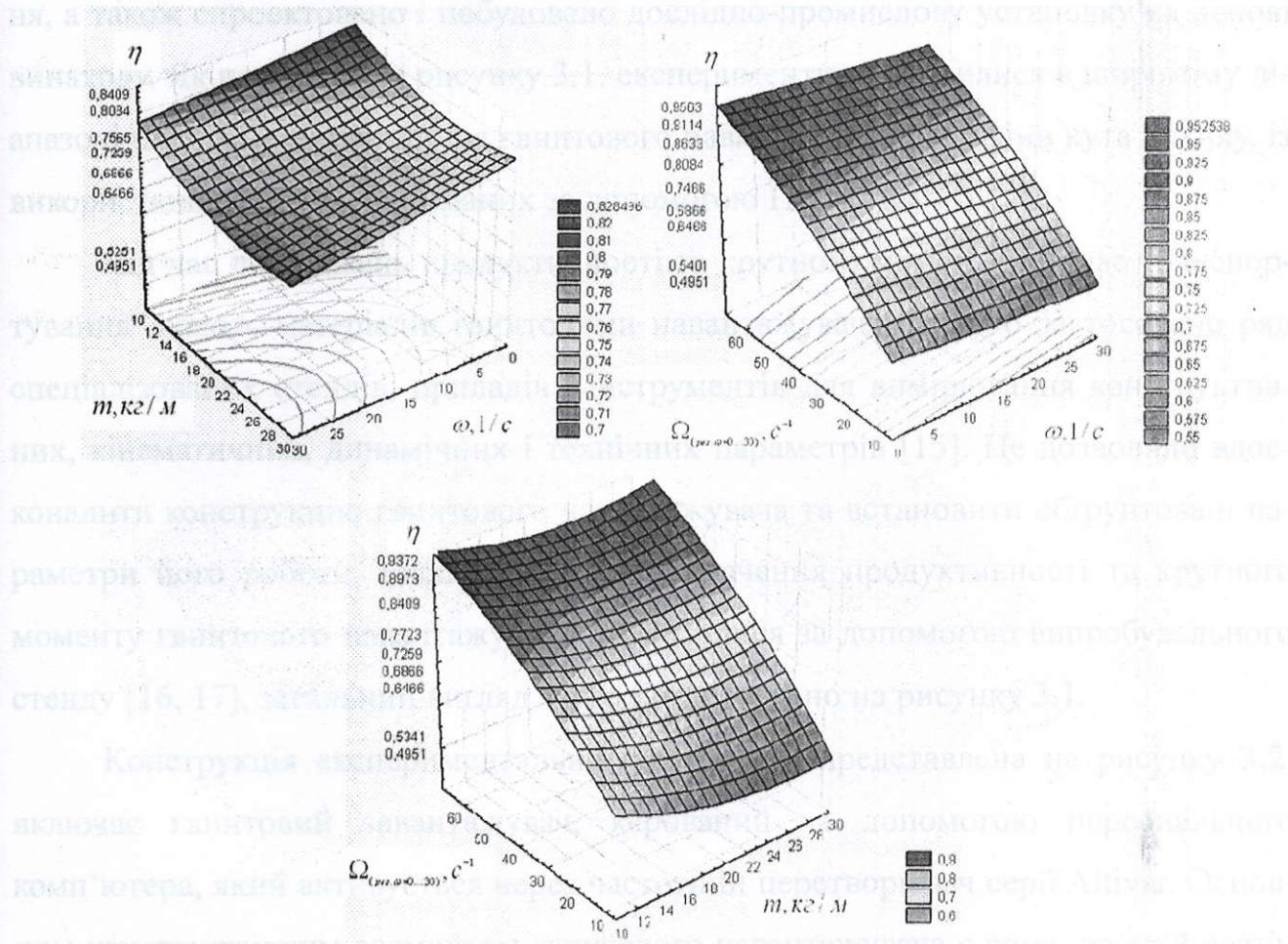


Рисунок 2.5 – Графічна залежність коефіцієнта демпфірування поперечних коливань заготовки, викликаних рухом сипучого матеріалу.

GMM.602-MMв.024-00.00.000 ПЗ

Наукова

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	GMM.602-MMв.024-00.00.000 ПЗ	Лист
						31

3 НАУКОВА ЧАСТИНА

3.1 Стендове обладнання для тестування гвинтового конвеєра

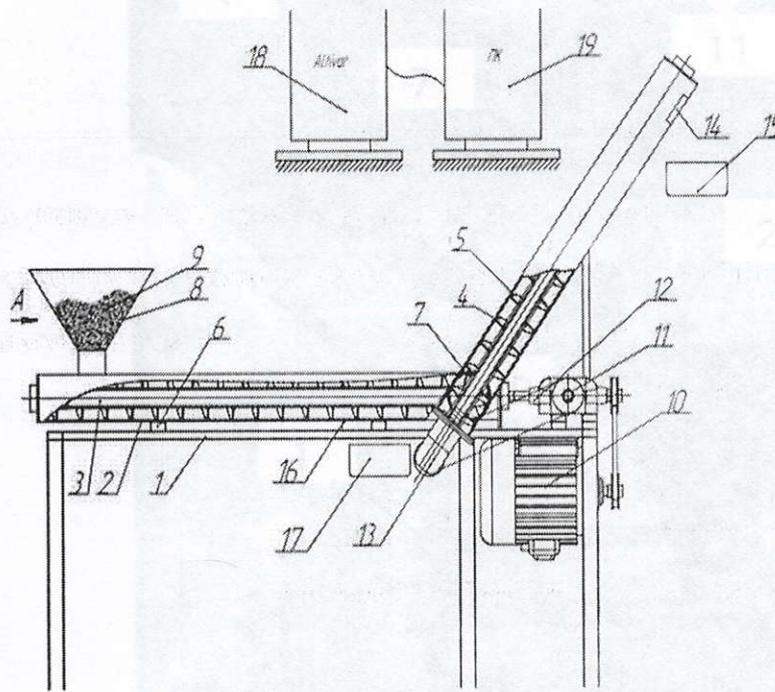
Для проведення експериментальних досліджень було визначено продуктивність та крутний момент гвинтового навантажувача для сипких матеріалів. Встановлено основні функціональні та експлуатаційні характеристики обладнання, а також спроектовано і побудовано дослідно-промислову установку на основі винаходу. Як показано на рисунку 3.1, експерименти проводилися в широкому діапазоні швидкостей обертання гвинтового навантажувача та зміни кута нахилу, із використанням даних, отриманих за допомогою ПК.

Під час досліджень продуктивності та крутного моменту під час транспортування сипких матеріалів гвинтовими навантажувачами, було застосовано ряд спеціалізованих стендів, приладів і інструментів для вимірювання конструктивних, кінематичних, динамічних і технічних параметрів [15]. Це дозволило вдосконалити конструкцію гвинтового навантажувача та встановити обґрунтовані параметри його роботи. Експерименти з визначення продуктивності та крутного моменту гвинтового навантажувача проводилися за допомогою випробувального стенду [16, 17], загальний вигляд якого представлено на рисунку 3.1.

Конструкція експериментальної установки, представлена на рисунку 3.2, включає гвинтовий завантажувач, керований за допомогою персонального комп'ютера, який активується через частотний перетворювач серії Altivar. Основним конструктивним елементом гвинтового навантажувача є рама, на якій розташовано корпус, що забезпечує можливість осьового обертання і регулювання кута нахилу відносно горизонтальної площини. Привід робочого органу здійснюється за допомогою трифазного асинхронного електродвигуна АИР90L4У3. Корпус обладнано бункером, а також впускними та випускними отворами, причому

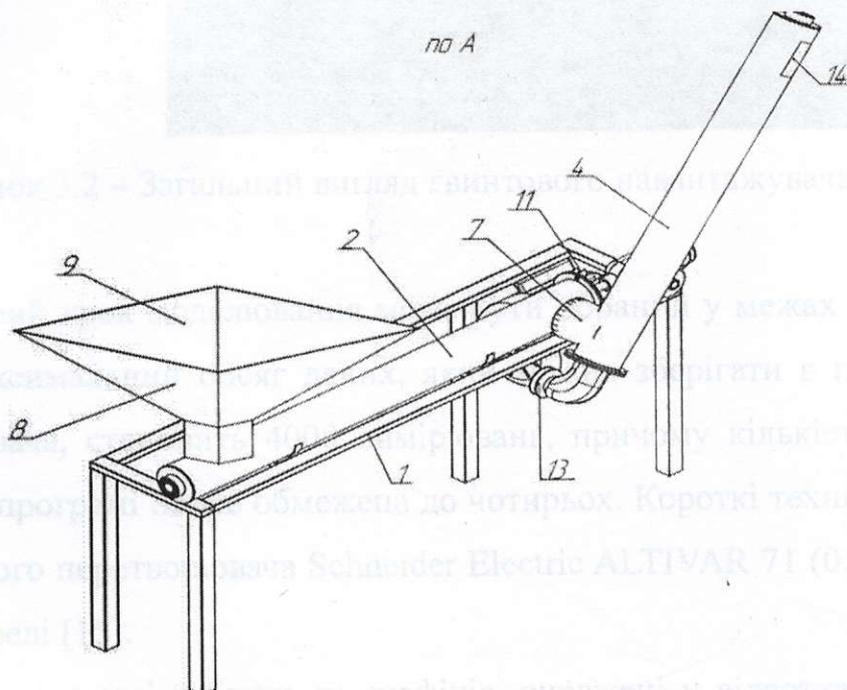
				ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат			
Розроб.	Вилігон		<i>[Signature]</i>	27.08	Літ.	Лист	Листів
Перев.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	27.08	Н	32	
Н. контр.	Васильєв		<i>[Signature]</i>	27.08	Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.		
Затв.	Орисенко		<i>[Signature]</i>	27.08			

до випускного отвору приєднано трубу для розпилення води. Двигун оснащено датчиком швидкості обертання валу (E40S6-10Z4-6L-5), що забезпечує точний контроль режиму роботи.



а)

по А



б)

Рисунок 3. – Випробувальний стенд для дослідження перенесення сипучих матеріалів з горизонтальних гілок на вертикальні.

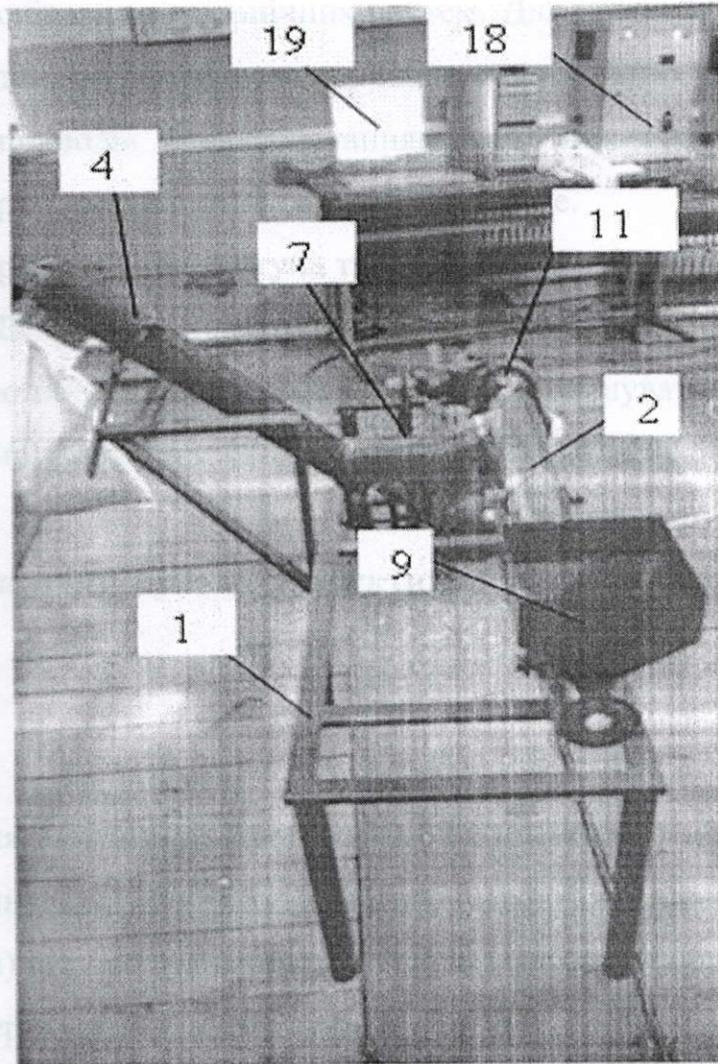


Рисунок 3.2 – Загальний вигляд гвинтового навантажувача

Часовий крок моделювання може бути обраний у межах від 0,001 до 1 секунди. Максимальний обсяг даних, який можна зберігати в пам'яті частотного перетворювача, становить 4000 вимірювань, причому кількість вимірювальних сигналів у програмі Score обмежена до чотирьох. Короткі технічні характеристики частотного перетворювача Schneider Electric ALTIVAR 71 (0,75 - 630 кВт) наведені у джерелі [15].

