

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (ННІ) КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

НУБІП України

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ  
Завідувач кафедри  
Конструювання машин і обладнання  
(назва кафедри)

Ловейкін В.С.

(підпис)

(ПІБ)

НУБІП України

НУБІП України

“ ” 2021 р.

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему: Оптимізація режиму руху гвинтового конвеєра для транспортування  
сипких вантажів  
Спеціальність (напрямок підготовки) 133 - «Галузеве машинобудування»  
(код і назва)

НУБІП України

Керівники дипломного проекту бакалавра

к.т.н., ст. викладач

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Ляшко А.П.

Ловейкін В.С.

(ПІБ)

НУБІП України

Виконав

(підпис)

Коваль В.Г.

(ПІБ студента)

НУБІП України

НУБІП України

КИЇВ – 2022



# ЗМІСТ

# НУБІП України

ЗМІСТ ..... 3

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД УЖЕ СТВОРЕНИХ КОНСТРУКЦІЙ ..... 5

1.1. Загальні відомості про конвеєри.....	5
1.2. Узагальнені характеристики і поділ.....	6
1.3. Горизонтальний шнек.....	8
1.4. Вертикальний шнек.....	9
1.5. Перелік моделей.....	10

# НУБІП України

РОЗДІЛ 2. ПАТЕНТНИЙ ОГЛЯД..... 16

2.1. Гвинтовий конвеєр для транспортування сипучих матеріалів.....	17
2.2. Проміжна опора гвинтового конвеєра.....	18
2.3. Робочий орган гвинтового конвеєра.....	19
2.4. Подавальна труба.....	20
2.5. Шнековий транспортер.....	21

# НУБІП України

РОЗДІЛ 3. ОПИС ВЛАСНОЇ КОНСТРУКЦІЇ..... 23

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ТА РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА..... 24

4.1. Визначення основних параметрів гвинтового конвеєра.....	24
4.2. Визначення потужності гвинтового конвеєра.....	32
4.3. Розрахунок на міцність елементів конструкції конвеєра.....	32
4.4. Розрахунок вала гвинтового конвеєра на втомну міцність.....	40
4.5. Розрахунок міцності жолоба гвинтового конвеєра.....	44
4.6. Розрахунок жолоба гвинтового конвеєра на міцність.....	48
4.7. Визначення потужності електродвигуна приводу конвеєра.....	50
4.8. Вибір редуктора.....	52

# НУБІП України

РОЗДІЛ 5. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА..... 54

5.1. Основні положення динаміки руху гвинтових конвеєрів..... 54

# НУБІП України

РОЗДІЛ 6. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА..... 71

6.1. Обґрунтування вибору критерію оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра.....	71
---	----

6.2. Визначення оптимального режиму руху гвинтового конвєсєра .....	73
6.3. Результати оптимізації режиму руху гвинтового конвєсєра .....	77
РОЗДІЛ 7. ОХОРОНА ПРАЦІ .....	82
7.1. Загальні вимоги безпеки .....	82
7.2. Вимоги безпеки перед початком роботи .....	83
7.3. Вимоги безпеки під час роботи .....	85
7.4. Вимоги безпеки в аварійній ситуації .....	85
7.5. Вимоги безпеки після закінчення роботи .....	86
ВИСНОВОКИ .....	87
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	89

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

# НУБІП України

## НУБІП України

### РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД УЖЕ СТВОРЕНИХ КОНСТРУКЦІЙ

#### 1.1. Загальні відомості про конвеєри

НУБІП України

Конвеєр (от англ. convey — рухати) — така організація виконання операцій над об'єктами, при якій всі процеси впливу поділяються на послідовність стадій з метою підвищення продуктивності шляхом

одночасного незалежного виконання операцій над декількома об'єктами, що

проходять різні стадії. Конвеєром також називають засіб проєкування об'єктів між стадіями при такій організації. Шнек (або гвинтовий конвеєр) —

транспортний пристрій для сипучих, дрібнокускових, пилоподібних,

порошкоподібних матеріалів. Шнеки використовують на підприємствах з

виробництва будівельних матеріалів, в комбикормовій, хімічній та

борошномельній промисловості для переміщення в горизонтальному,

вертикальному і похилому напрямках сипких, дрібнокускових,

пилоподібних, порошкоподібних матеріалів (як правило на відстань до 40 м

по горизонталі і до 30 м - по вертикалі ). Недоцільно за допомогою шнеків

переміщати липкі, високоабразивні, а також вантажі, що сильно

ущільнюються. До позитивних властивостей шнеків відносяться легкість

технічного обслуговування, простота пристрою, невеликі габаритні розміри,

герметичність, зручність проміжного розвантаження. Негативними якостями

шнеків є відсутня можливість регулювання висоти приймального та

вивантажувального каналів, що призводить до втрат зерна під час

транспортування.

НУБІП України

# НУБІП України



# НУБІП України

Принцип роботи винтового конвеєра

## 1.2. Узагальнені характеристики і поділ

# НУБІП України

Виробництво зерна в сільському господарстві завершується післязбиральною обробкою, що полягає в його очищенні та сушінні.

Післязбиральна обробка – один із найбільш трудомістких процесів виробництва зерна. Тому перед працівниками сільського господарства

# НУБІП України

поставлено завдання так організувати поточну обробку зерна, щоб підвищити продуктивність праці при виконанні цих робіт. У господарствах все більшого поширення набуває поточний метод післязбиральної обробки

зерна, що здійснюється на механізованих зерноочисних пунктах, агрегатах та

# НУБІП України

комплексах. Пункти для післязбиральної обробки зерна @ (Індустріальні підприємства нового типу сільському господарстві. До складу їх входить зерноочисне, сушильне, вантажно-розвантажувальне, транспортне та інше

обладнання для виконання всіх операцій, пов'язаних з очищенням, сортуванням, сушінням та зберіганням зерна. Поточний метод післязбиральної

# НУБІП України

обробки зерна визначає основний напрямок у конструюванні зерноочисних машин. Для виробництва вантажно-розвантажувальних робіт на відкритих струмах та в зерноскладах використовують різні засоби механізації.

Запропоновано шнековий транспортер, який дозволяє мінімізувати втрати зерна.

# НУБІП України

Збереження та раціональне використання всього вирощеного врожаю, отримання максимуму виробів із сировини сьогодні є одним із основних

державних завдань. Зберігання зерна є важливим технологічним процесом, від якого залежить збереження споживчих властивостей товару на досить тривалому проміжку часу.

Зерно потребує певних умов при проходженні стадії заготівлі та зберігання. В аграрному комплексі без транспортера не обійдеться жодна посівна кампанія і жодна хлібозбирання або збирання врожаю, підготовка кормів та перекидання вантажів. Він використовується як механізм, який здійснює переміщення сировини на відстань та на висоту. Зазвичай транспортування йде на малу відстань (від 10 до 40 м) у горизонтальній поверхні та до 30 м у висоту. Найвні гвинтові транспортери (конвеєри) класифікують за ознаками, наведеними нижче:

НУБІП УКРАЇНИ

\*по нахилу жолоба у напрямку спіралі

- горизонтальні,

НУБІП УКРАЇНИ

- пологонахильні,

- крутонахильні,

- вертикальні.

НУБІП УКРАЇНИ

\*по напрямку спіралі

- штовхаючі,

- тягові.

НУБІП УКРАЇНИ

\*по конструктивному

виконання гвинта

НУБІП УКРАЇНИ

- суцільні,

- лопатеві,

- стрічкові,

- фасонні.

# НУБІП України

Господарства, що займаються вирощуванням та переробкою зерна, знають, як важливо зберегти отриманий урожай та доставити його до споживача у хорошому стані. Для автоматизації процесу транспортування

# НУБІП України

використовують транспортери. Транспортер для зерна - це новий вид обладнання для транспортування сипучої продукції. Моделі та виробники цієї техніки різноманітні, і з кожним роком з'являються нові. Особливості цієї техніки та її використання цікаві багатьом аграріям-початківцям. На даний момент є такі моделі зернових транспортерів:

# НУБІП України

- транспортер стрічковий (конвеєр);
- транспортер шнековий (шнек);

# НУБІП України

- пневматичний транспортер;
- скребкові транспортери для зерна;
- ковшовий транспортер зерна

# НУБІП України

## 1.3. Горизонтальний шнек

Даний вид конвеєра складається з приводу (редуктор і електродвигун), що обертає гвинт (робочий орган машини), приводного валу з укріпленими на ньому витками гвинта, що транспортує, жолоба з напівциліндричним днищем, завантажувального і розвантажувального пристрою. Через отвори в крищі ринви подається насипний вантаж і ковзає вздовж ринви при обертанні гвинта. Спільному обертанню вантажу з гвинтом перешкоджає

# НУБІП України

сила тяжкості вантажу та тертя його на жолоб. Через отвори в днищі, забезпечені затворами здійснюється розвантаження ринви. Гвинт шнека виконують один, двох або тризахідний, з правим або лівим напрямком

# НУБІП України



спіралі. Поверхня гвинта шнека буває лопатевою, фасонною, стрічковою, суцільною (застосовують при переміщенні порошкового насипного, сухого дрібнозернистого вантажу, не схильного до стеження). При переміщенні вантажів, що злежуються, застосовують гвинти шнека з лопатевою, фасонною, стрічковою поверхнею.

Вал гвинта шнека складається з окремих секцій і може бути трубчастим (скріплюються між собою за допомогою коротких сполучних валиків, що вставляються по кінцях, мають меншу масу) або суцільним. Вал гвинта шнека знаходиться у кінцевих (зміцнюють у торцевих стінках жолоба)

та проміжних (підвішуються зверху на укріплених на жолобі поперечних планках) підшипниках. Один з кінцевих підшипників роблять міцнішим і встановлюють зазвичай із боку, в яку переміщується вантаж. Проміжні підшипники мають малі діаметри і довжину, а також надійне ущільнення, щоб уникнути забруднення частинками вантажу.

#### 1.4. Вертикальний шнек

Даний вид шнеків складається з короткого горизонтального гвинта-живильника, що обертається в циліндричному кожусі (трубі); підвішеного на опорному підшипнику валу з суцільними гвинтовими витками, що також обертається в трубі, і одного або двох роздільних приводів для обох гвинтів. Через патрубок зверху кожуха здійснюється розвантаження шнека. Вантаж подається в нижню ділянку вертикального гвинта шнека, і роблять його або зі зменшеним кроком, або змінного, що зменшується догори діаметра.

Вертикальні шнеки використовують для підйому вантажу на висоту до 15 м, а при переміщенні зернистих, порошкоподібних і дрібнозернистих матеріалів при обмеженій продуктивності – не більше 30 м. Вертикальні шнеки

застосовують як установки для буріння свердловин. Вертикальні шнеки енергоємні, а також мають невеликі габаритні розміри, зручність розвантаження будь-якої сторони.

## 1.5. Перелік моделей

Шнекові транспортери вважають другим за запитом у сільському господарстві. Їх використовують для переміщення дрібнозернистих або сипких матеріалів вертикально під невеликим кутом. Конструкція шнекового транспортера складається з гнучкої трубки (або без неї), усередині якої працює велика спіраль, вузлів розвантаження та завантаження, приводу та приєднувальним фланцем на виході. Застосовують його для транспортування сипучої продукції на відстань до 40 м. Найпопулярніші моделі шнекових транспортерів:

Пересувний гвинтовий конвеєр У9-УКВ-1 (див. Рисунок 2) призначений для переміщення зерна та інших сипучих матеріалів всередині складу, а також завантаження автомашин і залізничних вагонів (див. Таблицю 1.1).



Рис. 1.2. У9-УКВ-1

Таблиця 1.1. Технічні характеристики гвинтових конвєсєрів У9-УКВ-1

	У9-УКВ-1	У9-УКВ-1-01
Продуктивність на зерні при мінімальній висоті скидання, т / год	100	100
Мін. висота скидання зерна, мм	2350	2780
Макс. Висота скидання зерна, мм	6500	7100
Установлення потужності, кВт	11	11
Діаметр гвинта, мм	250	250
Довжина транспортера, м	10	12,5

Пересувний шнековий самоподавач (див. Рисунок 3) призначений для подачі зерна з насипу в різні транспортуючі засоби. Зерно забирається шнеком безпосередньо з насипу і по трубі корпусу подається через патрубок на транспортуючий засіб (див. Таблицю 1.2).



Рис. 1.3. У9-УСШ, У9-УСШ/6, У9-УСВ

Таблиця 1.2. Технічні характеристики шнекових самоподавачів У9-УСШ, У9-УСШ / 6, У9-УСВ

	УД-УСШ	У9-УСШ/6	У9-УСВ
Продуктивність: (при насипній масі зерна 0,75 т/м.куб),т/год	80	80	80
Висота скидання, мм	850	950	2500
Встановлена потужність, кВт	4	4	4

Гвинтовий конвеєр У9-РХ-61 (див. Рис. 1.4) призначений для безбункерного розвантажування ж/д вагонів типу хопер-зерно для зерна, добрив, піску та ін.



Рис. 1.4. У9-РХ-61

НУБІП України

НУБІП України

Таблиця 1.3. Технічні характеристики гвинтового конвеєра У9-РХ-61

Продуктивність, т/год	60
Відстань від вагону, мм	2500
Висота вивантаження, мм	900
Технологічний час вивантаження, год	до 3
Встановлена потужність, кВт:	
*електродвигун похилого шнеку	4
*мотор-редуктор (2 шт.)	3

НУБІП України

Гвинтові живильники ПВ (див. Рис. 1.5) призначені для дозованої подачі сипучих вантажів (див. Таблицю 1.4).