Дані у вигляді таблиць та графіків, виражені у відсотках від номінальної потужності на заданій частоті, виводяться на екран монітора ПК. Вибір необхідної швидкості обертання валу двигуна та напрямку його обертання здійснювався за допомогою програмного забезпечення PowerSuite.

Запропонована експериментальна установка дала можливість застосувати інженерні методи дослідження механічних систем. Для цього було спроектовано та виготовлено ряд стендів для проведення експериментальних досліджень гвинтової системи та її приводів із використанням частотних перетворювачів серії Altivar, керованих через програмний продукт PowerSuite.

Швидкість обертання валу двигуна та його запуск здійснювалися автоматично за допомогою ПК із використанням програмного забезпечення PowerSuite. Керування швидкістю обертання дозволяло плавно збільшувати або зменшувати її в межах від 0 до 1460 об/хв, при цьому похибка становила $\pm 2,5\%$.

3.2. Результати випробувань продуктивності гвинтового завантажувача

Для визначення залежності продуктивності шнекового навантажувача від частоти обертання шнека n (об/хв), кута нахилу розвантажувальної лінії α (град.) та кроку шнека T_2 (м) під час транспортування пшениці було використано методи всеелементних експериментів і досліджень.

Для опрацювання результатів експерименту середнє значення результатів за кожним чинником визначали не менш як тричі. У таблиці 3.1 наведено характеристики кожного фактора і значення його рівня.

Таблиця 3.1 – Факторні характеристики та значення їхніх рівнів для експериментальних досліджень продуктивності та крутного моменту шнекового навантажувача

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Частота обертання шнека n , об/хв	348-552-696
x_2	Кут нахилу вивантажувальної магістралі α_1 , град	30-45-60
x_3	Крок шнека T_2 , м	0,09-0,115-0,14

Регресійна залежність продуктивності від зміни частоти обертання шнека n , кута нахилу розвантажувальної лінії α_1 , град та кроку шнека T_2 , тобто $Q_{(x_1, x_2, x_3)}$ = $f(n, \alpha_1, T_2)$, для кодованих значень коефіцієнта транспортування пшениці, має такий вигляд Приводиться до.

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 2,185 - 0,0031x_1 - 0,114x_2 + 1,559x_3 + 0,0000023x_1^2 + 0,00071x_2^2 - 0,0723x_3^2 + 0,000012x_1x_2 + 0,000031x_1x_3 + 0,00036x_2x_3 \quad (3.1)$$

- де x_1 - кодоване значення частоти обертання гвинта;
 x_2 - закодоване значення кута нахилу вивантажувальної вітки магістралі;
 шнека;
 x_3 - закодоване значення кроку

Таблиця 3.2 – Значення закодованих коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
гранули	2,185	-0,0031	-0,114	1,559	0,000012	0,000031	0,00036	0,0000023	0,00071	-0,0723

За природних значень факторів рівняння регресії 3.1 для перевезення пшениці має вигляд:

$$Q_{(n, \alpha, T_2)} = 1,224 + 0,0061n - 0,106\alpha_1 + 1,591T_2 + 0,00071\alpha_1^2 - 0,0723T_2^2, \quad (3.2)$$

Використовуючи отримане рівняння регресії 4.2, можна визначити продуктивність Q шнекового навантажувача залежно від таких змін вихідних чинників: частоти обертання шнека n під час транспортування пшениці, кута нахилу розвантажувальної гілки α_1 магістралі та кроку шнека T_2 , що може бути визначено в таких діапазонах:

$$348 \leq n \leq 696 \text{ об/хв};$$

$$30 \leq \alpha_1 \leq 60 \text{ град};$$

$$0.09 \leq T_2 \leq 0,14 \text{ м.}$$

За допомогою програмного забезпечення Statistica-6.0 побудовано графічну інтерпретацію проміжної загальної регресійної моделі у вигляді квадратичної поверхні відгуку, а також двовимірного перерізу продуктивності Q як функції двох варіативних чинників $x_{i(1,2)}$, при цьому третій чинник $x_{i(3)}$ утримується на постійному інваріантному рівні.

Отримані рівняння регресії вказують на те, що найсуттєвіший вплив на зміну продуктивності мають фактори x_1, x_2 (швидкість обертання n і кут нахилу α), а також їх взаємодія. При підвищенні значення чинника x_2 (кут нахилу α) спостерігається зниження продуктивності до 20%. Натомість, збільшення швидкості обертання шнека і зменшення кута нахилу конвеєра сприяє підвищенню продуктивності гвинтового конвеєра.

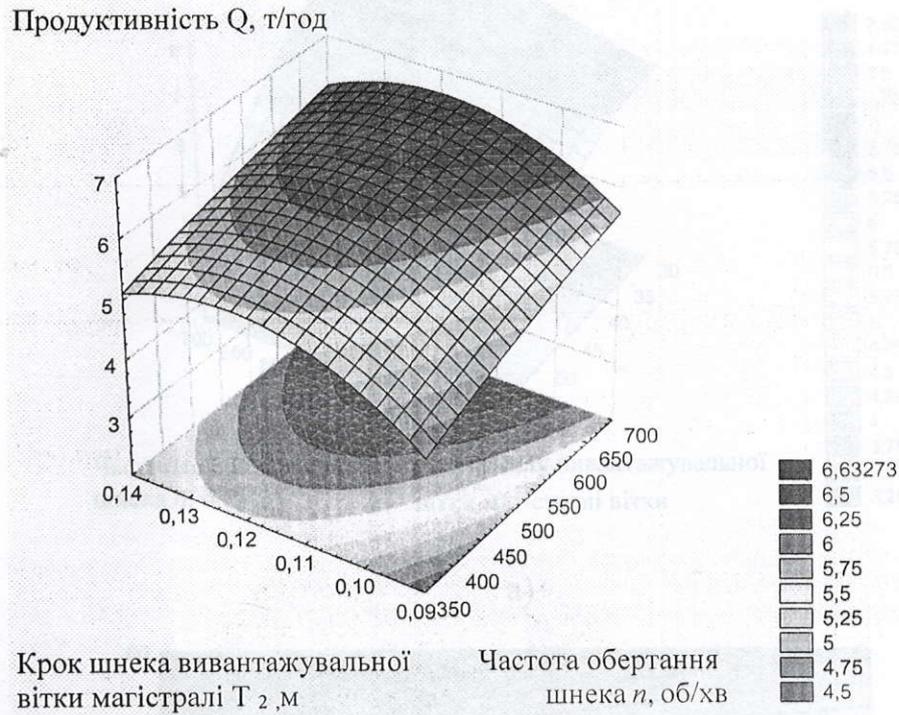
Побудова поверхні відгуку та її двовимірного перерізу здійснювалась на основі рівнянь регресії, отриманих для визначення продуктивності залежно від зміни двох чинників за умови фіксованого значення третього чинника $x_3 = const$

Результати залежностей продуктивності, отримані за допомогою Statistica-6.0, представлено на рисунках 3.3 -3.5

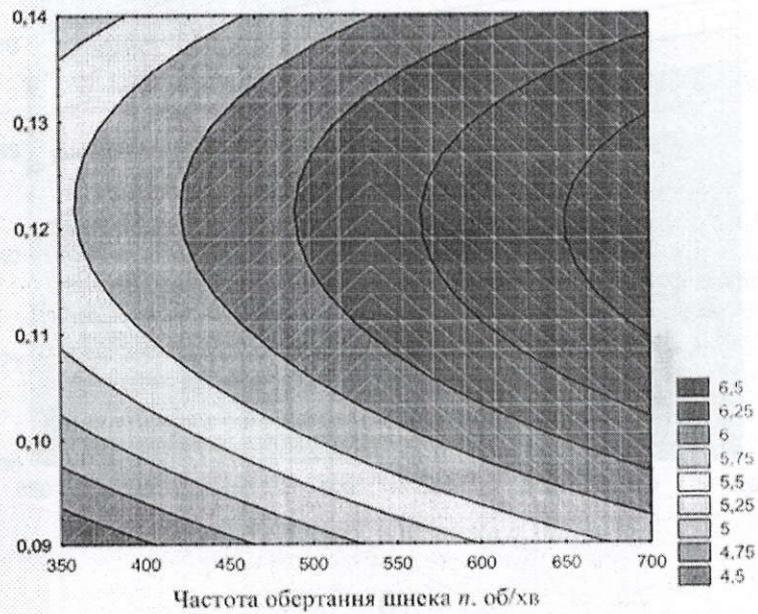
Як видно з рисунків 3.3 -3.5, продуктивність шнекового транспортера зростала зі збільшенням швидкості обертання шнека, причому максимальне значення продуктивності 7,86 т/год було досягнуто під час транспортування ячменю. Мінімальна продуктивність становила 1,73 т/год при мінімальній швидкості обертання шнека та максимальному куті нахилу шнекового транспортера відносно горизонтальної площини.

Візуальні спостереження свідчать, що при збільшенні зазору між шнеком і корпусом, при швидкості обертання понад 522 об/хв, стійкість гвинтового руху матеріалу погіршується, і основне транспортування відбувається через дно жоло-

ба. Таким чином, зі збільшенням зазору підвищується мінімальна кутова швидкість, при якій забезпечується стабільне транспортування матеріалу.



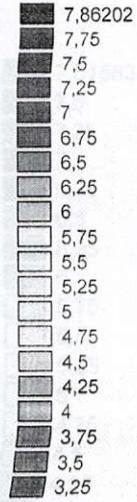
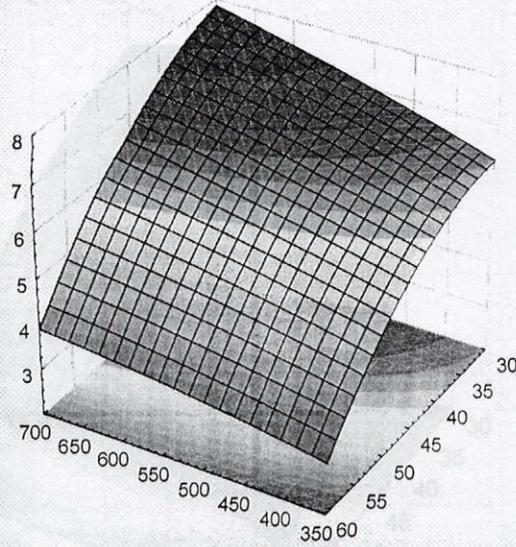
а)



б)

Рисунок 3.3 – Поверхня відгуку (а) і двовимірний переріз (б) продуктивності навантажувача $Q_{(n,T)}$ під час транспортування пшениці залежно від частоти обертання та кроку шнека на розвантажувальній гілці магістралі ($\alpha_1 = 45^\circ$).

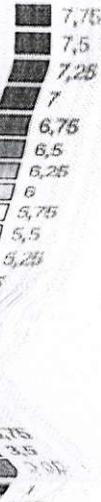
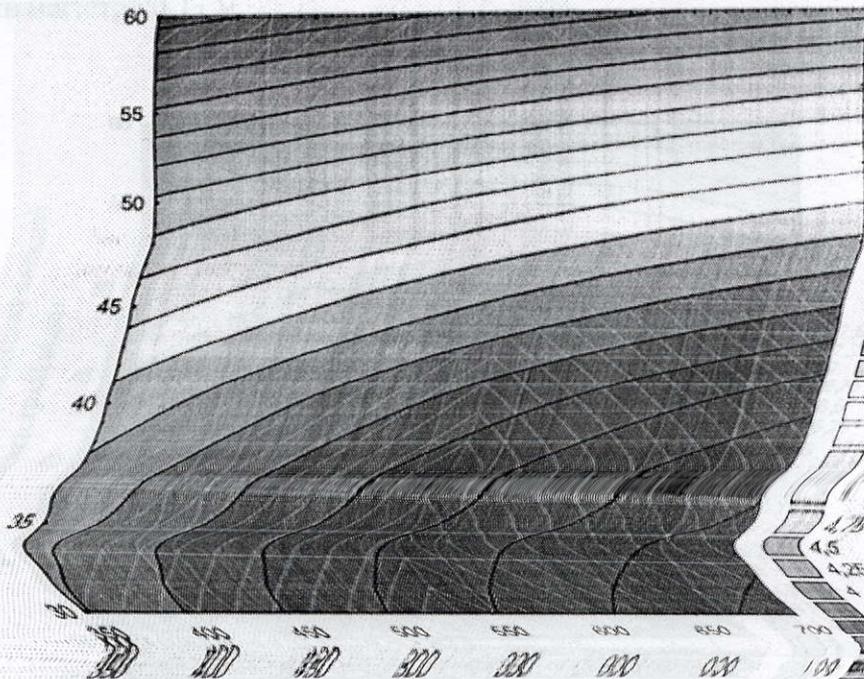
Продуктивність Q, т/год



Частота обертання
шнека n , об/хв

Кут нахилу вивантажувальної
вітки магістралі вітки

a)



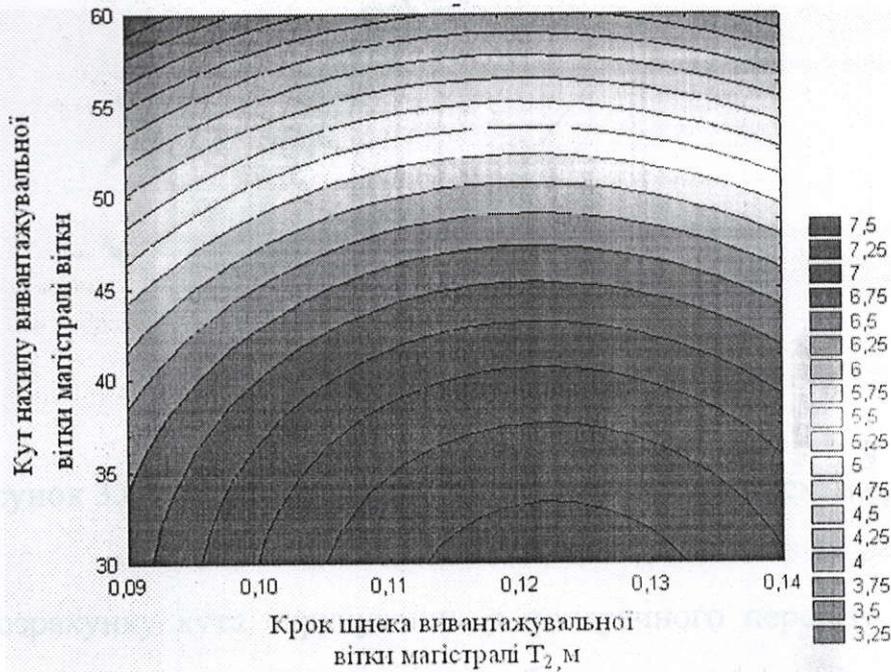
Частота обертання шнека n , об/хв

аналіз

Продуктивність Q , т/год



а)



б)

Рисунок 3.5 – Поверхня відгуку (а) і 2D переріз (б) продуктивності навантажувача $Q(T_2, \alpha)$ під час транспортування пшениці залежно від кута нахилу шнека і кута нахилу розвантажувальної гілки магістралі ($n = 522$ об/хв).

3.3. Комп'ютерне моделювання для раціонального вибору конструктивних параметрів вертикальних гвинтових робочих органів.

Для зображено на рисунку 3.6, напружений стан компонентів тіла дії представлено на рисунку 3.9; деформацію компонентів тіла дії від дією прикладеного крутного моменту.

Комп'ютерна модель робочого органу гвинтового конвеєра була створена за допомогою пакета прикладних програм. Загальний вигляд робочого органу гвинтового навантажувача показано на малюнку 3.6.

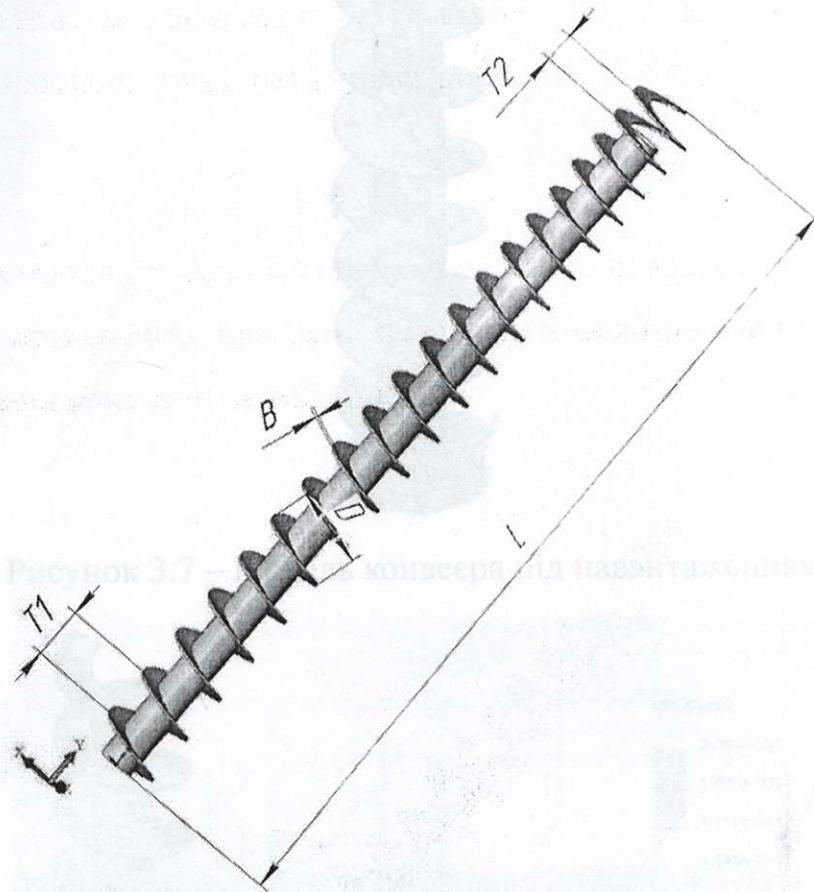


Рисунок 3.6 – Модель гвинтового завантажувача та схема розрахунку

Для розрахунку кута скручування φ поперечного перерізу та отримання графічної залежності від крутного моменту було проведено моделювання, що відповідає відповідним експериментальним умовам. Один проміжний елемент був жорстко закріплений як показано на рисунку 3.7 внизу, а до іншого прикладався крутний момент показано на рисунку 3.7 вгорі.

Змінні: крок спіралі T_1 - T_2 ; товщина спіральної секції B ; прикладений крут-

ний момент T .

Прикладна програма графічно відображає переміщення компонентів тіла дії зображено на рисунку 3.8, напружений стан компонентів тіла дії представлено на рисунку 3.9 і деформацію компонентів тіла дії під дією прикладеного крутного моменту зображено на рисунку 3.10.

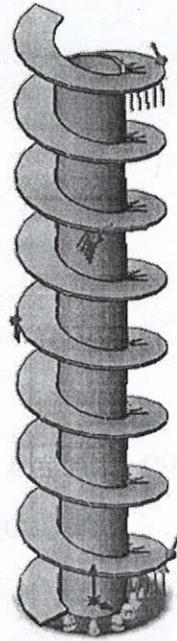


Рисунок 3.7 – Модель конвеєра під навантаженням

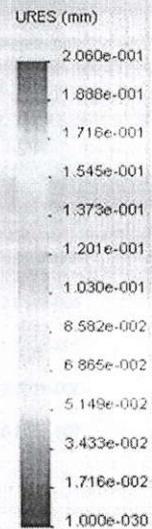
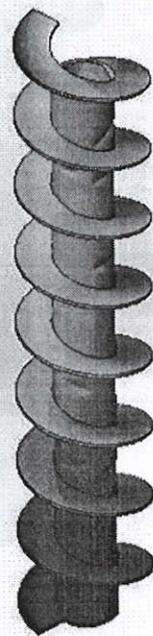