НУБІП України

НУБІП України



Рис. 1.5. ПВ-106 ПВ-150 ПВ-200 ПВ-250 ПВ-320

НУБІП України

Таблиця 1.4. Технічні характеристики гвинтових живильників ПВ

НУБІП України

	ПВ-106	ПВ-150	ПВ-200	ПВ-250	ПВ-320
Продуктивність, т/год	2	10	40	80	120
Діаметр гвинта, мм	106	150	200	250	320
Встановлена потужність, кВт	2,2	до 4	до 15	250	250
Довжина транспортування, м	15	15	15	20	20

Гвинтові живильники УКП (див. Рис. 1.6) призначені для дозованої подачі сипучих вантажів (див. Таблицю 1.5).



Рис. 1.6. УКП-106 УКП-150 УКП-200 УКП-250 УКП-320

Таблиця 1.5. Технічні характеристики гвинтових живильників УКП

	УКП-106	УКП-150	УКП-200	УКП-250	УКП-320
Продуктивність, т/год	0,2-3	Лют.15	Тра.50	10-100	20-100
Діаметр гвинта, мм	106	150	200	250	320
Встановлена потужність, кВт	2,2	4	7,5	11	15
Довжина транспортування, м	15	15	15	20	20

Гвинтові конвеєри У9-УКВ (в трубі) (див. Рис. 1.7) призначені для транспортування в горизонтальній площині або під кутом до  $60^\circ$  до горизонту зерна, продуктів його переробки та інших сипучих матеріалів (див. Таблицю 1.6).

НУ

НУ

НУ



Рис. 1.7. У9-УКВ

Таблиця 1.6. Технічні характеристики гвинтових конвеєрів У9-УКВ (в

трубі)

	УКВ-106	УКВ-150	УКВ-200	УКВ-250	УКВ-320	УКВ-400	УКВ-500
Продуктивність, т/год	3	10.	60.	80	120	160	200
Діаметр гвинта, мм	106	150	200	250	320	400	500
Встановлена потужність, кВт	2,2	4	7,5	11	18,5	30	37
Довжина транспортування, м	15	15	15	20	20	25	25

Гвинтові конвеєри У9-УКВ (в жолобі) (див. Рис. 1.8) призначені для транспортування в горизонтальній площині і під нахилом до  $20^\circ$  до горизонту зерна, продуктів його переробки, а також сипучих будівельних матеріалів. Можуть бути використані в якості живильників, дозаторів, змішувачів, ворошителів (див. Таблицю 1.7).

НУБІП України

НУБІП України



Рис. 1.8. У9-УКВ

Таблиця 1.7. Технічні характеристики гвинтових конвеєрів У9-УКВ (в жолобі)

	УКВ-106	УКВ-150	УКВ-200	УКВ-250	УКВ-320	УКВ-400	УКВ-500
Продуктивність, т/год	2	7.	40.	50	80	120	160
Діаметр гвинта, мм	106	150	200	250	320	400	500
Встановлена потужність, кВт	2,2	4	7,5	11	18,5	30	37
Довжина транспортування, м	15	15	15	20	20	25	25

## РОЗДІЛ 2. ПАТЕНТНИЙ ОГЛЯД

Патентний огляд проводиться для того, щоб отримати визнання ринку для нового пристрою, необхідно визначити вимоги та тенденції ринку, оцінюючи те, що розробили конкуренти. Патентні дослідження грають

велику роль у забезпеченні високої конкурентоспроможності в

машинобудівному секторі. Цей огляд патентів також необхідний, щоб



допомогти конструктору у прийнятті рішень у процесі створення,  
розробки та  
продаж продукту

# НУБІП УКРАЇНИ

В результаті проведеного патентного огляду були виявлені наступні  
шляхи модернізації.

# НУБІП УКРАЇНИ

- 1) Гвинтовий конвеєр для транспортування сипучих матеріалів;
- 2) Проміжна опора гвинтового конвеєра;

3) Робочий орган гвинтового конвеєра;

# НУБІП УКРАЇНИ

- 4) Подаюча труба;
- 5) Шнековий транспортер.

## 2.1. Гвинтовий конвеєр для транспортування сипучих матеріалів

# НУБІП УКРАЇНИ

У патенті /1/ пропонується використовувати (див. рис. 2.1) завантажувальну камеру (1) у вигляді усіченого конуса, встановлену з зазором, що забезпечує вільне переміщення завантажувального лотка (6), що

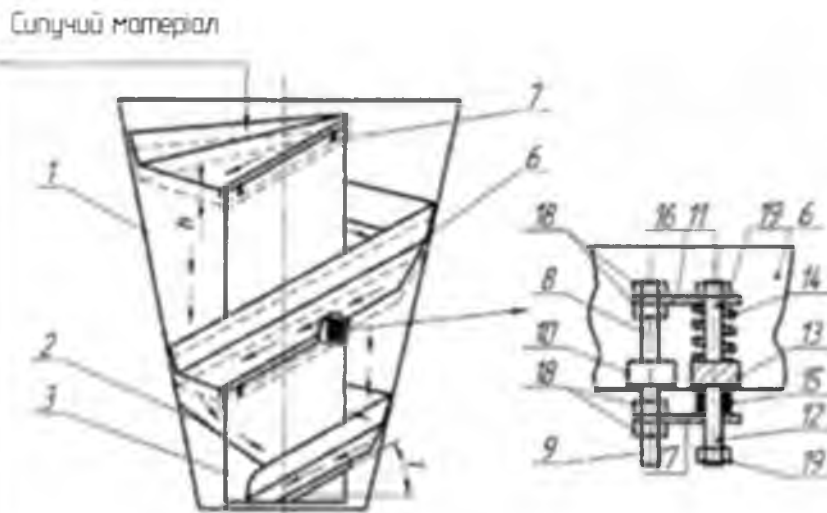
# НУБІП УКРАЇНИ

в свою чергу виконується по гвинтовій лінії і встановлюється співвісно з завантажувальним отвором і складається з самостійних ділянок. Направляючі лотки виготовляють під кутами, що перевищують кут природного укосу транспортованого матеріалу.

# НУБІП УКРАЇНИ

# НУБІП УКРАЇНИ

НУ  
НУ



їни  
їни

НУБІП України

Рис. 2.1

Даний винахід буде корисним при вертикальному транспортуванні сипучих матеріалів вниз рівномірним потоком, що досягається за допомогою направляючої (2). Форма завантажувальної камери спрямована на полегшення завантаження матеріалу.

НУБІП України

Основні ілюстри технічним результатом цього винаходу є підвищення продуктивності та надійності конвеєра, а також зниження енергоспоживання.

НУБІП України

До мінусів конструкції можна віднести її надмірну складність: 1) складність і недоцільність використання пружних опор; 2) надмірна об'ємна кінцева форма.

## 2.2. Проміжна опора гвинтового конвеєра

НУБІП України

У патенті /2/ проміжна опора (див. рис. 2.2) містить корпус шнекового транспортера, секцію шнека з фланцевими з'єднаннями в місцях з'єднання з шнековими секціями, рухомий П-подібний жолоб зі штифтами, що проходять через отвори в корпусі і в склі, забезпечений торцевою кришкою. У склянці між кільцем і торцевою кришкою розташований пружний елемент, затиснутий гайкою. Гвинтові поверхні гвинтового сегмента забезпечені

НУБІП України

ребром підсилення. Рухомий U-подібний жолоб зі шпильками виконаний у вигляді рами з поперечинами.

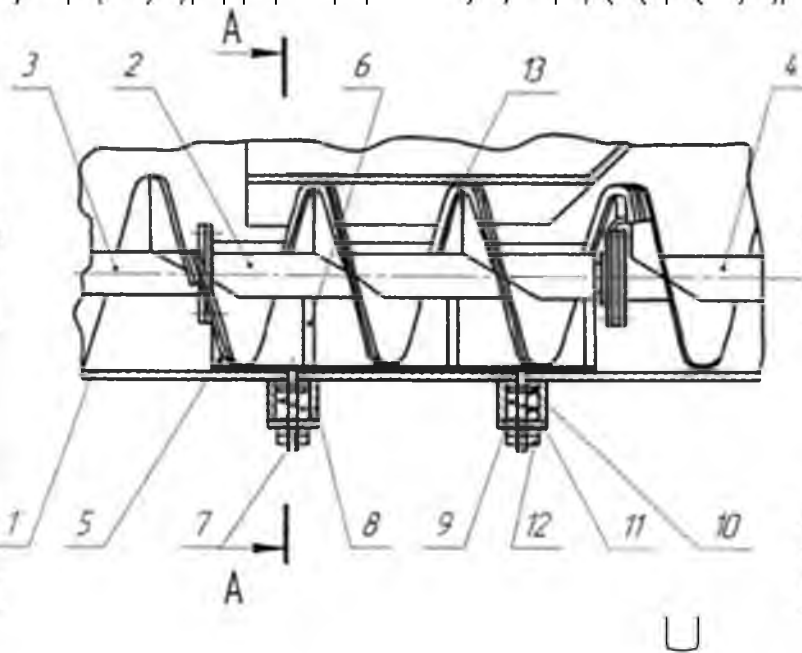


Рис. 2.2

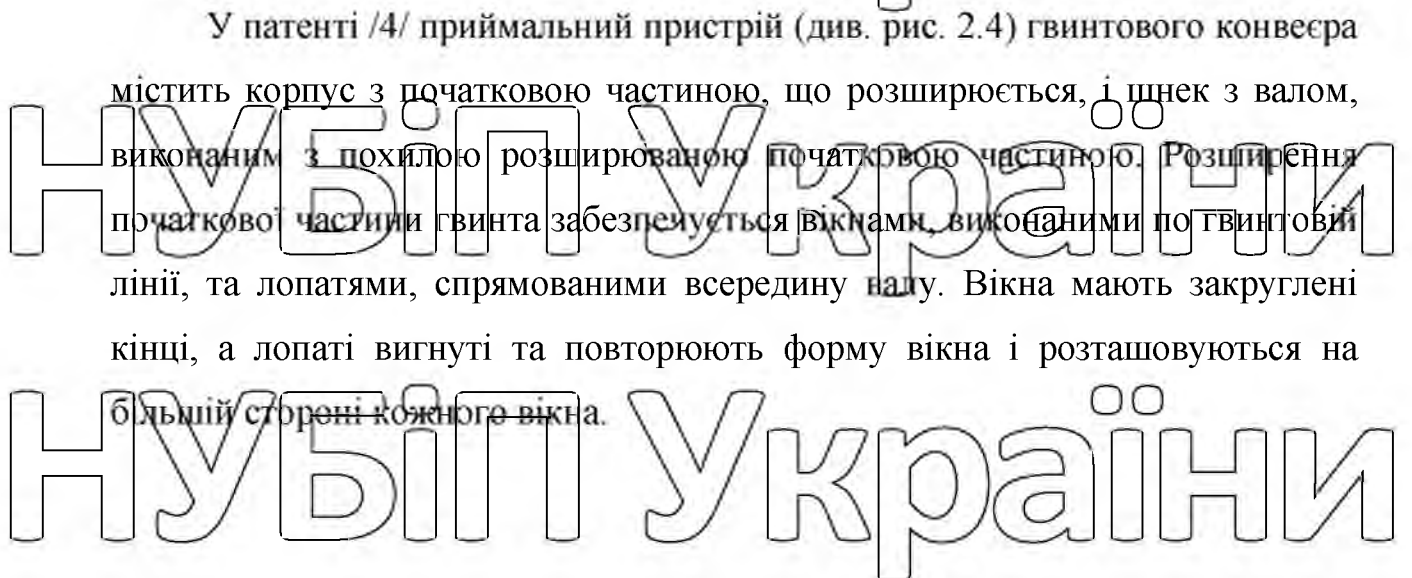
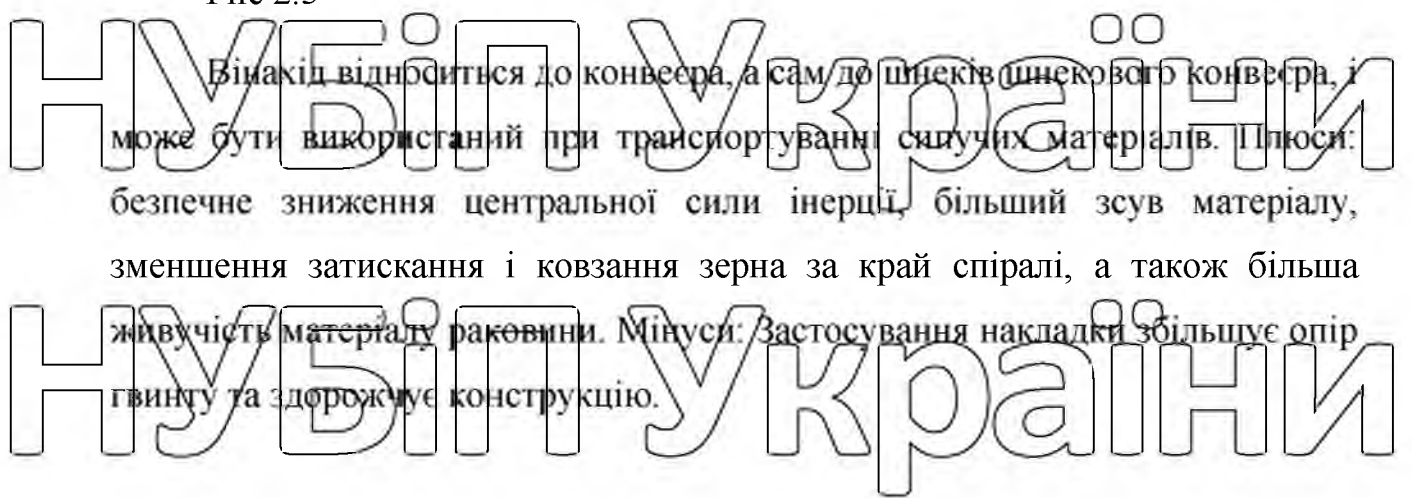
Винахід відноситься до шнекових конвеєрів для транспортування сипучих матеріалів, а саме до проміжних опор шнекового конвеєра. Плюси: винахід дозволяє зменшити знос і запобігти заклинюванню проміжної опори шнекового конвеєра. Мінуси: можливий швидкий знос еластичного елемента, а також складність його заміни.