Рисунок 3.8 – Зміна стану робочих частин тіла під дією крутного моменту

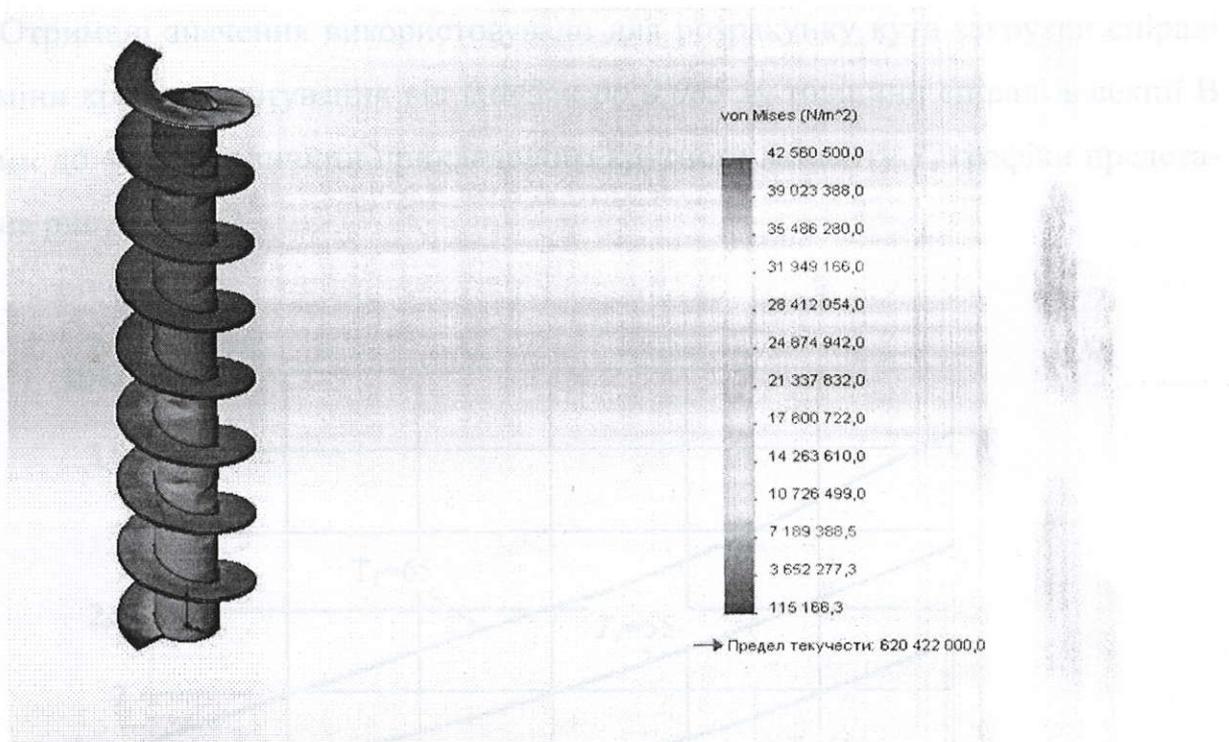


Рисунок 3.9 – Напружений стан деталей робочого органу під дією крутного моменту

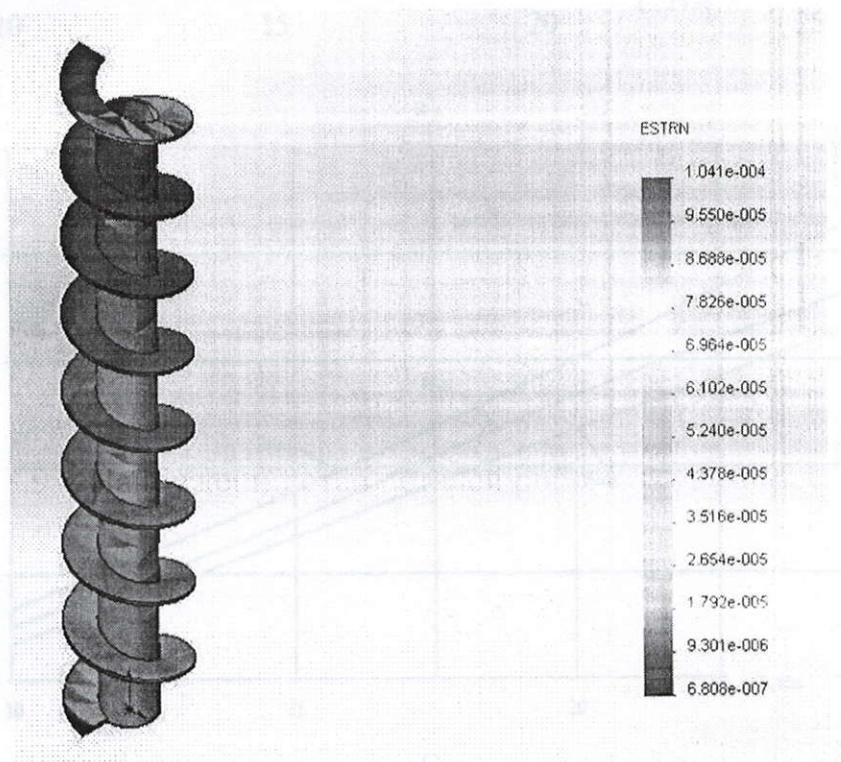
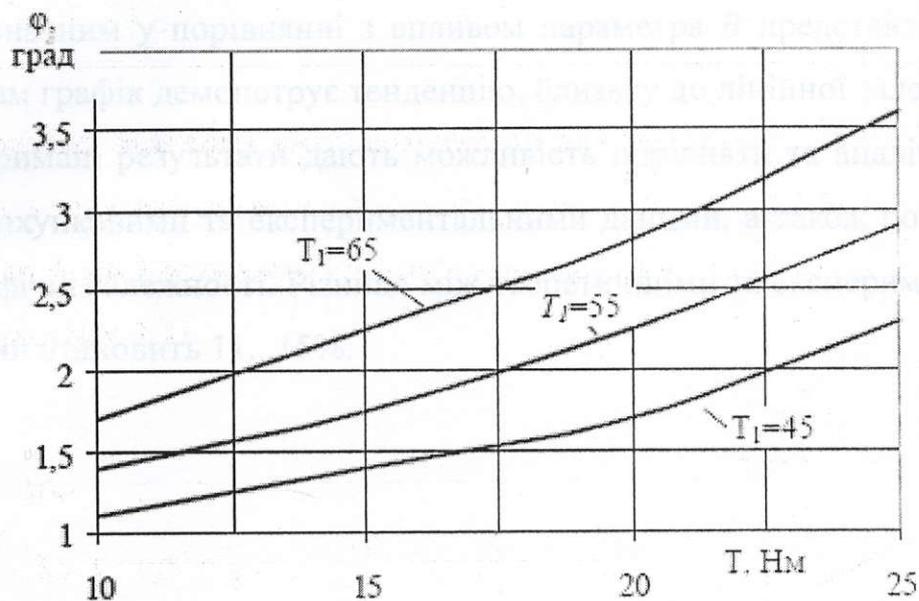
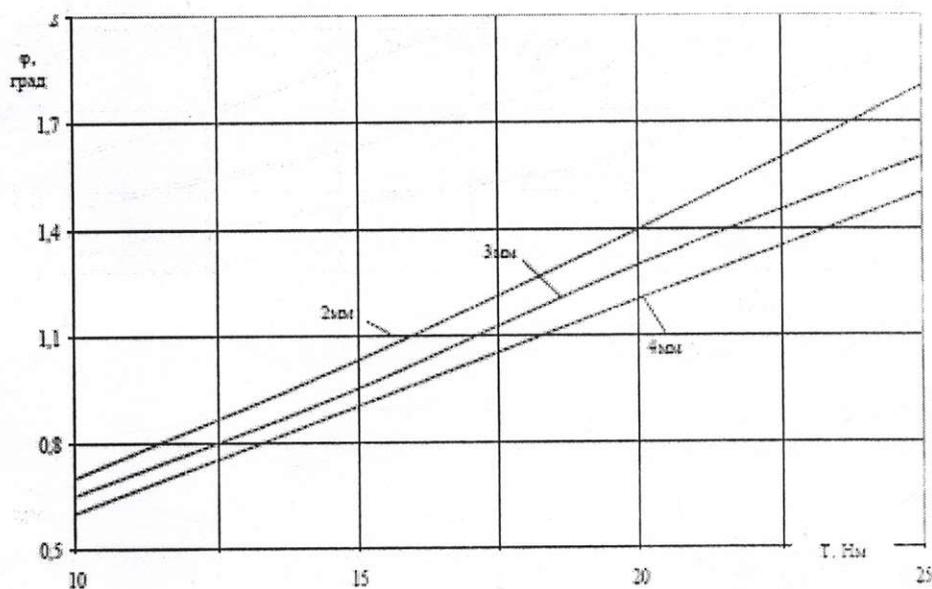


Рисунок 3.10 – Деформація деталей робочого органу під дією крутного моменту

Отримані значення використовували для розрахунку кута закрутки спіралі φ за зміни кроку намотування від 0,045 м до 0,065 м, товщини спіралі в секції В від 2 мм до 4 мм і величини прикладеного крутного моменту T , графіки представлені на рисунку 3.11.



а)



б)

Рис. 3.11 – Графічна залежність кута поперечного скручування φ від кроку спіралі T_1 (а) і товщини спіралі B .

Як показують отримані залежності, кут скручування спіралі збільшується зі зростанням крутного моменту. Найбільше зростання спостерігається для базового кроку спіралі $RO T_1 = 65$ мм, тоді як найменше – для кроку $T_1 = 45$ мм показано на рисунку 3.11.а.

Вплив кроку спіральної котушки T_1 на кут кручення φ поперечного перерізу є менш значним у порівнянні з впливом параметра B представлено на рисунку 3.11.б. Сам графік демонструє тенденцію, близьку до лінійної залежності.

Отримані результати дають можливість порівняти та аналізувати схожість між розрахунковими та експериментальними даними, а також побудувати відповідні графічні залежності. Різниця між теоретичними та експериментальними результатами становить 11...15%.

– визначили динамічні напруження в вітках навантажувача з врахуванням коливань;
– розробили математичну модель згинальних коливань горизонтальної шпінки навантажувача з рухомим супорідним зміщенням потоку керування між роликів;
– розробили математичну модель для раціонального вибору конструктивних параметрів вертикальних гвинтових робочих органів;
– розробили стандове обладнання для тестування гвинтового зчеплення;
– виконали випробування продуктивності гвинтового зчеплення

ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ

						ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			45

ВИСНОВКИ

В ході виконання магістерської роботи було розроблено робочий орган вертикально-гвинтового завантажувача.

Для досягнення поставленої мети зробили наступне:

- був зроблений огляд літературних джерел та стан питання дослідження;
- проведено аналіз конструкції гвинтового конвеєра;
- було проведено теоретичні припущення щодо роботи перекидних гвинтових навантажувачів;
- визначили динамічні напруження в вітках навантажувача через згинальні коливання;
- розробили математична модель згинальних коливань горизонтального шнека навантажувача з рухомим однорідним змішаним потоком зерна;
- провели комп'ютерне моделювання для раціонального вибору конструктивних параметрів вертикальних гвинтових робочих органів;
- розробили стендове обладнання для тестування гвинтового конвеєра;
- виконали випробувань продуктивності гвинтового завантажувача.

					ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	ВИСНОВКИ		
Розроб.	Вилігон		<i>Вилігон</i>	27.08			
Перев.	Васильєв		<i>Васильєв</i>	27.08			
Н. контр.	Васильєв		<i>Васильєв</i>	27.08			
Затв.	Орисенко		<i>Орисенко</i>	27.08			
					Літ.	Лист	Листів
					Н	46	
					Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2024 р.		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини / Ф. К. Іванченко. – К. : Вища школа, 1993. – 412 с.
2. Ляшук О.Л. Основні ідеї методу Ван-Дер-Поля для коливань поздовжньо-рухомих привідних канатів транспортерів [Текст] / О.Л. Ляшук, Р.З. Золотий // Науковий вісник Херсонського державного морського інституту. – 2013. – №2(9). – С.197–205.
3. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львов : Вища школа, 1989. – 176 с.
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. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія/ Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій, О.М. Клендій, А.О. Вітровий. – Тернопіль: Астон, 2018. –180 с.
6. Перспективні гвинтові конвеєри: конструкції, розрахунок, дослідження / Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Ляшук О. Л., Гудь В. З., Дячун А. Є., Мельничук А. Л., Слободян Л. М – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 212 с.
7. Каудерер Г. Нелинейная механика / Каудерер Г.: [пер. с нем. Я. Г. Пановко]. – М.: ИЛ, 1961. – 777 с.
8. Рогатинський Р. М. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. М. Рогатинський, І. Б. Гевко // Вісник ТНТУ. – Тернопіль, 2012. – № 3 (67). – С. 197–210.

ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат
Розроб.	Вилігон		<i>[Підпис]</i>	27.08
Перев.	Васильєв		<i>[Підпис]</i>	27.08
Н. контр.	Васильєв		<i>[Підпис]</i>	27.08
Затв.	Орисенко		<i>[Підпис]</i>	27.08

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ		
Літ.	Лист	Листів
Н	47	
Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІІТР, 2024 р.		

9. Тесля В. Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом / Володимир Тесля, Любомир Слободян // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), 22-24 травня 2018. – Т.: ТНТУ, 2018. – С. 170–171. – (Сучасні технології в машино- та приладобудуванні).

10. Слободян Л.М. Класифікація гвинтових завантажувачів транспортних засобів / Л.М. Слободян // Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 28-29 листопада 2018.: тези допов. – Т.: ТНТУ, 2018. – Том 1. – С. 161–162.

11. European Patent O 096 673 A2. Device for the transfer of material between a substantially horizontal and substantially vertical bore conveyor. Date of filing: 03.06.83. Date of publication of application 21.12.83.

12. Павловский М.А. Теоретическая механика: для студ. вузов/ М.А. Павловский, Т.В. Путята– К.: Вища школа, 1985. – 328 с.

13. Мартинців М. П. Одне узагальнення методу Д'Аламбера для систем, які характеризуються поздовжнім рухом/ М. П. Мартинців, М. Б. Сокіл // Науковий вісник: Збірник науково-технічних праць. – Львів: УДЛТУ, 2003. – Вип. 13.4. – С. 64–67.

14. Митропольский Ю. А. Асимптотические решения уравнений в частных производных/ Ю. А. Митропольский, Б. И. Мосеенков– Киев: Вища школа, 1976. – 84 с.

15. Казачковський Н. Н. Программа PowerSuite для настройки преобразователей частоты и устройств плавного пуска (версия 2.3.0): методичні вказівки [для слухачів курсів підвищення кваліфікації та студентів спеціальності 7.092203 «Електромеханічні системи автоматизації та електропривід»] / Н. Н. Казачковський, Д. В. Якупов. – Дніпропетровськ : НГУ, 2006. – 45 с.

16. Пат. на кор. модель 128019 Україна, МПК В65G 33/00. Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку / Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П.; заявник і власник

					ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ		Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			48

патенту Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П. – 201803752; заявл. 06.04.2018; опубл. 27.08.2018, Бюл. № 16.

17. Перспективні гвинтові конвеєри: конструкції, розрахунок, дослідження / Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Ляшук О. Л., Гудь В. З., Дячун А. Є., Мельничук А. Л., Слободян Л. М – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 212 с.

18.Лівінський О.М., Пшінко О.М., Савицький М.В., Курок О.І., Єсипенко А.Д., Бабиченко В.Я., Коваленко В.М. Пелевін Л.Є., Смірнов В.М., Волянчук В.О. Будівельні машини та обладнання. Підручник.-К.: Українська академія наук; «МП Леся», 2015,–612с.

19. Будівельні і меліоративні машини / В. Л. Баладінський, В. С. Зінь, С. В. Кравець та ін. – Рівне: РДТУ, 1998. –404 с.