### 2.3. Робочий орган гвинтового конвеєра

У патенті [3] гвинт (див. рис. 2.3) включає вал із закріпленою на внутрішній кромці гвинтовою спіраллю, на зовнішній поверхні якої розташований щітковий елемент. Гвинтова спіраль виконана увігнутою та об'ємною, а по зовнішньому краю на глибину до 15 мм - з хвилеподібними виступами та западинами, в яких закріплені щітковий елемент. До осі обертання спіраль встановлена під кутом менше ніж  $90^\circ$ .



Рис 2.3



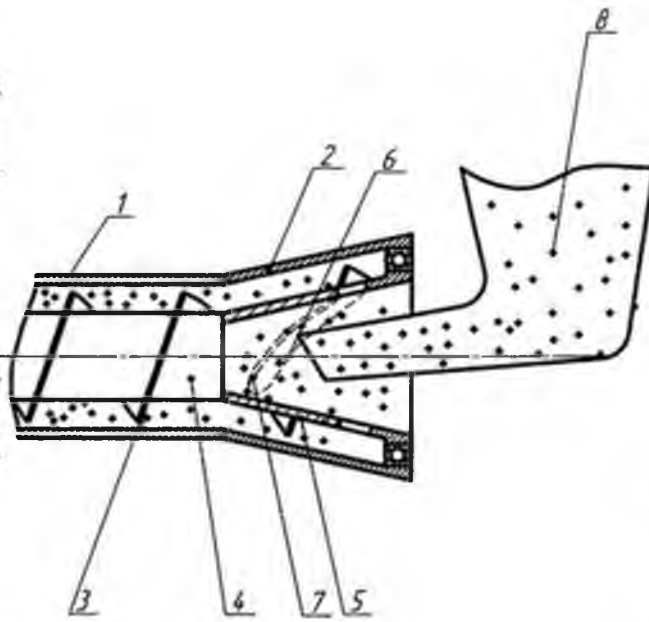


Рис. 2.4

Винахід відноситься до підйомно-транспортних машин, а саме до збірних пристроїв шнекових конвєєрів, і може бути використане для завантаження шнека транспортованим матеріалом. Плюси: технічним результатом винаходу є зменшення кількості елементів механізму та спрощення монтажу. Мінуси: спрощення механізму призводить до зниження ефективності.

## 2.5. Шнековий транспортер

У патенті [5] гвинтовий конвєєр (див. рис. 2.5) містить транспортний канал з входом та виходом, рухомий шнек та двигун. Вхід каналу суміщений із виходом завантажувального бункера, а вихід з'єднаний із входом вихідного каналу. Рухомий шнек з'єднаний з валом, що обертається через гнучку пружну підвіску. Гнучка пружна підвіска має регулятор жорсткості, встановлений на опорі. Рухомий шнек може бути з'єднаний з двигуном безпосередньо, так і через додаткову гнучку пружну підвіску.

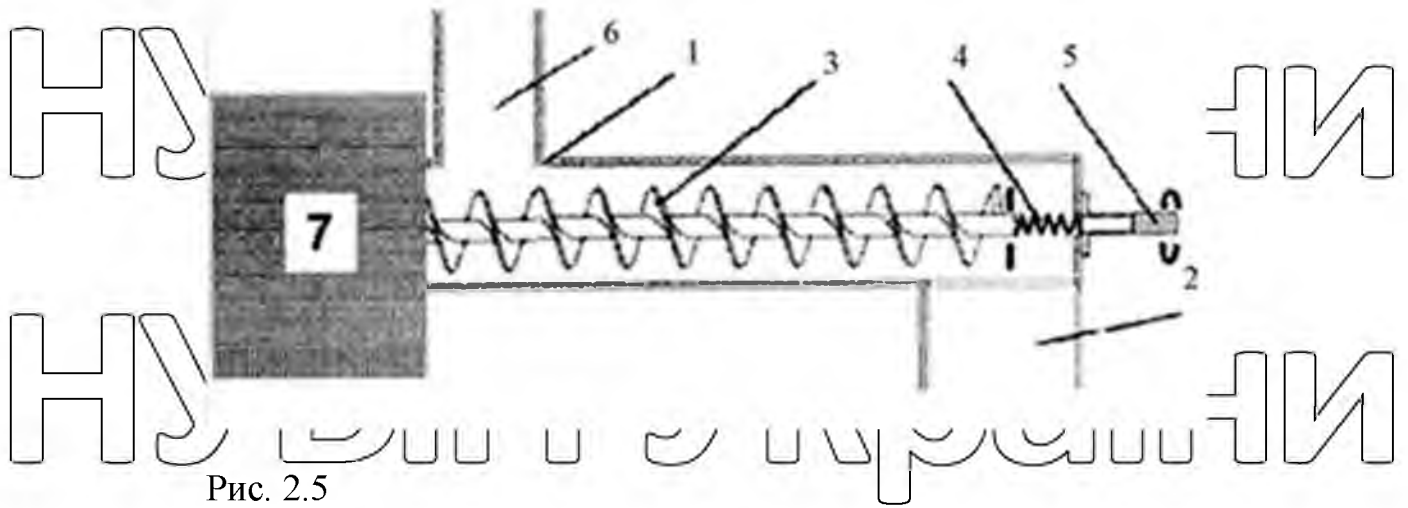


Рис. 2.5

Винахід відноситься до шнекових конвеєрів для твердих матеріалів:

сипучих, волокнистих та інших матеріалів і може бути використане в нафтовій і гірничодобувній промисловості, а також у сільському господарстві та різних галузях техніки, де транспортування твердих

матеріалів здійснюється за допомогою трубчастих оболонок. Плюси: Рішення

спрямоване на запобігання заклинювання шнека. Мінуси: Конструкція скількома до частих поломок.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

### РОЗДІЛ 3. ОПИС ВЛАСНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

# НУБІП України

Для транспортування дрібнозернистих матеріалів пропонується використати тихохідний гвинтовий конвеєр. Тихохідний гвинтовий конвеєр (рис. 3.1) переміщує пилоподібні, зернисті, дрібнокускові і пастоподібні матеріали по горизонтальних і похилих трасах ( $\beta=20$  град).

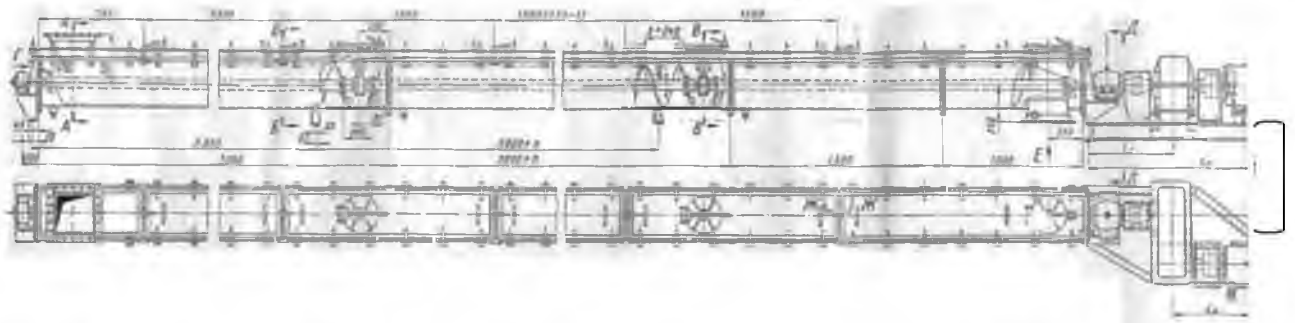


Рис. 3.1. Тихохідний гвинтовий конвеєр

Гвинтовий конвеєр складається з нерухокої конструкції, яка являє собою коритоподібний жолоб. Зверху жолоб досить часто закривається кришкою, забезпеченою пісочним затвором, який усуває запылювання переміщуваного матеріалу і забезпечує герметичність жолобу. Якщо немає необхідності забезпечувати герметичність, то жолоб може бути відкритим. Всередині жолоби розташований обертовий рушійний орган – транспортний гвинт, що складається з вала і гвинтової поверхні (спіралі гвинта). Вал спирається на кінцеві опори (підшипники), а при довжині більше трьох метрів і на проміжні опори (підшипники). Транспортується матеріал надходить через завантажувальну воронку, а далі переміщується гвинтом на задану відстань і вивантажується через розвантажувальний отвір. При необхідності розвантаження гвинтового конвеєра великої протяжності може бути здійснена в будь-якому місці через спеціальні отвори, що перекриваються рейковими засувками. Дані отвори служать також для очищення жолоба. Завантаження конвеєра може бути проведена і через

# НУБІП України

спеціальні люки, розташовані на кришці жолоба. Обертання гвинта забезпечує привід, що складається з електродвигуна, редуктора (або варіатора), з'єднувальних муфт, відкритих передач (пасової, ланцюгової, зубчастої). Зазвичай привід розташовують в зоні завантаження.

Грузонесущим елементом в тихохідному гвинтовому конвеєрі є жолоб.

Транспортування вантажу відбувається за рахунок проштовхувальної дії гвинта. Гвинт, замурений нижньою частиною своїх вижків в транспортуючий матеріал, обертаючись, переміщає вантаж уздовж жолоба подібно до того, як

рухається уздовж гвинта утримувана від повороту гайка. Утримання вантажу

від спільного обертання з гвинтом відбувається за рахунок сил тертя вантажу

про жолоб і сил ваги вантажу. Виникає при цьому момент сил тертя і момент

сил ваги щодо осі обертання гвинта перешкоджаючи обертальному руху

вантаж. Отже, для переміщення матеріалу в тихохідному гвинтовому

конвеєрі, необхідно щоб опір (сила тертя) переміщуваного матеріалу по

гвинту була б менше опору (сили тертя) матеріалу об стінки і дно жолоба.

## РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ТА РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

### 4.1. Визначення основних параметрів гвинтового конвеєра

Вихідні дані до розробки конструкції та розрахунку гвинтового конвеєра: кут нахилу конвеєра до горизонту  $\beta=20$  град; частота обертання

гвинтового валу  $n=23,6$  об/хв.; об'ємна продуктивність гвинтового конвеєра

$V=15,2$  м<sup>3</sup>/год.; матеріал для транспортування конвеєром - сіль; щільність

матеріалу -  $\rho=1$  т/м<sup>3</sup>; масова продуктивність конвеєра -  $Q=15,2$  т/м<sup>3</sup>;

зовнішній діаметр гвинта -  $D_{в}=300$  мм; крок гвинта -  $P_{в}=240$  мм; довжина

транспортування конвеєром - 23 м.

Вантаж за абразивністю входить до групи С як середньо абразивний

вантаж. За щільністю (т / м<sup>3</sup>) вантаж попадає в межі  $0,6 \leq \rho < 1,6$  як середньої

щільності.





$\beta = \arcsin\left(\frac{H}{L}\right)$ , (4.1)  
де  $H$  - висота транспортування, м;  $L$  - довжина транспортування, м.

Виражаючи з формули (4.1), знайдемо довжину транспортування за такою формулою

$$H = L \cdot \sin \beta = 23 \cdot \sin(20) = \sqrt{2,865^2 + (7,866)^2} = 21,612 \text{ м}$$

Попереднє значення діаметра для гвинта  $D_B$  (мм) можна визначити за такою формулою:

$$D_B = 280 \sqrt[3]{\frac{Q}{K \cdot \eta_B \cdot \psi \cdot \rho \cdot C_B \cdot z}} = 280 \sqrt[3]{\frac{(15,4)}{0,65 \cdot 37,5 \cdot 0,25 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 1}} = 450 \text{ мм,}$$

де  $K$  - відношення кроку гвинта  $P_B$  до його діаметру  $D_B$  (для горизонтальних конвеєрів приймають  $K = 1$ ; для похилих конвеєрів при  $D_B < 200$  мм –

$K = 0,8$ , а  $D_B > 200$  мм  $K = 0,65 \dots 0,7$ ). Менші значення  $K$  приймають для більш абразивних вантажів;

$\rho$  - середня розрахункова щільність вантажу, т/м<sup>3</sup>;

$\psi$  - коефіцієнт наповнення поперечного перерізу конвеєра, оскільки згідно завдання на розробку конвеєра вантаж середньо абразивний, то приймаємо  $\psi = 0,25$ ;

$C_B$  - коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу осі конвеєра до горизонту, при  $\beta = 20$  град приймаємо  $C_B = 0,6$  згідно з рекомендаціями на проектування гвинтових конвеєрів (табл.4.1),

Z - число заходів гвинта – приймаємо одно західний гвинт,  
 $n$  - частота обертання валу гвинта, об/хв.

Таблиця 4.1. Значення коефіцієнта для горизонтального і пологого конвеєрів

$C_\beta$	Значення кута $\beta$				
	0°	до 5°	до 10°	до 15°	до 20°
	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6

Діаметр гвинта уточнюють відповідно до значень, передбачених в ГОСТ 23976-80, при цьому значення діаметра гвинта слід приймати за рекомендаціями наведеними в табл. 4.2 (див. Таблицю 10).

Таблиця 4.2. Значення зовнішнього діаметра гвинта  $D_B$  і крок  $P_B$

$D_B$ , мм	100	125	160	200	250	320	400	500	650	800
$P_B$ , мм	100	125	160	200	250	320	400	500	650	800
	80	100	125	160	200	250	320	400	500	650
	70	80	100	125	160	200	250	320	400	500

Приймаємо зовнішній діаметр гвинта  $D_B=500$  мм і крок гвинта  $P_B=320$  мм

Отримане значення діаметра перевіряють за крупністю шматків при транспортуванні кускового вантажу за такою умовою:

$$D_B = X_G \cdot a \quad (4.2)$$

де  $X_G$  - коефіцієнт, який враховує неоднорідність вантажу (для рідкого вантажу  $X_G = 4 \dots 6$ );  $a$  - розрахунковий розмір часток вантажу, мм: для сортового вантажу можна прийняти  $a = 0,8$  а також  $a = 0,8 \cdot 0,4 = 0,32$  мм.

При невиконанні цієї умови можливе утворення в зоні розташування проміжних опор заторів, які порушують роботу конвеєра, тому для уникнення цих обставин діаметр гвинта доцільно збільшити, використавши

формулу (4.2):

$X_{Ga} = 5 \cdot 0,32 = 1,6 \text{ мм} < D_B$

Визначимо частоту обертання валу гвинта, об / хв., за такою формулою:

$$n_B = \frac{Q}{47 \cdot (D_B)^2 \cdot P_B \cdot \psi \cdot \rho \cdot C_B \cdot z} = \frac{(15,2)}{47 \cdot 0,5^2 \cdot 0,32 \cdot 0,25 \cdot 1 \cdot 0,6} \text{ об/хв.}$$

де  $D_B$  - остаточне значення діаметра гвинта, м;  $P_B$  - прийняте значення кроку, м.

$n_{max}$  - максимальне значення частоти обертання (об / хв), яке визначається з умови спільного обертання гвинта і вантажу, визначається за такою формулою

$$n_{max} = \frac{A}{\sqrt{D_B}} = \frac{45}{\sqrt{0,5}} = \text{об/хв.}$$

де  $A$  - коефіцієнт, який обирається в залежності від характеру вантажу (табл. 4.3);  $D_B$  - остаточно прийняте значення діаметра гвинта, м.

Таблиця 4.3. Значення коефіцієнтів наповнення  $\psi$  опору  $\omega$  переміщенню і коефіцієнта  $A$  для різних вантажів

Характеристики вантажу	Параметри					
	$w$	$A$	$n_B, \text{хв}$		$\psi$	
			для тихохідних конвеєрів	для швидкохідних конвеєрів	гвинт з проміжними опорами	гвинт без проміжних опор
Лезкі, сухі, не абразивні	1,2	65	50...120	200...1000	0,4	для горизонтального чи пологого конвеєра 0,6-0,7
Середні, суху, малоабразивні	1,6	50	40...100	160...800	0,32	для крутопохилого конвеєра 0,4...0,6
Тяжкі, мало- і середньоабразивні	2,5	45	30...80	155...600	0,25	для вертикального конвеєра 0,3...0,4
Тяжкі, абразивні і сирі, а також коренеплоди	4,0	30	20...60	150...500	0,125	

При цьому умова  $n_B \leq n_{\text{max}}$  зберігається.  
 Розраховані значення  $n_B$  частоти обертання валу округлюють до найближчого номінального значення по ГОСТ 2037-82 (табл. 4.3).

Таблиця 4.3. Номінальні значення частоти обертання привідного валу

$n_B, \text{хв}^{-1}$	6	7,5	9,5	11,8	15	19	23,6	30	37,5
	47,5	60	75	95	118	150	190	236	300
	375	475	600	750	950	1180	1500	1900	2360

Виходячи з наведених рекомендацій приймаємо  $n_B = 30 \text{ об/хв}$ .

Після цього визначимо внутрішній діаметр жолоба, м за такою формулою:

$DG = D_B + 2 \cdot \Delta_3 = 0,5 + 2 \cdot 0,003 = 0,506 \text{ м}$ ,

Тут  $\Delta_3$  - значення зазору між зовнішньою кромкою спіралі твінта і

внутрішньою поверхнею жолоби. Рекомендовано  $\Delta_3 = 0,002 \dots 0,008 \text{ м}$ . Більші значення приймають для крупнозернистих вантажів.

Визначимо осьову швидкість переміщення вантажу (м/с) за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$v = \frac{P_B \cdot n_B \cdot z}{60} = \frac{0,32 \cdot 30 \cdot 1}{60} = 0,16 \text{ м/с}$$

Попереднє значення діаметра вала твінта визначимо за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$d_B = 0,1 \cdot D_B + 0,035 = 0,1 \cdot 0,5 + 0,035 = 0,085 \text{ м}$$

і округляємо до стандартного розміру труби  $d_B = 0,089 \text{ м}$  (табл. 4.4).

Таблиця 4.4. Асортимент безшовних труб по ГОСТ 8734-58 і ГОСТ

8732-58 з вуглецевих, низьколегованих і легованих сталей (10Г2, Х5Д5М)

НУБІП УКРАЇНИ

$d_B \times \delta_T$ мм	$m_{TP}$ кг/м	$d_B \times \delta_T$ мм	$m_{TP}$ кг/м	$d_B \times \delta_T$ мм	$m_{TP}$ кг/м
45×2,5	2,62	108×4,0	10,26	159×4,5	17,15
45×3,5	3,58	108×4,5	11,49	159×6,0	22,64
45×4,0	4,04	108×5,0	12,7	159×7,0	26,24
57×3,0	4,0	108×6,0	15,9	159×8,0	29,79
57×3,5	4,62	108×7,0	17,44	159×10,0	36,75
57×5,0	6,41	108×8,0	19,73	159×11,0	40,15
57×6,0	7,55	108×9,0	21,97		
76×3,5	6,2	133×4,0	12,73	194×5,0	23,31
76×4,0	7,1	133×5,0	15,78	194×6,0	27,82
76×5,0	8,75	133×6,0	18,79	194×7,0	32,28
76×6,0	10,36	133×7,0	21,75	194×8,0	36,7
76×7,0	11,91	133×9,0	27,52	194×9,0	41,06
89×3,5	7,38	133×10,0	30,33	194×10,0	45,38
89×4,5	9,38			194×12,0	53,86
89×6,0	12,28				
89×7,0	14,16				
89×8,0	15,98				

НУБІП УКРАЇНИ

Після вибору та розрахунку параметрів визначаємо розрахункову масову продуктивність гвинтового конвеєра, т / год за наступною залежністю і отримуємо числове значення

$$Q_p = 3600 S \cdot v \cdot \rho = 3600 \cdot 0,02850 \cdot 161 = 16,46 \text{ т/год,}$$

де S - уточнене значення площі поперечного перерізу потоку (м<sup>2</sup>) вантажу, який розраховується за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$S = \pi \cdot \frac{[(D_B)^2 - (d_B)^2] \cdot \psi \cdot C_B}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,5^2 - 0,085^2) \cdot 0,25 \cdot 0,6}{4} = 0,0285 \text{ м}^2$$

Після розрахунку основних параметрів гвинтового конвеєра складемо його умовне позначення. Згідно ГОСТ 2037-82 в умовне позначення включають наступні елементи:

- 1) найменування конвеєра - «Конвеєр гвинтовий»;
- 2) розташування жолоби (горизонтальний - «Г», похилий - «Н», вертикальний - «В», круто-похилий - «КН»;
- 3) число заходів гвинта (одно західний - «1», дво західний - «2» три західний - «3»);
- 4) розмір зовнішнього діаметра гвинта D<sub>B</sub> в сантиметрах, з кодуванням особливості конструкції (з постійним діаметром - «П1», зі змінним діаметром - «П2», де вказують найбільше значення діаметра в сантиметрах);
- 5) розмір кроку спіралі гвинта P<sub>m</sub> в сантиметрах, з кодуванням особливості конструкції (з постійним кроком - «П3», зі змінним кроком - «П4», де вказують найбільше значення кроку в метрах);
- 6) напрямок спіралі гвинта (з правим напрямком - «П», з лівим напрямком - «Л»), з комбінованим - «К»);

В результаті маємо таке умовне позначення гвинтового конвеєра

## 4.2. Визначення потужності гвинтового конвеєра

Наближене значення потужності на валу конвеєра (кВт) визначають за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$N_B = \frac{K_\beta \cdot K_\omega \cdot Q_p (L_G \cdot \omega + H)}{367} = \frac{2,1 \cdot 2,16 \cdot 46 (21,613 + 7,866)}{367} = 6,66 \text{ кВт.}$$

де  $Q_p$  - розрахункова масова продуктивність гвинтового конвеєра, т / год;

$L$  - довжина транспортування вантажу, м;

$H$  - висота підйому вантажу, м;  $\omega$  - коефіцієнт опору переміщенню вантажу (табл.4.2);

$K_\omega$  - коефіцієнт, що враховує опір від переміщення вантажу, який приймає такі значення  $K_\omega = 1,05 \dots 1,6$ . Більші значення обирають для вертикальних конвеєрів.

$K_\beta$  - коефіцієнт, що враховує кут нахилу осі конвеєра до горизонту, який приймає такі значення  $K_\beta = 1,0 \dots 3,0$ . Більші значення обирають для вертикальних конвеєрів.

## 4.3. Розрахунок на міцність елементів конструкцій конвеєра

При переміщенні вантажу елементи конструкції сприймають різні навантаження, які можуть знизити його надійність в роботі. Тому необхідні розрахунки на міцність таих елементів конвеєра: валу гвинтового конвеєра та жолоба.

*Розрахунки вала гвинтового конвеєра*



Вал, пологого гвинта конвеєра представляють як багато опорний розрізний вал. При роботі гвинтового конвеєра вал зазнає:

- скручування під дією обертального моменту  $T_B$ ;
- поздовжнє стиснення або розтягнення під дією поздовжніх навантажень;

• вигин під дією згинального моменту від поздовжніх та колових сил між опорами;

- вигин під дією власної ваги.

Обертаючий момент на валу гвинта ( $N \cdot m$ ) визначають за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$T_B = N_B \cdot \frac{9550}{n_B} = \frac{6,66 \cdot 9550}{30} = 2120 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де  $N_B$  - розрахункова потужність на валу гвинта, кВт;  $n_B$  - частота обертання гвинта, об/хв.

Сумарне осьове зусилля  $F_{0\Sigma}$  (Н), що діє на гвинт при переміщенні вантажу за наступною залежністю чиння:

$$F_{0\Sigma} = 2 \cdot \frac{T_B}{D_c \cdot \text{tg}(\alpha_c + \rho_v)}, \quad (4.3)$$

де  $D_c$  - діаметр кола, що проходить через центр тиску вантажу на поверхню гвинта, м визначається за наступною залежністю:

$$D_c = (0,7 \dots 0,8) \cdot D_B \quad (4.4)$$

$\alpha_c$  - кут підйому гвинтової лінії на циліндрі з діаметром  $D_c$ , який визначається за наступною залежністю (4.4) і отримуємо числове значення

# НУБІП УКРАЇНИ

$$D_c = 0,8 \cdot 0,5 = 0,4 \text{ М}$$

Кут тертя вантажу об поверхню гвинта визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

# НУБІП УКРАЇНИ

$$\rho_B = \arctg(f_B) = \arctg(0,44) = 23,75 \text{ град.}$$

$$\text{де } f_B = f_k = 0,8 \cdot f_{TP} = 0,8 \cdot 0,55 = 0,44$$

Кут підйому гвинтової лінії на циліндрі з діаметром  $D_c$  визначається за наступною залежністю (4.3) і отримуємо числове значення:

# НУБІП УКРАЇНИ

$$\alpha_c = \arctg\left(\frac{F_B}{\pi \cdot D_c}\right) = \arctg\left(\frac{0,32}{3,14 \cdot 0,4}\right) = 14,2$$

град.

Сумарне осьове зусилля визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

# НУБІП УКРАЇНИ

$$F_{0\Sigma} = 2 \cdot \frac{2120}{0,4 \cdot \operatorname{tg}(23,75 + 14,29)} = 13590,4 \text{ Н}$$

Осьове зусилля  $F_0$  (Н), що діє на гвинт між двома сусідніми опорами, внаслідок переміщення вантажу визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

# НУБІП УКРАЇНИ

$$F_0 = F_{0\Sigma} \cdot \frac{1}{L} = \frac{13590,4 \cdot 3,834}{23} = 2265,4 \text{ Н}$$

Колове зусилля  $F_t$  (Н), що діє на гвинт між двома сусідніми опорами визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

# НУБІП УКРАЇНИ

$$F_t = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_c + \rho_B) = 2265,4 \cdot \operatorname{tg}(23,75 + 14,29) = 1772,4 \text{ Н}$$

Визначаємо товщину стінки труби, з якої виготовляють вал гвинта, мм визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

# НУБІП УКРАЇНИ

$$\delta_T \geq 2000 \frac{T_B}{\pi \cdot (d_B)^2 \cdot \tau_{kpd}} = 2000 \frac{2120}{3,1489^2 \cdot 30} = 5,68 \text{ мм,}$$

де  $\tau_{kpd}$  - занижене допустиме напруження при крученні, МПа, яке приймає такі значення

$$\tau_{kpd} = 25 \dots 35 \text{ МПа,}$$

$d_B$  - попереднє значення діаметра вала гвинта, мм.