Дослідження робочих процесів гвинтового завантажувача

Презентаційні матеріали

ГММ.602-ММв.024-00.00.000ПЗ

					ГММ.602-ММв.024-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		49

Дослідження робочих процесів гвинтового завантажувача

Презентаційні матеріали

ГММ.602-ММв.024-00.00.000ПМ

Дослідження робочих процесів ГВИНТОВОГО ЗАВАНТАЖУВАЧА

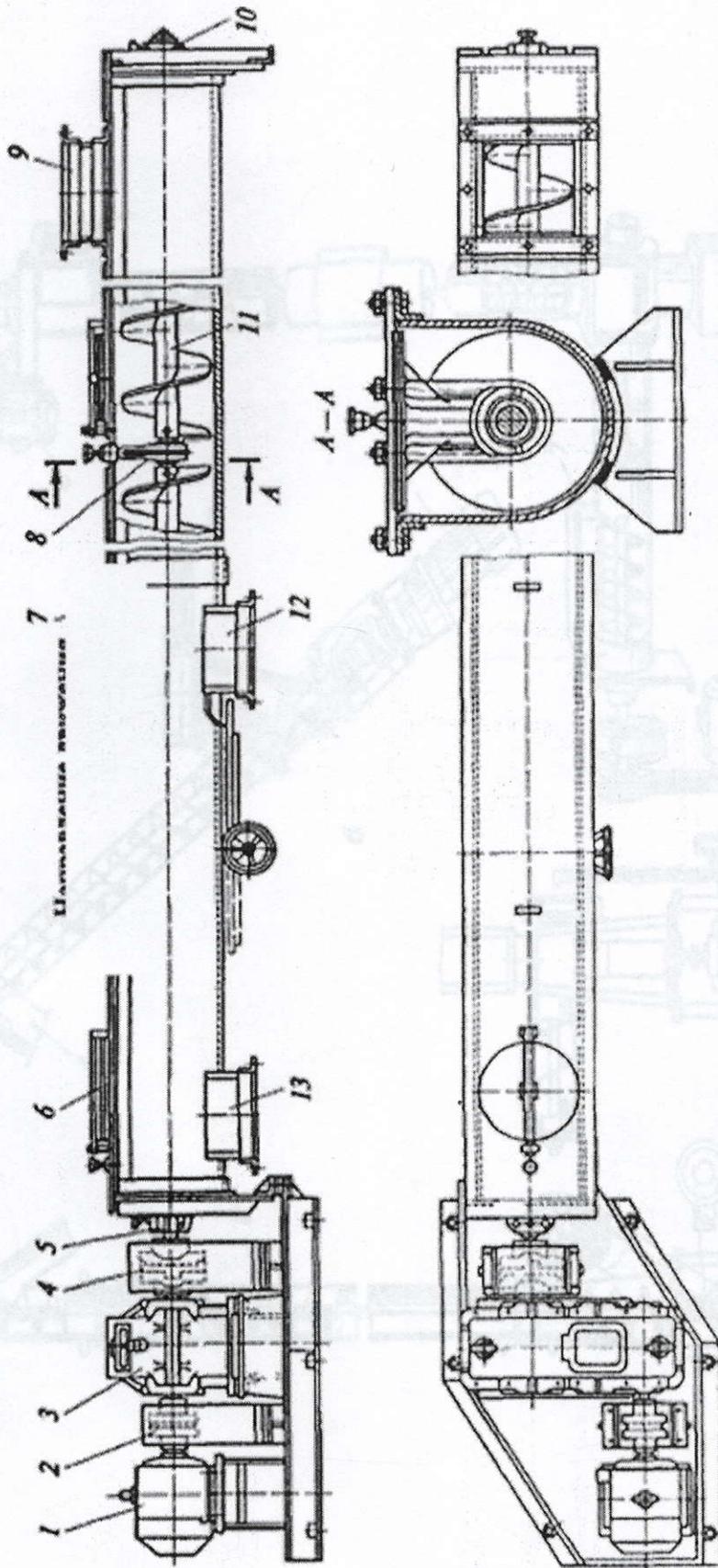
Кваліфікаційна робота магістра

Розробив студент групи 602-ММВ

В.Д. Вилігон

Керівник к.т.н., доц.

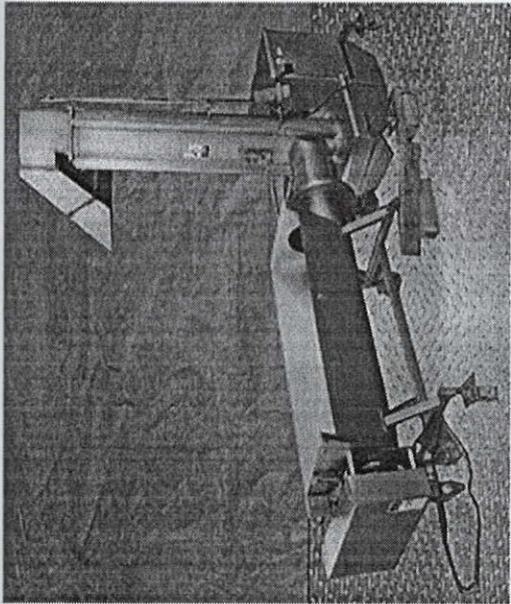
Є.А. Васильєв



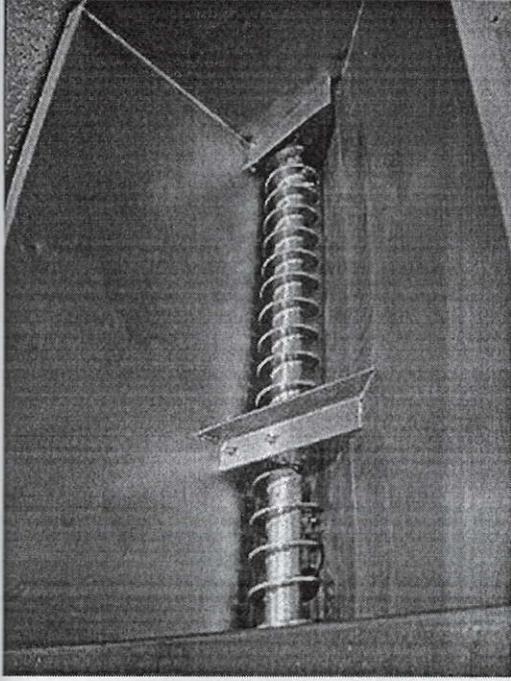
Горизонтальний гвинтовий конвеєр:

1 - електродвигун;

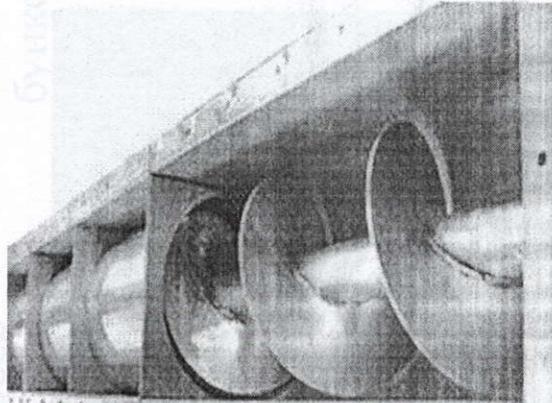
2, 4 - муфти; 3 - редуктор; 5, 8, 10 - опора шнека; 6 - оглядове вікно; 7 - кожух; 9, 12, 13 - завантажувальні сопла та розвантажувальні сопла і проміжні сопла, відповідно, 11 - гвинти.



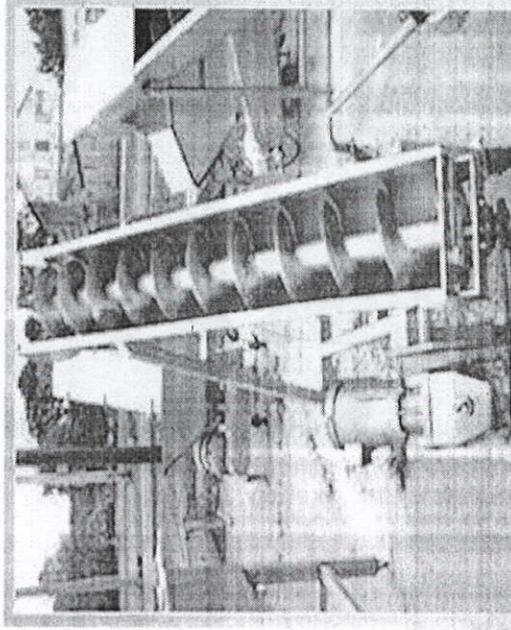
Вертикальний гвинтовий конвеєр

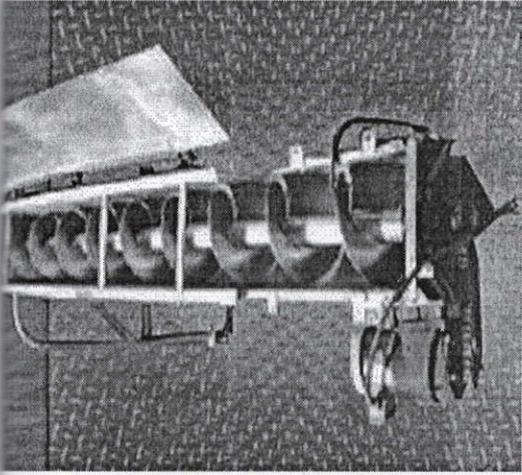


Горизонтальна зона завантаження
ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

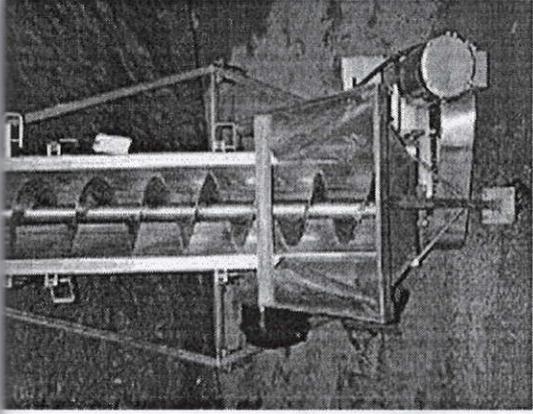


Гвинтовий конвеєр з змінним бункером транспортування

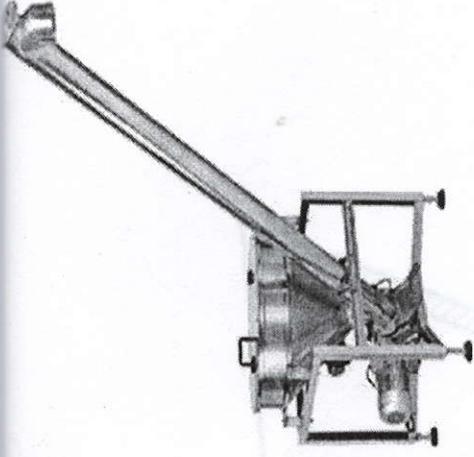




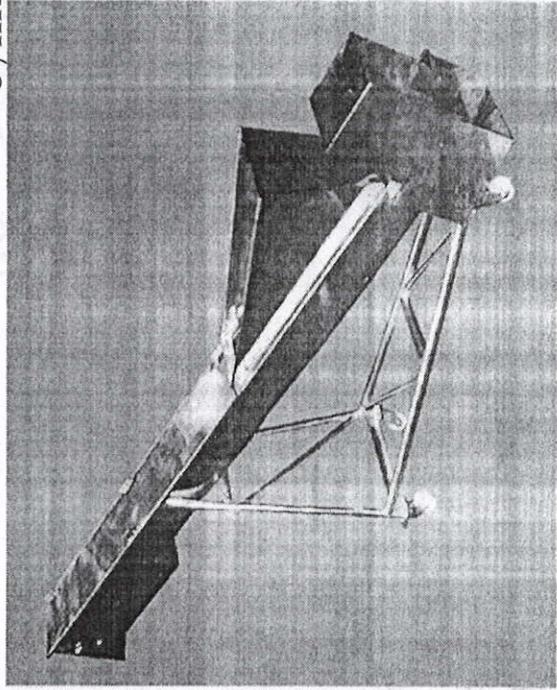
Елеваторний
гвинтовий конвеєр



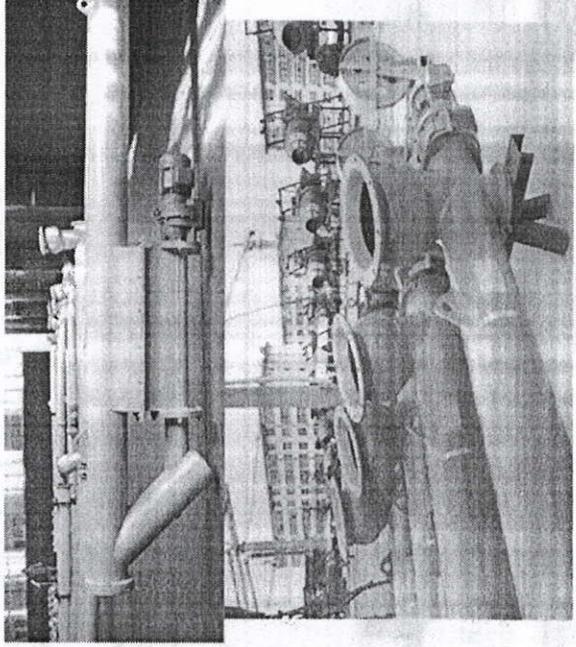
Гвинтовий конвеєр із
завантажувальним
бункером