Приймаємо остаточні стандартні розміри труби:  $d_B \times \delta_T$ , в мм, які визначаються за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$d_B \delta_T = 89,6,0 \text{ мм.}$$

Обираємо для вала гвинта сталь 10Г2 .

Тепер виконаємо перевірочні розрахунки вала. Виконуємо перевірку вала на статичну міцність за наступною залежністю:

$$\sigma_{eKB} = \sqrt{(\sigma_0 + \sigma_i)^2 + 3 \cdot (\tau_{kp})^2} \leq \sigma_d, \quad (4.5)$$

де  $\tau_{kp}$  - максимальне значення напруження скручування вала гвинта, яке визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення

МПа .

$$\tau_{kp} = \frac{16 T_B \cdot 1000}{\pi \cdot (d_B)^2 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_B - 2\delta_T}{d_B} \right)^4 \right]} = \frac{16 \cdot 2120 \cdot 1000}{3,1489^2 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{89 - 2 \cdot 6}{89} \right)^4 \right]} = 34,86 \text{ МПа}$$

НУБІП України

Максимальне нормальне напруження від поздовжнього навантаження в поперечному перерізі вала гвинта  $\sigma_0$  (МПа), визначаємо за наступною залежністю:

$$\sigma_0 = 4 \frac{F_{0\Sigma} + G_B \sin \beta}{\pi \cdot (d_B)^2} \left[ \frac{d_B - 2 \cdot \delta_T}{d_B} \right]^2 \quad (4.6)$$

Максимальне нормальне напруження вигину в поперечному перерізі гвинта  $\sigma_i$  (МПа) визначаємо за наступною залежністю:

$$\sigma_i = \frac{32 \cdot M_1}{\pi \cdot (d_B)^3 \cdot \left[ \frac{d_B - 2 \cdot \delta_T}{d_B} \right]^4} \quad (4.7)$$

Для визначення значення погонного навантаження  $q_B$  визначимо погонну масу гвинта, складеної з погонних мас труби і гвинта.

Спіраль гвинта виготовляють з листового прокату товщиною, мм за формулою:

$$\delta_L = \delta_G - (1..2),$$

де  $\delta_G$  - товщина жолоба конвеєра, яка приймає значення  $\delta_G = 4..8$  мм.

Вибираємо товщину жолоба

$$\delta_G = 6 \text{ мм}; \quad \delta_L = \delta_G - 2 = 6 - 2 = 4 \text{ мм};$$

Суцільну спіраль приварюють до вала за допомогою валикових швів, при цьому утворюється Таврове зварене з'єднання. Стрічкову спіраль приварюють на спеціальних ніжках,

Ширина суцільної спіралі (м) визначається з за наступною залежністю і отримуємо числове значення.

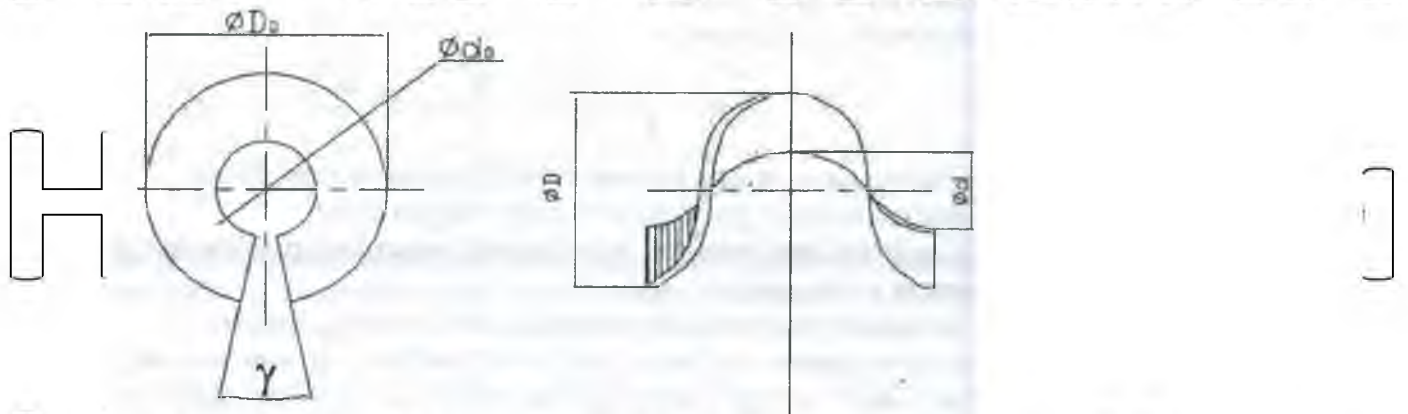
# НУБІП України

$$E = 0,5 \cdot (D_E - d_B) = 0,5 \cdot (0,5 - 0,089) = 0,2055 \text{ м}$$

Якщо спіраль стрічкова, то її розмір приймають конструктивно, але трохи більшою за розмір у суцільній спіралі.

# НУБІП України

Спіраль отримують із сталевих смуг прокаткою на конусних вальцях або штампуванням на пресах з заготовок у вигляді шайб (рис 4.3)



# НУБІП України

Рис. 4.3. Заготовки для спіралі твистної

Розміри заготовки у вигляді шайби визначають за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

внутрішній діаметр, м:

$$d_0 = \frac{(D_B - d_B) \cdot (R_\gamma)^2 + (\pi \cdot d_B)^2}{\sqrt{(R_\gamma)^2 + (\pi \cdot D_B)^2} - \sqrt{(R_\gamma)^2 + (\pi \cdot d_B)^2}} = \frac{(0,5 - 0,089) \cdot (0,32)^2 + (3,14 \cdot 0,089)^2}{\sqrt{(0,32)^2 + (3,14 \cdot 0,5)^2} - \sqrt{(0,32)^2 + (3,14 \cdot 0,089)^2}} = 0,177 \text{ м}$$

Зовнішній діаметр, м :

$$D_0 = d_0 + (D_B - d_B) = 0,177 + 0,5 - 0,089 = 0,588 \text{ м}$$

Кут вирізу  $\gamma$ , град. Визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

# НУБІП України

$$\gamma = 360 \cdot \frac{\pi \cdot d_0 \cdot \sqrt{\left(\frac{P_B}{\pi \cdot d_0}\right)^2 + (\pi \cdot d_B)^2}}{\pi \cdot d_0} = 360 \cdot \frac{3,140,177 \cdot \sqrt{0,32^2 + (3,140,089)^2}}{3,140,177} = 88 \text{ град}$$

Довжину гвинтової лопаті (м) можна визначити за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$L_1 = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot L}{\cos \alpha_{cp} \cdot P_B} = \frac{3,140,294523 \cdot 70,29}{0,94550,32} = 70,29 \text{ м,}$$

де  $D_{cp}$  - середній діаметр спіралі, який визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$D_{cp} = D_B - P_B = 0,5 - 0,2055 = 0,2945 \text{ м.}$$

$\alpha_{cp}$  - кут підйому гвинтової лінії спіралі на середньому діаметрі, який визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$\alpha_{cp} = \arctg\left(\frac{P_B}{\pi \cdot D_{cp}}\right) = \arctg\left(\frac{0,32}{3,140,2945}\right) = 19 \text{ град.}$$

$P_B$  - крок гвинта, м.

Отже, отримуємо погонну масу гвинтової спіралі  $m_1$  (кг/м), яка визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$m_1 = \frac{\delta_1 \cdot B \cdot L_1 \cdot \rho_1}{L} = \frac{0,0040,205570,297850}{23} = 19,7 \text{ кг/м,}$$

де  $\rho_1$  - щільність матеріалу для спіралі,  $\rho_1 = 7850 \text{ кг/м}^3$ ;

$\delta_1$  - товщина спіралі, м;  $B$  - ширина спіралі, м.

Власну вагу валу  $G_B$  (Н) визначаємо за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$G_B = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L \cdot \rho \cdot g}{4}$$

$$G_B = (m_1 + m_p) \cdot g = (19,7 + 12,28) \cdot 239,81 = 7215,6 \text{ Н,}$$

де  $m_p$  - погонну масу вала гвинта приймаємо зі стандартних значень;

$g$  - прискорення вільного падіння, рівне  $9,81 \text{ м/с}^2$ .

Остаточну погонне навантаження від власної ваги  $q_B$  (Н/мм) визначимо за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$q_B = \frac{G_B \cdot \cos \beta}{1000L} = \frac{7215,6 \cdot 0,939}{1000 \cdot 23} = 0,295 \text{ Н/мм}$$

Максимальний сумарний згинальний момент  $M_i$  (Н\*мм), викликаний дією власної сили тяжіння гвинта, а також поздовжніх і окружних сил між опорами визначимо за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$M_i = \left( q_B \cdot \frac{l^2}{8} + F_0 \cdot \frac{D_c}{4} + F_t \cdot \frac{D_c}{4} \right) = \left( 0,295 \cdot \frac{3834^2}{8} + 2265,4 \cdot \frac{400}{4} + 1772,4 \cdot \frac{400}{4} \right) = 788757 \text{ Н*мм}$$

За формулою (4.7) визначимо напруження:

$$\sigma_1 = \frac{32 \cdot 788757}{3,14 \cdot 89^3 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{89 - 2,6}{89} \right)^4 \right]} = 25,932 \text{ МПа}$$

За формулою (4.6):

$$\sigma_0 = \frac{4 \cdot (13590,4 + 7215,6 \cdot 0,342)}{3,14 \cdot 89^2 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{89 - 2,6}{89} \right)^2 \right]} = 10,26 \text{ МПа}$$

За формулою (4.5) визначимо еквівалентне напруження:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(10,26 + 25,93)^2 + 3 \cdot (34,86)^2} = 70 \text{ МПа.}$$

Для сталі 10Г2 при температурі  $t=20$  град. С, напруження приймає значення  $\sigma_d = 140$  МПа. Визначимо еквівалентне напруження за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$\sigma_{de} = \sigma_d \cdot K_c \cdot K_i \cdot K_k = 140 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 85,68 \text{ МПа.}$$

Перевіримо необхідну умову

$$\sigma_{ekB} \leq \sigma_{de}, \text{ яка виконується, бо } 85,68 \text{ менше } 140.$$

#### 4.4 Розрахунок вала гвинтового конвєса на втомну міцність

Важливим видом руйнування для валів є втомна поломка. Цей вид відмови можна запобігти перевіркою на втомну витривалість. Перевірку проводять в поперечних перетинах вала за наступною залежністю:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{(S_\sigma)^2 + (S_\tau)^2}} \geq S_d \quad (8)$$

де  $S_\sigma$  - коефіцієнт запасу втомної міцності за нормальними напруженнями;

$S_\tau$  - коефіцієнт запасу втомної міцності (витривалості) по дотичним напруженням;

$S_d$  - допустиме значення запасу міцності, приймають з таких значень:

$$S_d = 1,3 \dots 2,3$$

Визначасмо коефіцієнти запасу втомної міцності за формулами:

Для нормальних напружень

$$S_\sigma = \frac{\sigma - 1}{K_{\sigma D} \cdot (\sigma_a + \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m)} \quad (4.9)$$

Для дотичних напружень



$S_t = \frac{\tau_{i-1}}{K_{TD}(\tau_a + \psi_{TD}\tau_m)}$  (4.10)  
НУБІП України

де  $\tau_{i-1}$  і  $\tau_{i-1}$  — значення границь довготривалої витривалості гладких зразків, які визначаються з діючих стандартів по табл. 4.5 і 4.6  
НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Таблиця 4.5. Механічні характеристики вуглецевих і мало вуглецевих сталей

Марка сталі	Робоча температура, °C										
	20	100	150	200	250	300	350	375	400	450	
Ст3	[σ]	140	133	131	126	120	108	98	93	-	-
	σ <sub>в</sub>	380	360	390	420	435	440	420	402	-	-
09Г2; 09Г2С; 10Г2	[σ]	176	154	154	148	145	134	123	116	-	-
	σ <sub>в</sub>	440	385	430	439	444	445	441	425	-	-
10	[σ]	130	125	122	118	112	100	88	82	-	-
	σ <sub>в</sub>	340	320	340	382	400	374	360	330	-	-
20; 20К	[σ]	147	142	139	136	132	119	106	98	-	-
	σ <sub>в</sub>	410	380	425	460	460	460	430	410	-	-
30, 35	[σ]	227	215	214	208	173	138	131	128	125	113
	σ <sub>в</sub>	545	517	555	590	591	592	552	522	512	440
40Х (закалювання+відпуск)	[σ]	392	368	370	370	370	370	333	300	312	250
	σ <sub>в</sub>	940	885	889	890	890	890	800	750	700	600
40ХФА	[σ]	377	392	383	375	367	358	348	342	338	277
	σ <sub>в</sub>	905	940	920	900	880	860	835	820	810	665
30ХМА (закалювання+відпуск)	[σ]	310	290	285	281	292	304	287	276	269	242
	σ <sub>в</sub>	745	695	685	675	700	730	688	662	645	580
50ХФА (закалювання+відпуск)	[σ]	542	408	398	388	375	365	354	350	346	283
	σ <sub>в</sub>	1300	980	955	930	900	875	850	840	830	680

Таблиця 4.6. Співвідношення механічних характеристик машинобудівних матеріалів

Співвідношення	Матеріал валу	
	вуглецева сталь	легована сталь
$\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b}$	0,45...0,5	0,4...0,45
$\frac{\tau_{-1}}{\sigma_b}$	0,5...0,6	0,5...0,6

$$\sigma_{-1} = \sigma_b \cdot 0,45 = 198 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{-1} = \sigma_{-1} \cdot 0,5 = 198 \cdot 0,5 = 99 \text{ МПа,}$$

значення амплітуд циклів напружень, причому  $\sigma_a = \sigma_{-1}$   
 $\tau_a = 0,5 \cdot \tau_{кр}; \tau_a = 0,5 \cdot 34,86 = 17,43 \text{ МПа,}$

$\sigma_{m,i}, \tau_{m,i}$  - середні значення циклів напружень, причому  $\sigma_0, \sigma_i$  и  $\tau_{m,i} = 0,5 \cdot \tau_{kp} = 17,43$  МПа

Приймаємо  $\sigma_0, \sigma_i, \tau_{kp}$  з розрахунків на статичну міцність.

Коефіцієнти зниження межі міцності визначаються за наступною залежністю і отримуємо числові значення:

$$K_{\sigma D} = \left[ \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{\sigma D}} \right) + \left( \frac{1}{K_{F\sigma}} \right) - 1 \right] = \left[ \left( \frac{1}{0,85} \right) + \left( \frac{1}{0,75} \right) - 1 \right] = 1,5$$

- за нормальним напруженням;

$$K_{\tau D} = \left[ \left( \frac{K_{\tau}}{K_{\tau D}} \right) + \left( \frac{1}{K_{F\tau}} \right) - 1 \right] = \left[ \left( \frac{1}{0,73} \right) + \left( \frac{1}{0,75} \right) - 1 \right] = 1,7$$

- по дотичним напруженням;

де  $K_{\sigma}$  і  $K_{\tau}$  - Ефективні коефіцієнти концентрації напружень для гладких валів

( $K_{\sigma} = 1,0$  и  $K_{\tau} = 1,0$ );  $K_{\sigma D}$  і  $K_{\tau D}$  - коефіцієнти впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу (табл. 4.7).

Таблиця 4.7. Значення коефіцієнтів впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу

Напружений стан і матеріал		Значення зовнішнього діаметру вала мм				
		40	50	70	100	150
Вигин для вуглецевої сталі	$K_{\sigma D}$	0,85	0,81	0,76	0,71	0,65
Вигин для легированої сталі	$K_{\sigma D}$	0,73	0,7	0,67	0,62	0,55
Кручення для всіх матеріалів	$K_{\tau D}$	0,73	0,7	0,67	0,62	0,55

$K_{F\sigma} = K_{F\tau} = 0,75$  - коефіцієнти впливу якості поверхні вала;

$K_{\sigma}$  - коефіцієнт впливу зміщення поверхні вала  $K_{\sigma} = 1,0$  - без застосування поверхневого зміцнення).  
 $\psi_{\sigma D}$  і  $\psi_{\tau D}$  - коефіцієнти чутливості до асиметрії циклу напружень в

розрахунковому перерізі вала, відповідно визначаються за наступною залежністю і отримуємо числові значення:

$$\psi_{\sigma D} = \frac{\psi_{\sigma}}{K_{\sigma D}} = \frac{0,1}{1,51} = 0,066 \quad ; \quad \psi_{\tau D} = \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}} = \frac{0,05}{1,7} = 0,029$$

де  $\psi_{\sigma}$  і  $\psi_{\tau}$  - коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень ( $\psi_{\sigma} = 0,1$  і  $\psi_{\tau} = 0,05$  - для середньо вуглецевих сталей).

За формулою (4.9) визначаємо числові значення:

$$S_{\sigma} = \frac{198}{1,51 \cdot (23,032 + 0,066 \cdot 10,26)} = 4,9 \text{ МПа}$$

За формулою (4.10) визначаємо числові значення:

$$S_{\tau} = \frac{99}{1,7 \cdot (17,43 + 0,029 \cdot 17,43)} = 3,24 \text{ МПа}$$

За формулою (4.8) визначаємо числові значення

$$s = \frac{4,9 \cdot 3,24}{\sqrt{4,9^2 + 3,24^2}} = 2,7 \text{ МПа}$$

З отриманих результатів приходимо до висновку, що умова

$$s \geq S_d \text{ виконується}$$

#### 4.5. Розрахунок міцності жолоба гвинтового конвеєра

Жолоб встановлюють на фундамент або спеціальні несучі металеві конструкції опор. При цьому на одній з кінцевих опор жолоб закріплюють

нерухома (шарнірно-нерухома опора), а на інших забезпечують відносне переміщення жолоба уздовж осі для компенсації деформацій:

# НУБІП УКРАЇНИ

- температурних подовжень;

- похибок виготовлення і монтажу вузлів конвеєра.

Опори розташовують на відстані 5-10 метрів одна від одної.

# НУБІП УКРАЇНИ

Загальна кількість опор розраховують за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$Z_G = \frac{L}{10} + 1 = \frac{23}{10} + 1 = 3,3$$

# НУБІП УКРАЇНИ

Заокругленням  $Z_G$  до цілого числа в більшу сторону. Приймаємо  $Z_G = 4$

Число проміжних опор визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

# НУБІП УКРАЇНИ

$$n = Z_G - 2 = 4 - 2 = 2 \text{ м}$$

Уточнюють довжину прольоту  $l$  (м) між опорами за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

# НУБІП УКРАЇНИ

Розрахунок реакцій в опорах здійснюють, моделюючи жолоб в формі

# НУБІП УКРАЇНИ

балки постійної жорсткості, що лежить на відповідній кількості опор і навантаженої рівномірно розподіленим навантаженням  $q_G$  (Н/мм).

При двох опорах балка є статично визначною і реакції в опорах розраховують за звичайними рівняннями рівноваги, які мають вигляд

# НУБІП УКРАЇНИ

$$\sum_{i=1}^n F_i = 0 \quad R_1 + q_G \frac{l^2}{2} = 0$$

$\sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \frac{(1)^2}{2} = 0$   
 При кількості опор більше двох балка буде статично невизначеною

(нерозрізна балка). Це балка, що проходить не перериваючись над рядом проміжних точкових опор і шарнірно з'єднана з опорами. Ступінь статичної невизначеності нерозрізаної балки дорівнює числу проміжних опор  $n$ .

Для розкриття статичної невизначеності, використовують різні методи, зокрема метод Клапейрона, заснований на складанні рівнянь трьох моментів.

Згідно цього методу за «зайві» невідомі вибирають згинальні моменти в перетинах балки, що проходять через проміжні опори. Їх ще називають опорними згинаючими моментами. Такий вибір невідомих значно спрощує обчислення, оскільки незалежно від загальної кількості зайвих невідомих призводить до системи рівнянь, в кожному з яких максимальна кількість невідомих не перевищує трьох.

Застосовуємо методу Клапейрона здійснюється таким чином. Будується епюра згинальних моментів (див. рисунок 36), у якій є екстремуми Мекс, положення яких визначають за координатою Хекс відносно нульової опори.

Відносні значення опорних реакцій, моментів Мекс і Хекс представлені в таблиці 4.8.

Таблиця 4.8. Відносні значення опорних реакцій, моментів

$Z_x/n$ ( $k=n+1$ )	$i$	$R_i$	$M_i$	$X_{ек}$	$M_{ек}$
2/0(1)	$i=0$	0,5	0	0,5	0,125
	$i=k=1$	0,5	0		
3/1(2)	$i=0$	0,375	0	0,375	0,0703
	$i=1$	1,25	-0,125		
	$i=k=2$	0,375	0		
4/2(3)	$i=0$	0,4	0	0,4	0,08
	$i=1$	1,1	-0,1		
	$i=2$	1,1	-0,1		
	$i=k=3$	0,4	0		

Для визначення абсолютного значення необхідно значення з таблиці 17 помножити на відповідні множники. Оскільки для визначення опорних реакцій значення таблиці множать на  $(q \cdot l)$ , опорних моментів і екстремальних моментів на  $(q \cdot l^2)$ , - координати екстремальних моментів на

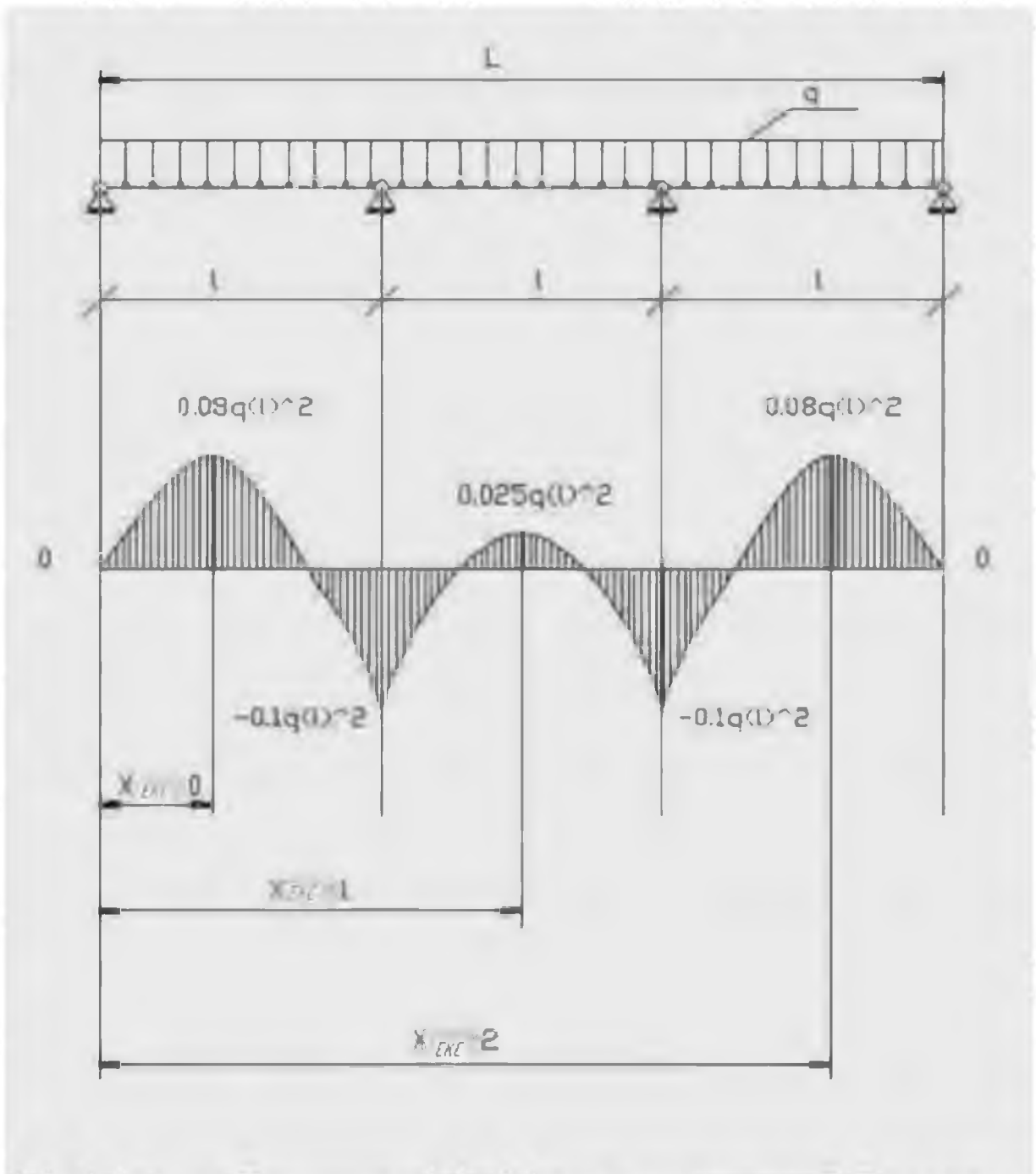


Рис. 4.4. Розрахункова схема балки з двома проміжними опорами і епюра згинальних моментів уздовж лінії балки

#### 4.6. Розрахунок жолоба гвинтового конвеєра на міцність

Жолоб гвинтового конвеєра навантажений рівномірно розподіленим по його довжині навантаженням. Жолоб в загальному випадку сприймає: вигин під дією власної ваги, а також ваги вантажу та гвинта; поздовжнє стиснення або розтягнення здійснюється під дією поздовжніх навантажень; скручування здійснюється під дією крутного моменту  $T_B$  від переміщення вантажу всередині жолоба, але при розрахунку цим чинником можна знехтувати, оскільки при приблизно рівних товщинах зовнішній розмір жолоба в кілька разів більший за діаметр вала гвинта, який раніше буде розрахований.