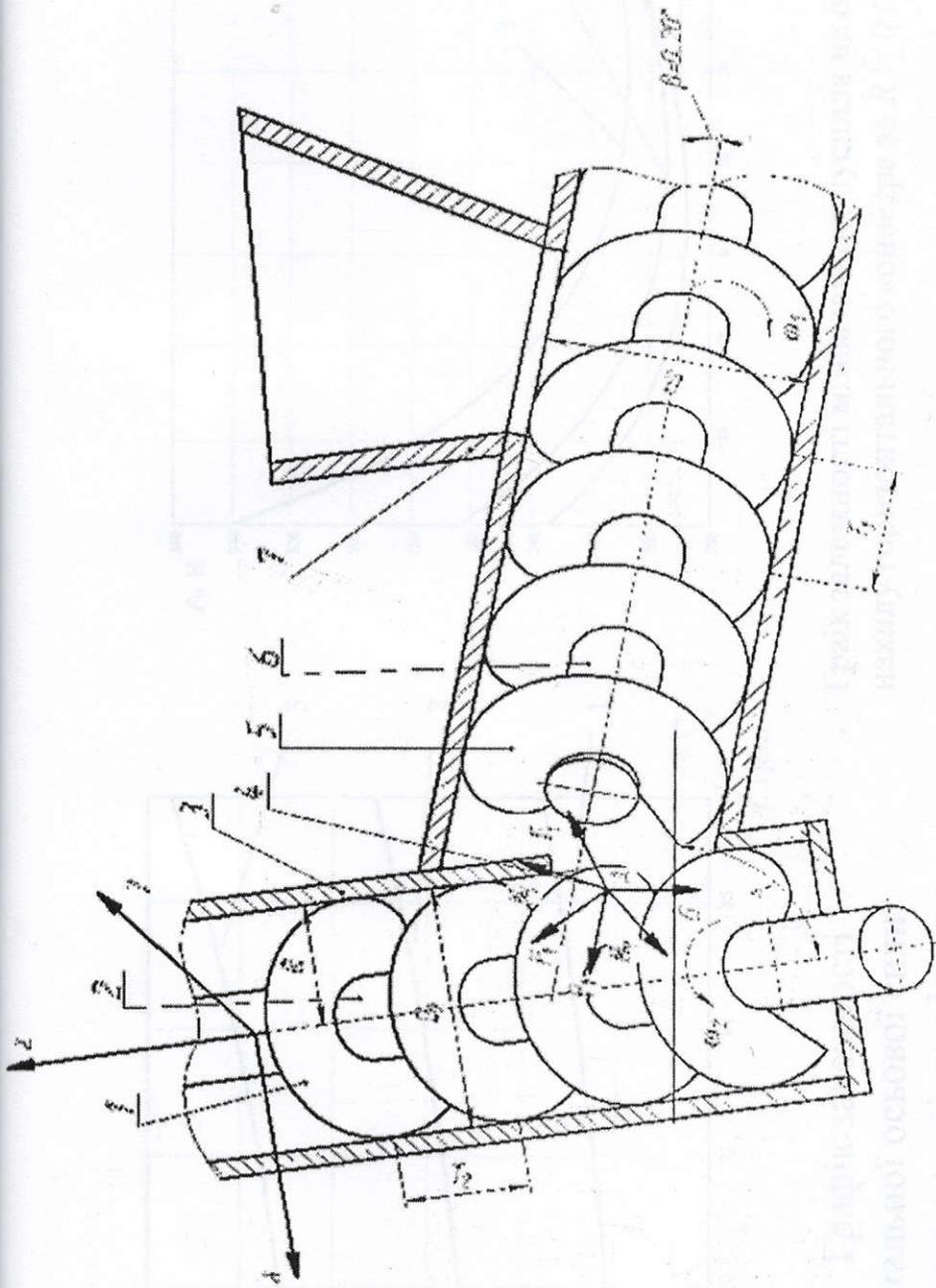
Гвинтовий завантажувач



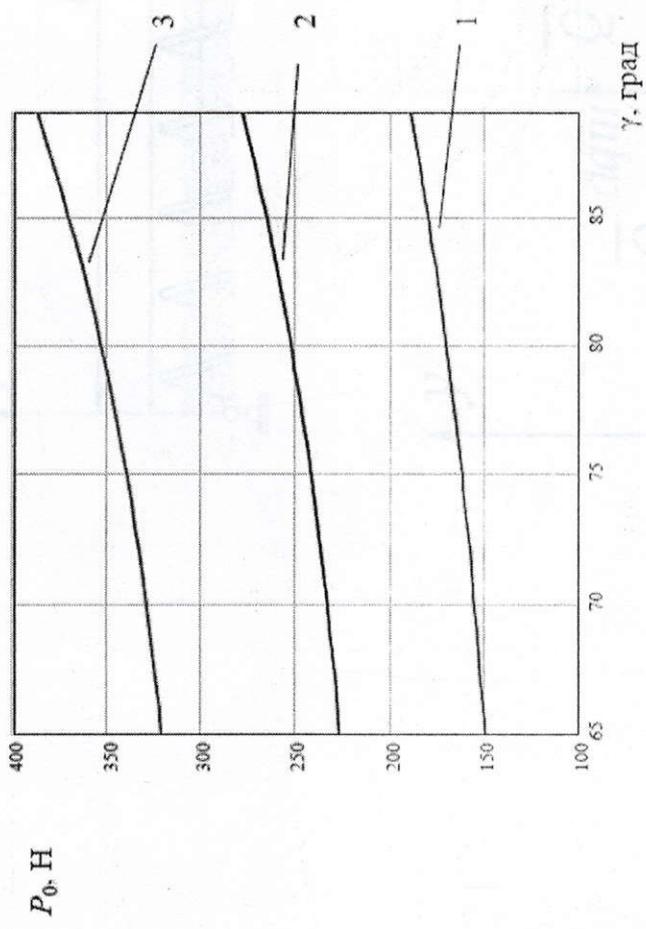
Завантажувальний гвинтовий конвеєр



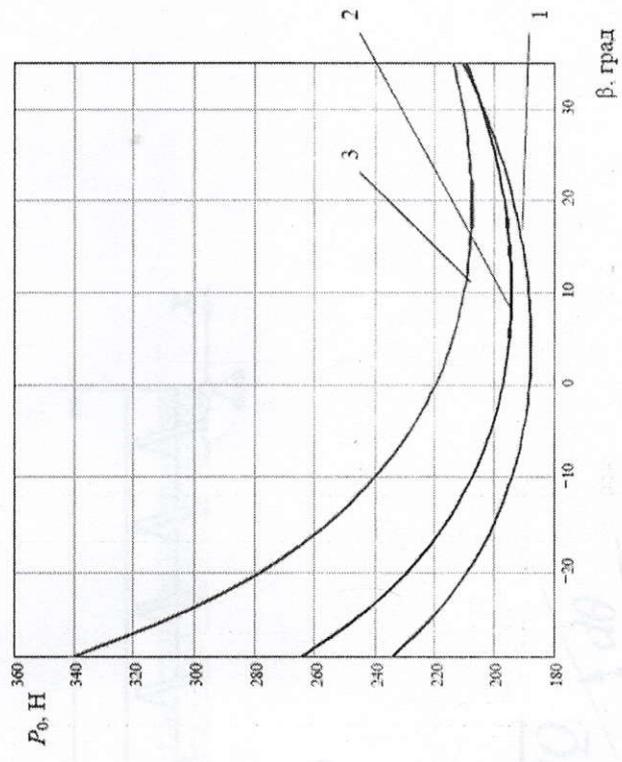
Мобільний гвинтовий конвеєр



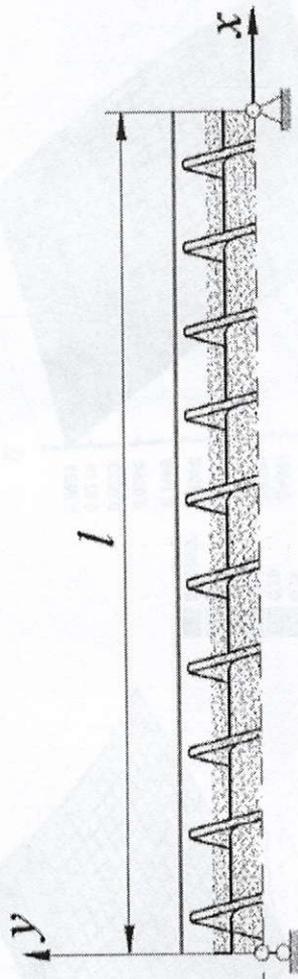
Схеми завантаження вертикального навантажувача: 1 - гвинтовий орган конвеєра; 2 - вал конвеєра; 3 - кожух; 4 - частинка матеріалу; 5 - гвинтовий орган конвеєра; 6 - вал конвеєра; 7 - бункер



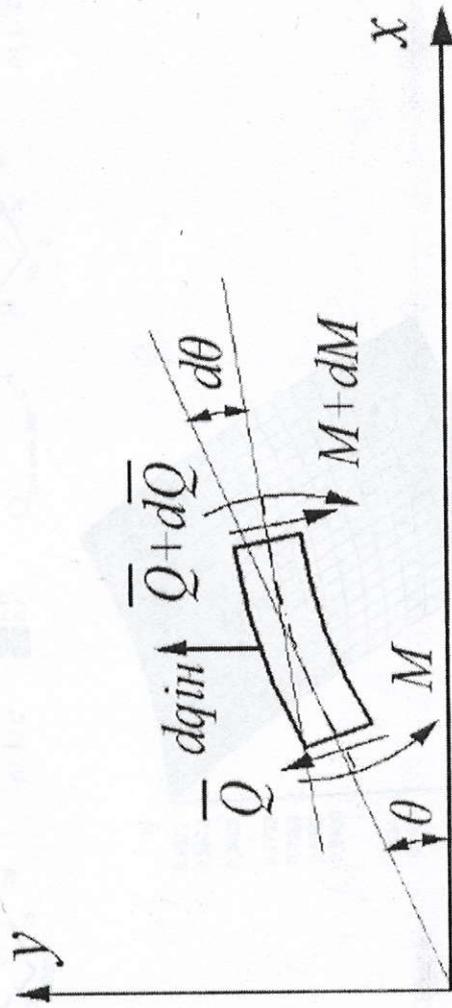
Графік залежності мінімальної осьової сили подавання матеріалу від кута нахилу вертикальної гілки конвеєра за $R = 0,1$ м, $T = 0,2$ м і $\beta = 0$ град: 1 –



Графік залежності мінімального зусилля на осі подачі від кута нахилу горизонтального конвеєра за $R = 0,075$ м, $T = 0,15$ м і $= 25$ с⁻¹: 1- $\gamma = 75$ град, 2 - $\gamma = 80$ град і 3 - $\gamma = 90$ рад.

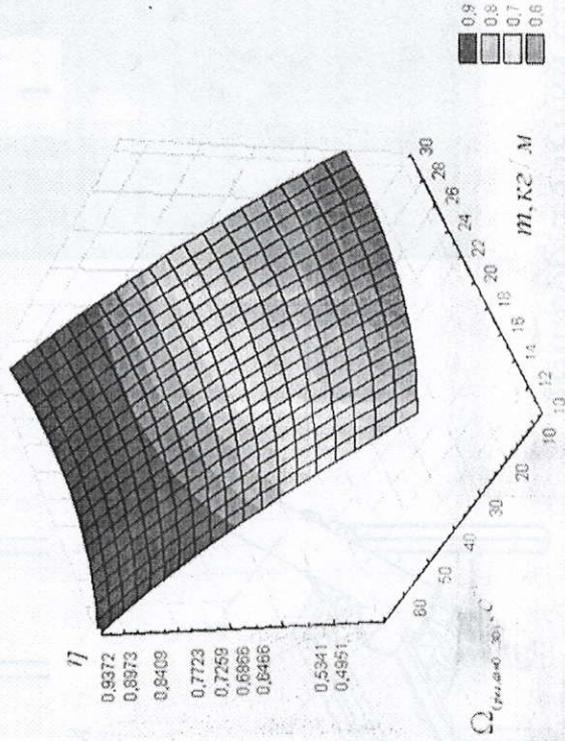
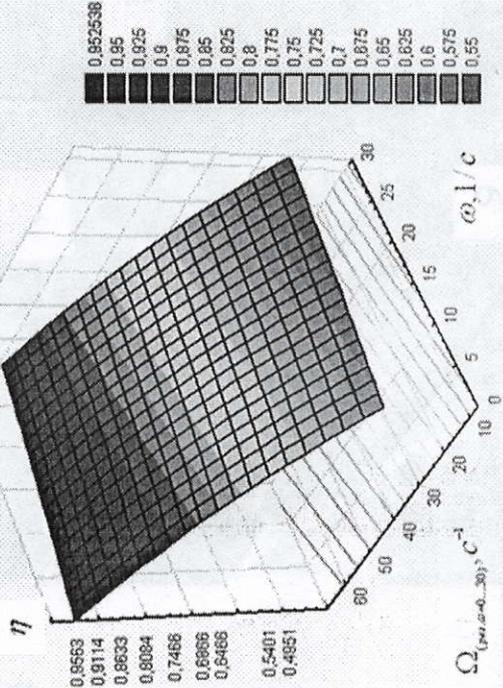
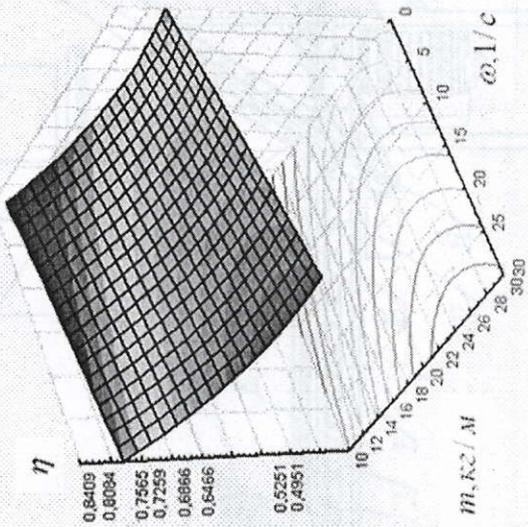


a)

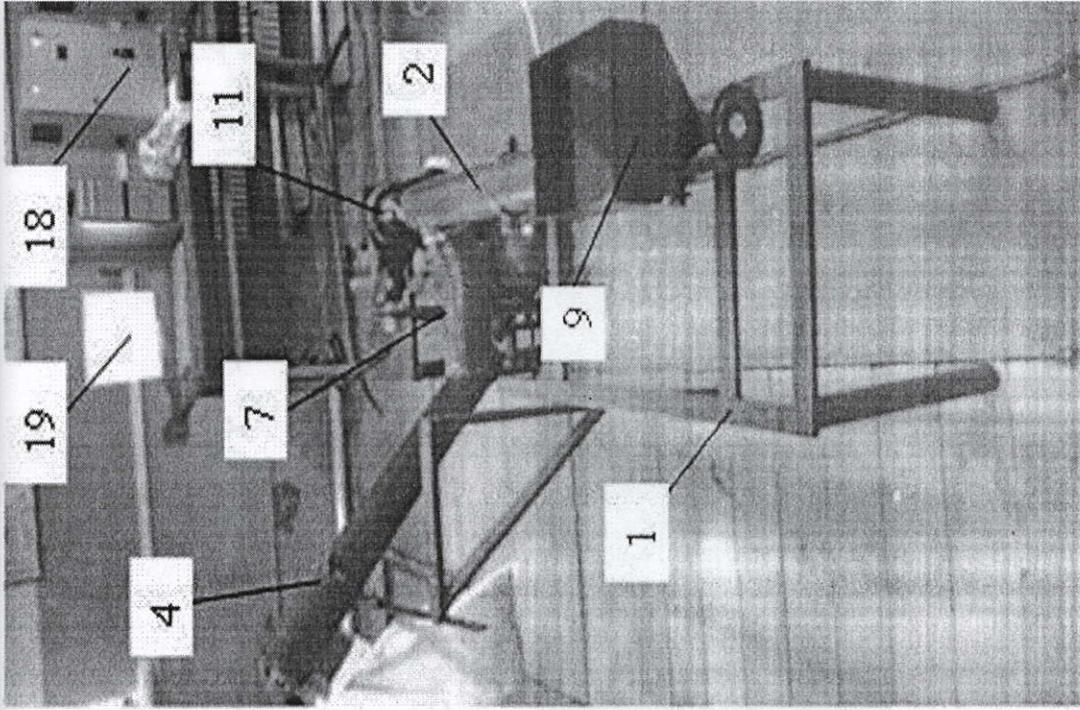
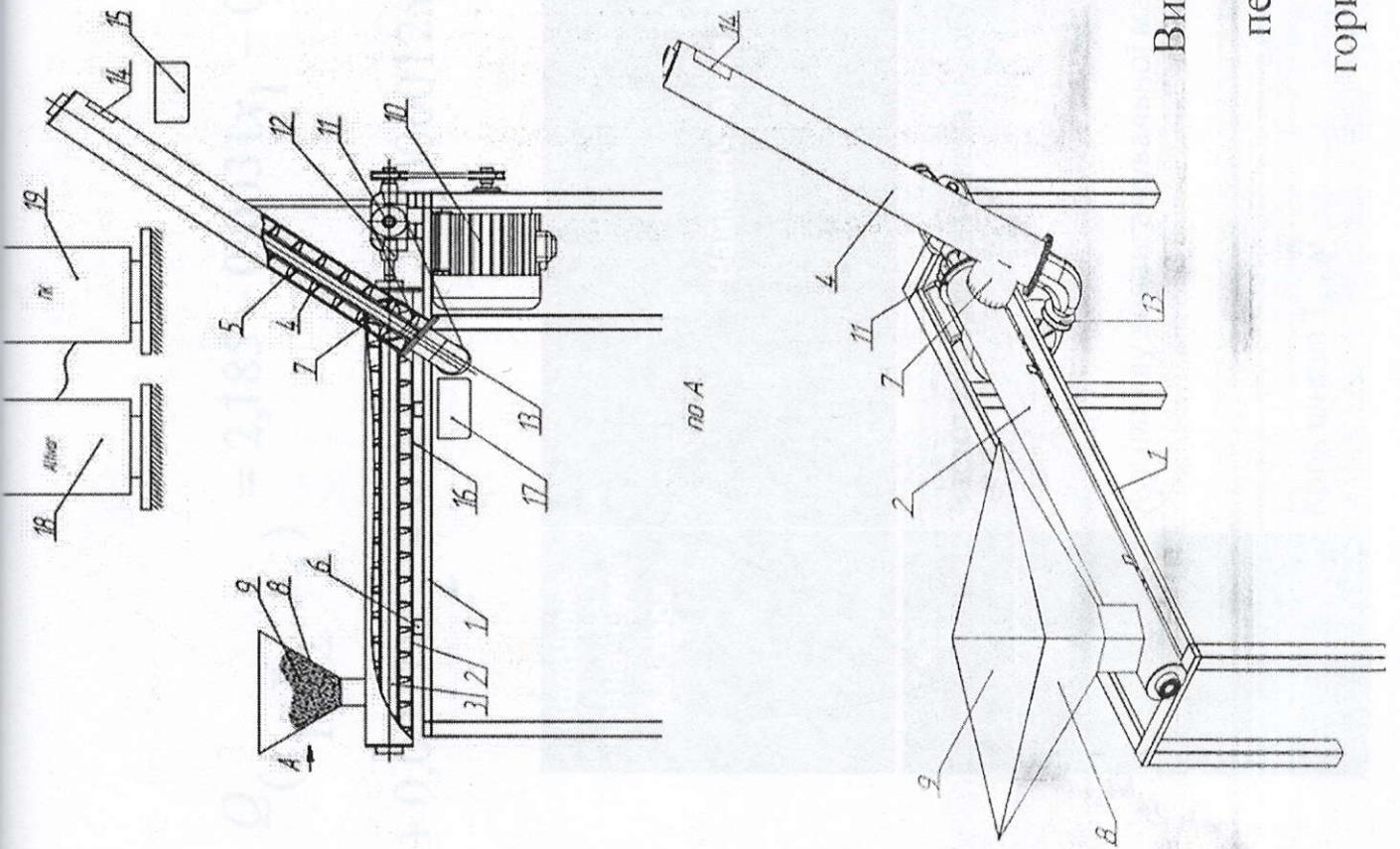


б)

Фізична модель і розподіл сил, що діють на елементи горизонтального робочого органу під час переміщення сипучого матеріалу



Графічна залежність коефіцієнта демпфування поперечних коливань заготовки, викликаних рухом силуючого матеріалу



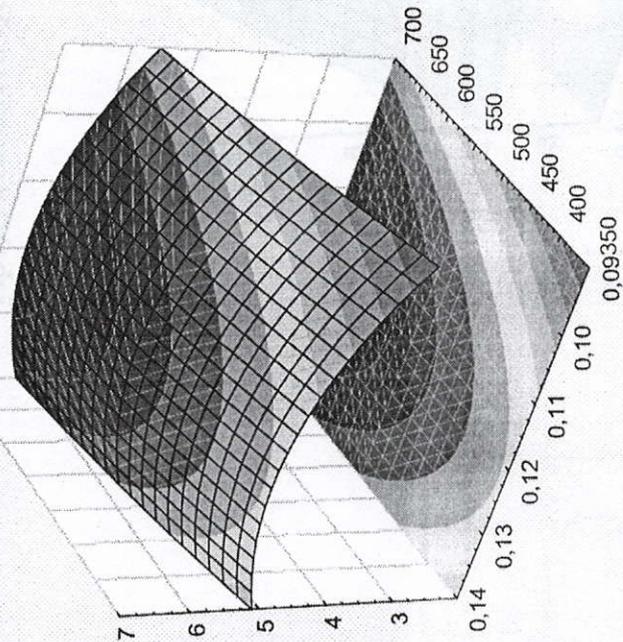
Випробувальний стенд для дослідження перенесення сипучих матеріалів з горизонтальних гілок на вертикальні.

α_1

$$Q(x_1, x_2, x_3) = 2,185 - 0,0031x_1 - 0,114x_2 + 1,559x_3 + 0,0000023x_1^2 + 0,000071x_2^2 - 0,0723x_3^2 + 0,000012x_1x_2 + 0,000031x_1x_3 + 0,00036x_2x_3$$

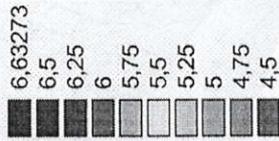
Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Частота обертання шнека n, об/хв	348-552-696
x_2	Кут нахилу вивантажувальної магістралі, град	30-45-60
x_3	Крок шнека T_2 , м	0,09-0,115-0,14

Продуктивність Q, т/год



Крок шнека вивантажувальної вітки магістралі T_2 м

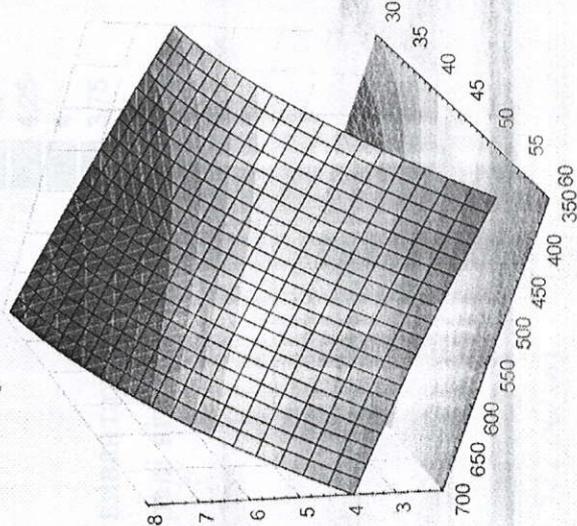
Частота обертання шнека n , об/хв



Поверхня відгук $Q(n, \alpha_1)$

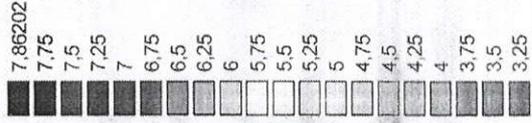
продуктивності навантажувача під час транспортування пшениці залежить від швидкості обертання шнека і кута нахилу розвантажувального вузла магістралі ($T_2 = 0,115$ м).