Інтенсивність розподіленого навантаження  $q_G$  (Н/м) визначають за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$q_G = (m_g + m_G) \cdot g \cdot \cos\beta + q_B = (28,57 + 85,08) \cdot 9,81 \cdot 0,939 + 295 = 1342,67 \text{ Н/м,}$$

де  $m_g$  - погонна маса вантажу всередині жолоба, кг / м, причому визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$m_g = \frac{Q_p}{q_B} = \frac{16,46}{3,6 \cdot 0,16} = 28,57 \text{ кг,}$$

де  $q_B = 295$  Н/м;

$m_G$  - погонна маса металоконструкції жолобу, кг / м, причому для горизонтального і пологого конвеєра визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення

$$m_G = \delta_G \cdot \left( 2 \cdot D_G + \pi \cdot \frac{D_G}{2} \right) \cdot \rho_G = 0,006 \cdot \left( 2 \cdot 0,506 + \frac{3,14 \cdot 0,506}{2} \right) \cdot 7850 = 85,08 \text{ кг}$$

Перевірку жолоби на міцність  $\sigma$  (МПа) виконуємо за нормальними напруженнями за такою залежністю:



$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_i} + \frac{F_{0G}}{A_G} \leq \sigma_d \quad (4.10)$$

де  $M_{\max}$  - максимальне значення згинального моменту, Н\*м, яке визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$M_{\max} = 0,1 \cdot q_G l^2 = 0,1 \cdot 1342,67 \cdot 7,667^2 = 7892,602 \quad \text{Н*м};$$

$W_i$  - момент опору поперечного перерізу жолоба висуну, м<sup>3</sup>, який визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$W_i = \pi \cdot \frac{(D_G)^2}{3,2} = \frac{(3,140,506^2) \cdot 0,006}{3,2} = 0,0015074 \quad \text{м}^3;$$

$F_{0G}$  - поздовжня сила, що діє на жолоб, Н, яка визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$F_{0G} = [(m_g + m_G) \cdot g \cdot L + G_B] \cdot \sin \beta = [(28,57 + 85,08) \cdot 9,823 + 7215,6] \cdot 0,342 = 1129,31 \quad \text{Н};$$

$A_G$  - площа поперечного перерізу жолоба, м<sup>2</sup>, яка визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$A_G = \delta_G \cdot \left( 2 \cdot D_G + \pi \cdot \frac{D_G}{2} \right) = 0,006 \cdot \left( 2 \cdot 0,506 + \frac{3,140,506}{2} \right) = 0,01084 \quad \text{м}^2$$

За формулою (10) визначимо числове значення напруження:

$$\sigma = \frac{\left( \frac{7892,602}{0,0015074} \right) + \left( \frac{1129,31}{0,01084} \right)}{10^6} = 6,2718$$

МПа, з якого робимо висновок, що умова  $\sigma \leq \sigma_d = 85,68 \text{ МПа}$  виконується.

#### 4.7. Визначення потужності електродвигуна приводу конвеєра

Розрахункове значення потужності двигуна  $N_D$  (кВт) визначають за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$N_D = K \cdot \frac{N_p}{\eta} = \frac{1,25 \cdot 6,66}{0,8379} = 9,93 \text{ кВт.}$$

де  $N_p$  - розрахункова потужність конвеєра, кВт;

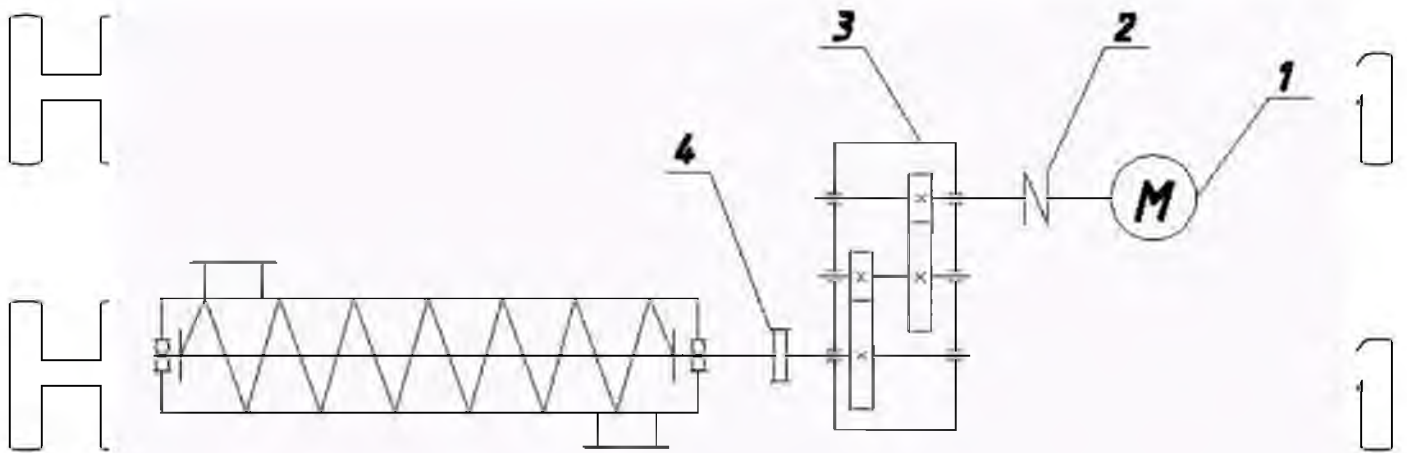
$K$  - коефіцієнт запасу потужності, який враховує, що в разі вимушеної або випадкової зупинки конвеєра, його пуск може бути здійснений при повному завантаженні, зазвичай приймають  $K = 1,25$ ,

$\eta$  - коефіцієнт корисної дії приводу, який визначається за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,940 \cdot 0,990 \cdot 0,99 = 0,8379,$$

де  $\eta_i$  - коефіцієнти корисної дії окремих послідовно з'єднаних

елементів ( $\eta_1$  - двоступінчастий редуктор;  $\eta_2$  - муфта;  $\eta_3$  - підшипники)  
(рис. 4.5).



- 1- Електродвигун
- 2-З'єднувальна муфта
- 3-Редуктор
- 4-Зубчаста муфта

Рис. 4.5. Кінематична схема гвинтового конвеєра

Приймаємо електродвигун з потужністю  $N_D = 11 \text{ кВт}$

За розрахункової потужності вибираємо електродвигун АІР132М4У3

(табл. 4.9)

Таблиця 4.9. Технічні характеристики електродвигунів АІР

$N_{кат.}$ кВт	Тип двигуна	$n_{зд.1}$ хв	Тип двигуна	$n_{зд.1}$ хв	Тип двигуна	$n_{зд.1}$ хв	Тип двигуна	$n_{зд.1}$ хв
0,75	АІР 71А2У3	2820	АІР 71В4У3	1480	АІР 80А6У3	920	АІР 90Л8У3	700
1,1	АІР 71В2У	2800	АІР 80А4У3	1390	АІР 80В6У3	920	АІР 90ЛВ8У3	700
1,5	АІР 80А2У3	2850	АІР 80В4У3	1390	АІР 90Л6У3	925	АІР 100Л8У3	700
2,2	АІР 80В2У3	2850	АІР 90Л4У3	1390	АІР 100Л6У3	945	АІР 112М8У3	710
3,0	АІР 90Л2У3	2850	АІР 100С4У3	1410	АІР 12МА6У3	950	АІР 112МВ8У3	710
4,0	АІР 100С2У3	2850	АІР 100Л4У3	1410	АІР 112МВ6У3	950	АІР 132С8У3	710
5,5	АІР 100С2У3	2850	АІР 112М4У3	1430	АІР 132С6У3	960	АІР 132М8У3	720
7,5	АІР 112М2У3	2900	АІР 132С4У3	1440	АІР 132М6У3	960	АІР 160С8У3	720
11,0	АІР 132М2У3	2900	АІР 132М4У3	1450	АІР 160С6У3	970	АІР 160М8У3	730
15,0	АІР 160С2У	2900	АІР 160С43	1455	АІР 160М6У3	970	АІР 180М8У3	730

$n_d = 1450$  об/хв. номінальна частота обертання вала електродвигуна

#### 4.8. Вибір редуктора

Загальне передаточне число приводного механізму визначають за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$U = \frac{n_d}{n_p} = \frac{1450}{30} = 48$$

де  $n_d$  - частота обертання електродвигуна;

$n_p$  - частота обертання робочого органу конвеєра (гвинтового вала).

Необхідний номінальний крутний момент на вихідному валу редуктора

$T_{ed}$  (Н\*м) визначають за наступною залежністю і отримуємо числове значення:

$$T_{ed} = \frac{N_{ed}}{n_p} = 11 \cdot \frac{9550}{30} = 3501,6$$

Н\*м,

де  $N_{ed}$  - необхідна потужність електродвигуна, кВт.

Вибір стандартного редуктора здійснюємо за значеннями необхідного крутного моменту на вихідному валу редуктора і його передавальному числу

(табл. 4.10).

Таблиця 4.10. Основні параметри редукторів загального призначення

Тип редуктора	Типорозмір	Крутний момент на тихохідному валу Н*м	Передаточне число
1	2	3	4
Циліндричний горизонтальний одноступінчастий ГОСТ 21426-75	ЦУ-100 ЦУ-160 ЦУ-200 ЦУ-250 ЦУ-315	250 1000 2000 4000 8000	2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3
Циліндричний горизонтальний двухступінчастий ГОСТ 20758-75	Ц2У-100 Ц2У-125 Ц2У-160 Ц2У-200 Ц2У-250	250 500 1000 2000 4000	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 25; 31,5 35,5; 40
Циліндричний горизонтальний двухступінчастий ГОСТ 20758-75	Ц2У-450 Ц2У-500	33400 45200	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 25; 31,5 35,5; 40
Циліндричний горизонтальний двухступінчастий з зачепленням Навікова	Ц2У-315Н Ц2У-400Н Ц2Н-500	7800 15900 31500	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50
Циліндричний горизонтальний триступінчастий	Ц3У-160 Ц3У-200 Ц3У-250	1000 2000 4000	45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160; 200
Циліндричний горизонтальний триступінчастий з зачепленням Навікова	Ц3У-315Н Ц3У-400Н	8000 16000	45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160; 200

Вибраємо редуктор Ц2У-250 – циліндричний горизонтальний  
триступінчастий з параметрами: передаточне число  $i = 40$ ; момент на  
вихідному валу  $T = 4000 \text{ Н*м}$

Вибраємо також швидкохідну муфту МУВП-125 та тихохідну муфту

МЗ-4000.

НУБІП України

НУБІП України

## РОЗДІЛ 5. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

### 5.1. Основні положення динаміки руху гвинтових конвеєрів

Робота гвинтових конвеєрів супроводжується значними навантаженнями в елементах робочого органу, зокрема гвинтового вала, спіралі шнека, жолоба та приводного механізму. Навантаження на елементи конструкції гвинтового конвеєра носять, як правило, змінний характер періодичної дії. Такий вид навантажень приводить до змінних циклічних напружень в елементах робочого органу та приводного механізму. Наявність циклічних напружень сприяє втомному руйнуванню основних елементів гвинтового конвеєра. Серед навантажень, що діють на елементи конструкції гвинтового конвеєра домінуюче роль відіграють динамічні навантаження, тому дослідження динамічних навантажень при роботі гвинтових конвеєрів є досить актуальною задачею при їхньому проектуванні. Особливу роль відіграє дія динамічних навантажень при підвищенні продуктивності гвинтових конвеєрів за рахунок збільшення робочих швидкостей.

Новітні розробки, обладнання транспортно-технологічних механізмів, зокрема багатofункціональних гвинтових конвеєрів неперервної дії повинні базуватися на коректних фізичних і математичних моделях процесів, які відбуваються при транспортно-технологічних операціях та можуть бути реалізовані доступними математичними методиками. Тому важливою задачею є створення й обґрунтування параметрів нових конструкцій високоефективних багатofункціональних гвинтових систем з розширеними транспортно-технологічними можливостями шляхом розробки методології їхнього проектування та конструктивного і технологічного удосконалення із розвитком відповідних механіко-технологічних основ, що має важливе народногосподарське значення.

Проведений аналіз досліджень гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському

виробництві показує напрямок підвищення їхньої ефективності шляхом створення і дослідження конструкцій багатofункціональних секційних гвинтових конвеєрів з розширеною зоною обслуговування. У результаті здійснення аналізу особливостей проектування багатofункціональних секційних гвинтових конвеєрів сучасних методів пошуку технічних рішень із

використанням теорій моделювання та синтезу з'ясовано, що існує ряд невирішених теоретичних та практичних питань, пов'язаних з проблемами розробки ефективних гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни довжини та траєкторії перевантаження

сільськогосподарських матеріалів. Тому є потреба у розвитку та розробці нових конструкцій багатofункціональних гвинтових конвеєрів

Дослідження динамічних процесів у робочому режимі телескопічного гвинтового конвеєра і побудова математичної моделі

динаміки системи гвинтовий конвеєр і сипке робоче середовище є досить важливими з позицій підвищення ефективності транспортування зернистих вантажів. Важливою задачею в дослідженні гвинтових конвеєрів є

математичне моделювання згинальних коливань гвинтового вала, який обертається навколо нерухомої осі зі сталою кутовою швидкістю за умови,

що вздовж нього рухається зі сталою швидкістю суцільний потік однорідного сипкого середовища. За такою моделлю визначаються власні частоти згинальних коливань гвинтового вала, а також закономірності зміни

амплітуди та частоти коливального процесу. Для нерезонансних коливань

параметри згинальних коливань гвинтового вала не залежать від його малих крутильних коливань та зовнішнього періодичного збурення зі сторони транспортуємого сипкого матеріалу. Резонансна частота із зростанням

кутової швидкості обертання гвинтового вала зменшується, а амплітуда при

цьому зростає. Процес переміщення сипкого вантажу гвинтовими конвеєрами супроводжується зростанням амплітуди проходження через

резонанс. Дослідження цього процесу є досить важливими і вимагають використання сучасного математичного апарату диференціальних рівнянь і

значним аналізом їхнього розв'язку при зміні конструктивних та режимних параметрів гвинтових конвеєрів.

Важливими є також дослідження математичних моделі коливань гвинтового вала гвинтового конвеєра при змішуванні компонентів гвинтовими конвеєрами. На основі виведених залежностей отримані частоти власних коливань вала від кутової швидкості обертання гвинта, погонної маси матеріалу та стискуючого зусилля. Значення резонансної амплітуди коливань в значній мірі залежить від швидкості руху сипкого матеріалу, кутової швидкості гвинтового валу. На основі проведеного аналізу досліджень приходимо до висновку щодо необхідності дослідження динамічних процесів при виконанні транспортних та технологічних операцій гвинтовими конвеєрами змішувачами. Для досягнення високої однорідності змішування по об'єму суміші важливими є динамічні процеси, які мають місце при взаємодії гвинтового вала із сипким середовищем гвинтових конвеєрів-змішувачів.