Продуктивність Q, т/год



Частота обертання шнека n , об/хв

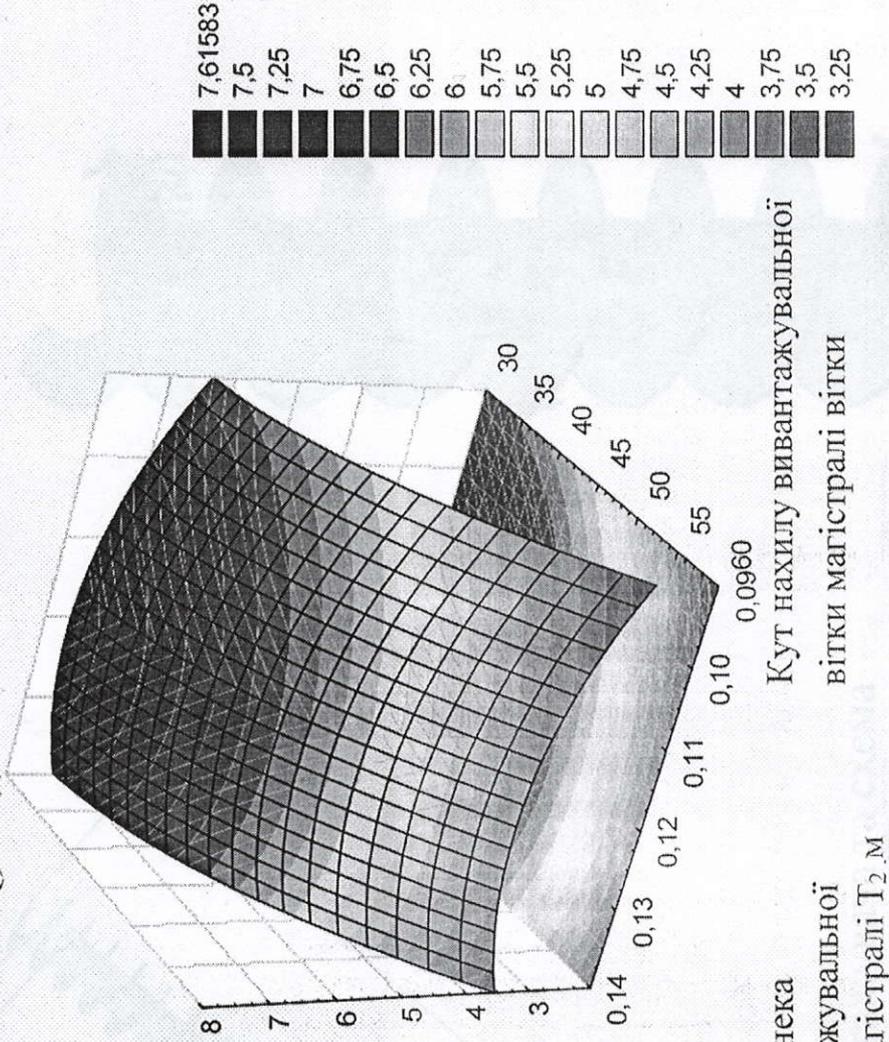
Кут нахилу вивантажувальної вітки магістралі α_1



Поверхня відгук

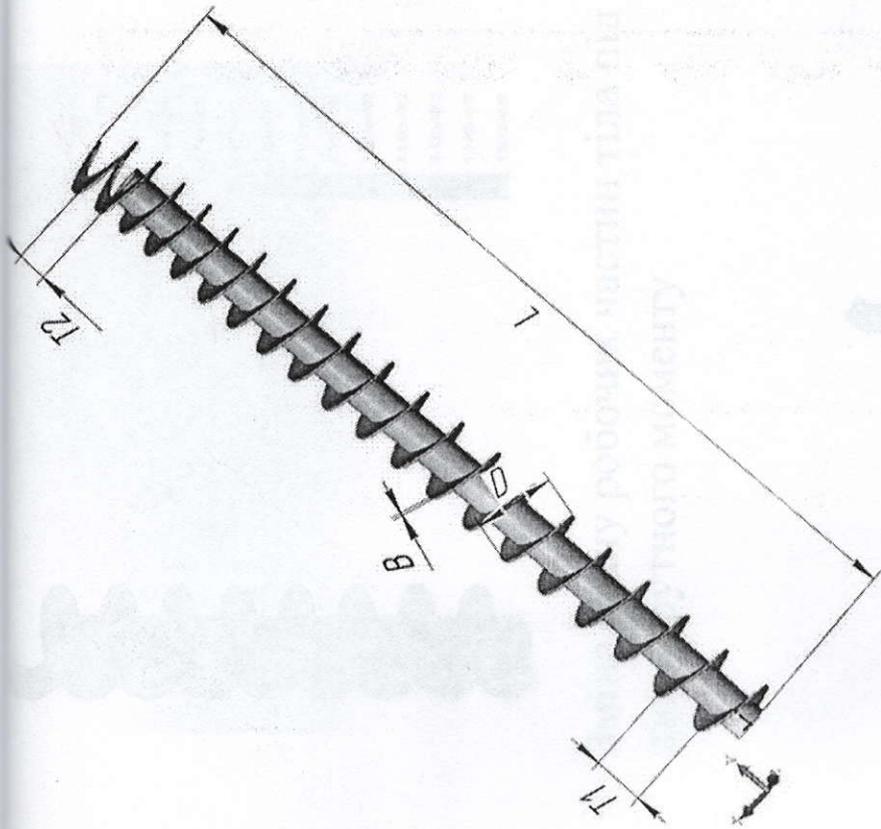
продуктивності навантажувача $Q(n, T)$ під час транспортування пшениці залежно від частоти обертання та кроку шнека на розвантажувальній гілці магістралі ($\alpha = 45^\circ$).

Продуктивність Q , т/год

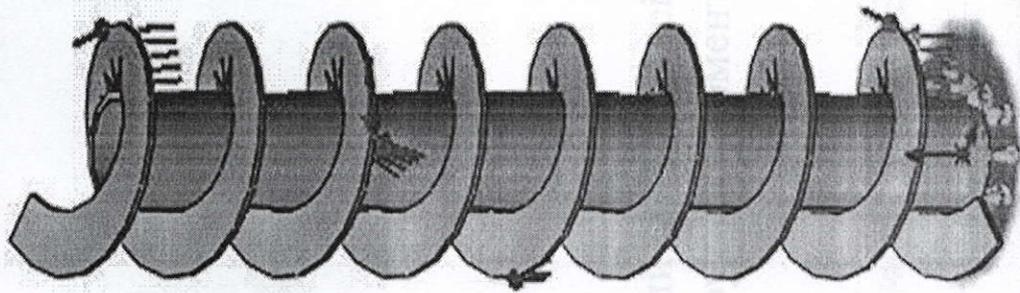


Поверхня відлику $Q_{(T_2, \alpha)}$

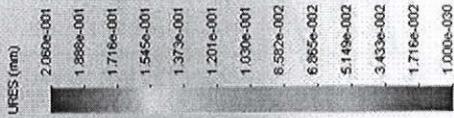
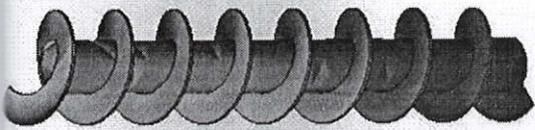
під час транспортування пшениці залежно від кута нахилу шнека і кута нахилу розвантажувальної гілки магістралі ($n = 522 \text{ об/хв}$).



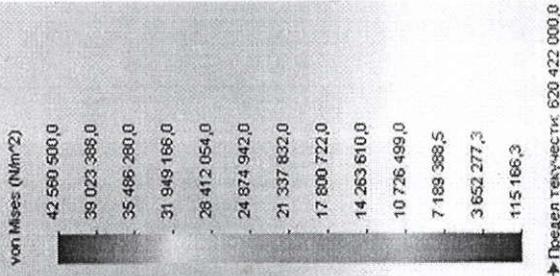
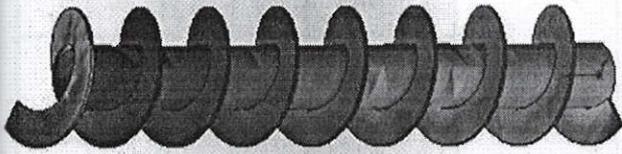
Модель гвинтового завантажувача та схема розрахунку



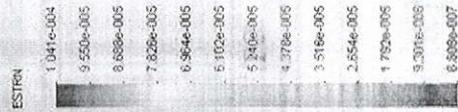
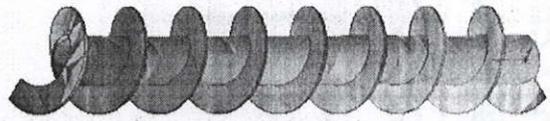
Модель конвеєра під навантаженням



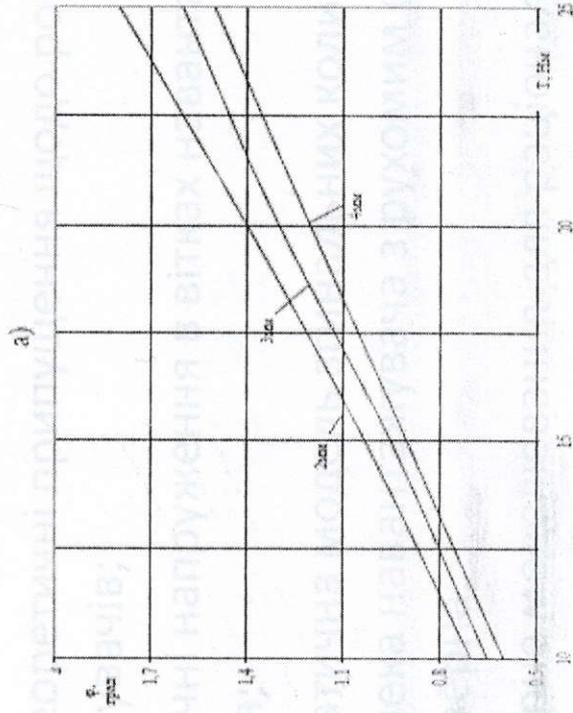
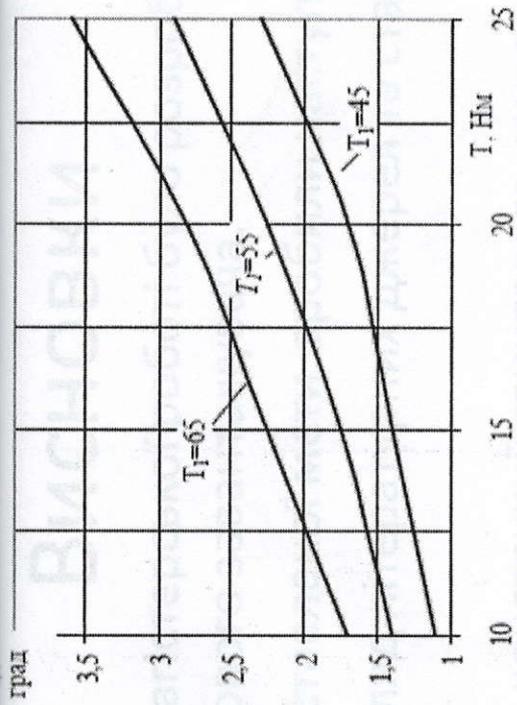
Зміна стану робочих частин тіла під дією крутного моменту



Напружений стан деталей робочого органу під дією крутного моменту



Деформація деталей робочого органу під дією крутного моменту



Графічна залежність кута поперечного скручування φ від кроку спіралі T_1 (a) і товщини спіралі B .

ВИСНОВКИ

- В ході виконання магістерської роботи було розроблено робочий орган вертикально-гвинтового завантажувача.
- Для досягнення поставленої мети зробили наступне:
 - – був зроблений огляд літературних джерел та стан питання дослідження;
 - – проведено аналіз конструкції гвинтового конвеєра;
 - – було проведено теоретичні припущення щодо роботи перекидних гвинтових навантажувачів;
 - – визначили динамічні напруження в вітках навантажувача через згинальні коливання;
 - – розробили математична модель згинальних коливань горизонтального шнека навантажувача з рухомим однорідним змішаним потоком зерна;
 - – провели комп'ютерне моделювання для раціонального вибору конструктивних параметрів вертикальних гвинтових робочих органів;
 - – розробили стендове обладнання для тестування гвинтового конвеєра;
 - – виконали випробувань продуктивності гвинтового завантажувача.

- Дякую за увагу.