Проведений аналіз досліджень динамічних процесів в гвинтових конвеєрах показує доцільність та необхідність такого напрямку в удосконаленні конструкції, робочого органу та приводного механізму гвинтового конвеєру при транспортуванні та змішуванні сипких сільськогосподарських вантажів.

## 5.2. Визначення параметрів гвинтового конвеєра

В результаті проведених розрахунків в четвертому розділі магістерської роботи обраний приводний електродвигун АР132М4У3 потужністю 11 кВт, редуктор Ц2У – 250 і пружна муфта МУВП – 125. Механічна характеристика приводного електродвигуна в координатах «ковзання – обертальний момент» наведена на рис. 5.1.



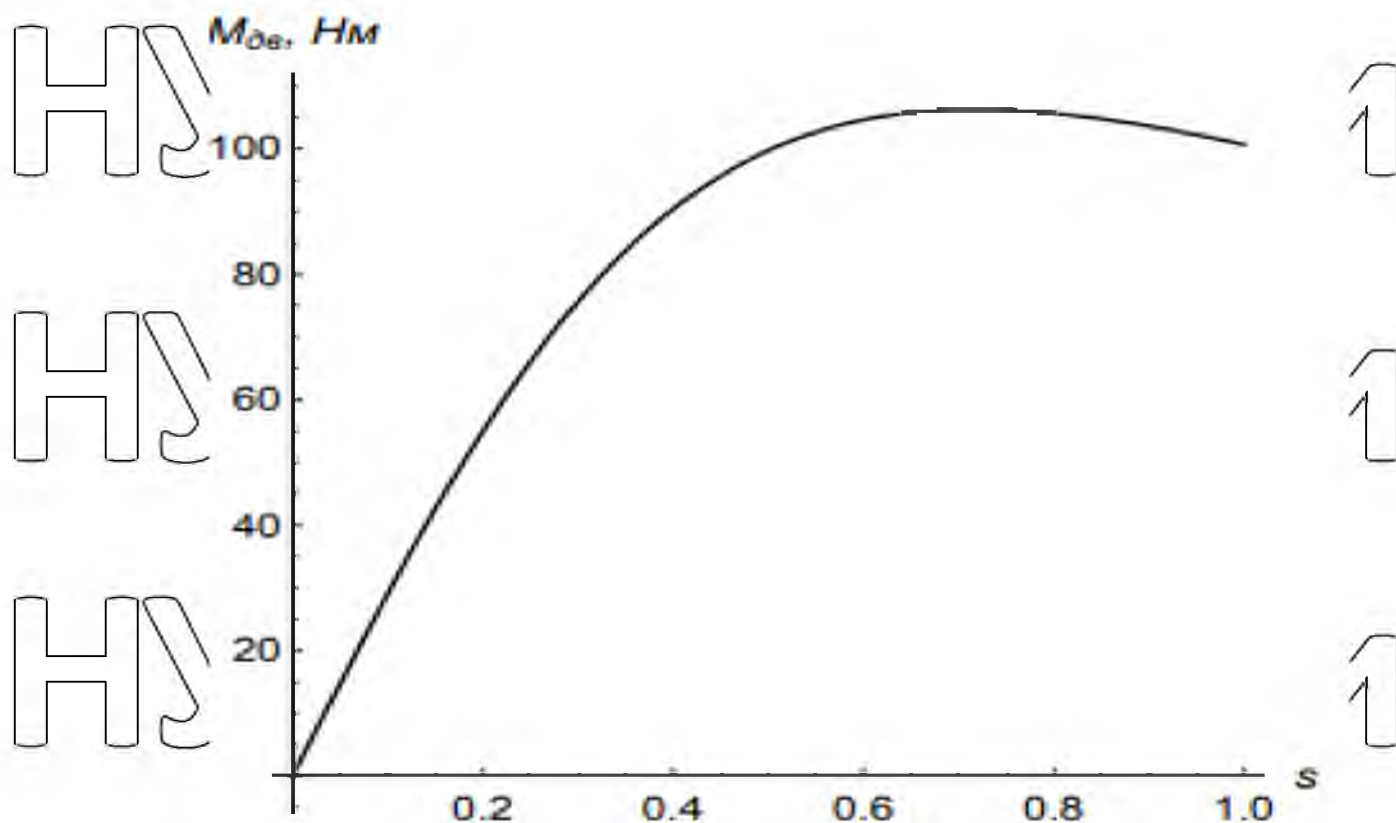


Рис. 5.1. Механічна характеристика приводного електродвигуна гвинтового конвеєра

Визначимо номінальну кутову швидкість електродвигуна гвинтового конвеєра за наступною залежністю при такому числовому значенні

$$\omega_{дв} = \frac{n_{дв} \cdot \pi}{30} = \frac{865 \cdot 3,14}{30} = 90,5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}, \quad (5.1)$$

де  $n_{дв}$  – номінальна частота обертання ротора електродвигуна.

Визначимо кутову швидкість гвинтового вала конвеєра за наступною залежністю

$$\omega_{ш} = \frac{n_{ш} \cdot \pi}{30}. \quad (5.2)$$

В результаті підстановки числових значень в залежність (5.2) знаходимо

$\omega_{ш} = 544 \cdot \frac{3,14}{30} = 57 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$   
 Передаточне відношення приводу гвинтового конвеєра за наступною залежністю при такому числовому значенні:

$$U = \frac{\omega_{дв.}}{\omega_{ш}} = \frac{90,5}{57} = 1,59.$$

Знайдемо момент на тихохідному валу редуктора за наступною залежністю при такому числовому значенні

$$M_{\text{вих.ред.}} = M_{\text{вх.ред.}} \cdot U \cdot \eta_{\text{ред.}} = M_{\text{дв.}} \cdot \eta_{\text{м.пр.}} \cdot U \cdot \eta_{\text{ред.}} = \frac{P_{\text{дв.п.}}}{\omega_{\text{дв.}}} \cdot \eta_{\text{м.п.}} \cdot U \cdot \eta_{\text{ред.}}$$

$\eta_{\text{ред.}} = \frac{3500}{90,5} \cdot 0,99 \cdot 0,43 \cdot 0,95 = 343 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (5.3)$   
 На основі проведених розрахунків приймаємо редуктор Ц2У – 250 з такими параметрами:

крутний момент на вихідному валу редуктора приймає таке значення –  
 $M=1,8$  кН·м;  
 діаметр вхідного вала редуктора – 65 мм;  
 діаметр вихідного вала редуктора – 70 мм.

Відповідно до параметрів приводу приймаємо стандартні муфти: пружна із зірочкою «Муфта 125-28-2-УЗ ГОСТ 14084-93» у якої:  
 номінальний крутний момент  $T_{кр}=125$  Н·м;  
 діаметр посадочних отворів  $d=65$  мм.

жорстка ланцюгова однорядна муфта «Муфта 2500-110-1У2 ГОСТ 207 42-75» у якої:  
 номінальний крутний момент  $T_{кр}=1000$  Н·м;  
 діаметр посадочних отворів  $d=70$  мм.

5.3. Побудова динамічної моделі гвинтового конвеєра  
 Гвинтовий конвеєр з приводним механізмом представимо як механічну систему, що складається з абсолютно твердих елементів, окрім

пружної муфти, яка з'єднує ротор електродвигуна з вхідним валом редуктора. Таким чином, в прийнятій динамічній системі гвинтового конвєсера враховується основний рух, який визначається роботою приводного електродвигуна і додатковий коливальний рух, який залежить від коефіцієнта жорсткості пружної муфти та параметрів конструкції і характеристик діючих зовнішніх навантажень. Така динамічна модель гвинтового конвєсера буде мати дві ступені вільності, тому гвинтовий конвєсер представимо у вигляді двомасової динамічної моделі. Тут до першої маси ввійдуть ротор приводного електродвигуна та півмуфта, що з ним з'єднана. До другої маси входять всі інші елементи (півмуфта з гальмівним шківом, редуктор, жорстка муфта, гвинтовий вал) і вантаж, що транспортується гвинтовим конвєсером. Вантаж являє собою зернову суміш, яка використовується для годівлі тварин.

Всі елементи приведених мас динамічної моделі приводимо до осі пружної муфти, причому ротор електродвигуна приводиться до півмуфти, яка з ним з'єднана, а всі інші елементи конвєсера та вантаж приводяться до другої півмуфти, яка з'єднана з вхідним валом редуктора. Таким чином, побудована двомасова динамічна модель гвинтового конвєсера, графічне зображення якої представлено на рис. 5.2.

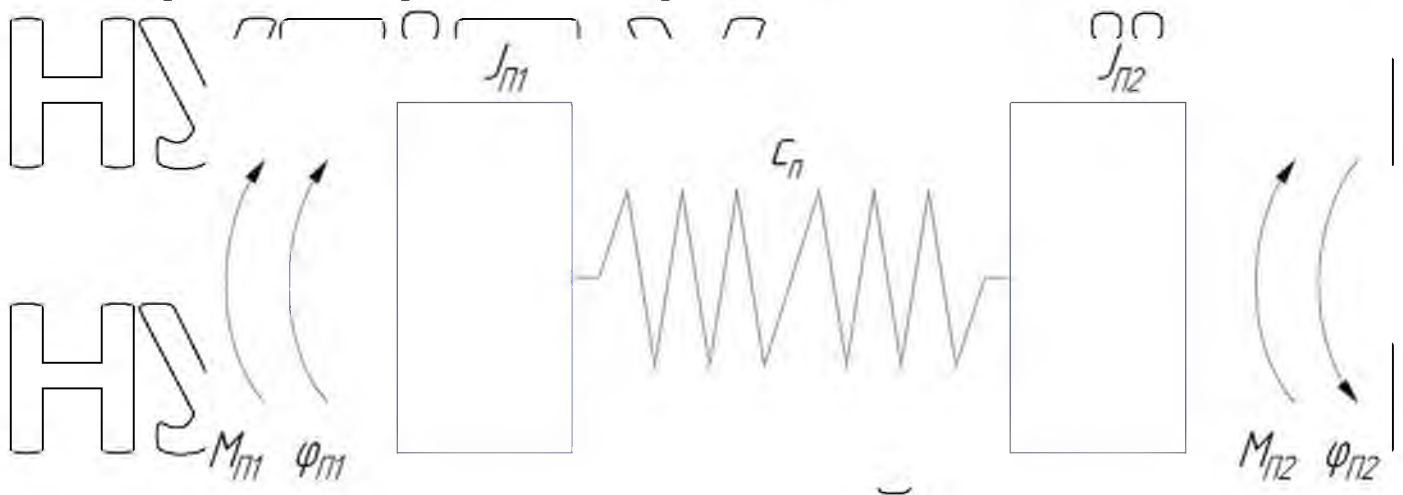


Рис. 5.2. Двомасова динамічна модель гвинтового конвєсера

В представленій на рис.5.2 динамічній моделі гвинтового конвеєра прийняті наступні позначення:  $J_{П1}$  та  $J_{П2}$  – відповідно приведені до осі пружної муфти моменти інерції першої та другої приведених мас гвинтового конвеєра;  $C_n$  – коефіцієнт жорсткості пружної муфти, що з'єднує вал електродвигуна з вхідним валом редуктора;  $M_{П1}$  та  $M_{П2}$  – відповідно приведені до осі пружної муфти рушійний момент електродвигуна та момент, що діє на другу зведену масу від дії сил опору, що діють на гвинтовий вал конвеєра;  $\varphi_{П1}$  – кутова координати повороту першої півмуфти приводного механізму ( першої зведеної маси);  $\varphi_{П2}$  – кутова координати повороту другої півмуфти приводного механізму (другої зведеної маси). До першої приведеної маси динамічної моделі входять ротор електродвигуна та півмуфта, що з ним з'єднана. До другої приведеної маси динамічної моделі входять півмуфта, що з'єднана з вхідним валом редуктора, редуктор, жорстка муфта, що з'єднує вихідний вал редуктора з гвинтовим валом і сипкий вантаж, що транспортується і переміщується.

Для визначення моменту інерції першої приведеної маси прирівнюємо кінетичну енергію першої частини реального гвинтового конвеєру  $T_1$  до кінетичної енергії першої приведеної маси динамічної моделі  $T_{екв}$ . Після чого будемо мати

$$T_1 = T_{екв} \quad (5.4)$$

З рівняння (5.4) з урахуванням виразів кінетичних енергій визначаємо величину моменту інерції першої приведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра, яка визначається за наступною залежністю при такому числовому значенні

$$I_{П1} = I_{дв} + \frac{1}{2} I_{м.п.} = 0,04 + 0,004 = 0,044 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (5.5)$$

Таким же чином визначаємо момент інерції другої приведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра. Тут кінетичну енергію другої приведеної маси динамічної моделі прирівнюємо до кінетичної енергії

другої частини реального механізму гвинтового конвеєра, які представляються такими виразами:

$$T_e = \frac{1}{2} * I_{п2} * \omega_{дв}^2; \quad (5.6)$$

$$\begin{aligned}
 T_{2p} &= \frac{1}{2} * I_{м.ж.} * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_2 * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_m * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_{зуб.} * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} I_{м.ж.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} * I_{к.б.} * \omega_{к.б.}^2 + \frac{1}{2} * m * V^2 \\
 &= \frac{1}{2} * I_{м.п.} * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} * I_2 * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} * I_m * \omega_{дв}^2 + \frac{1}{2} * I_{зуб.} * \left(\frac{\omega_{дв}}{U}\right)^2 \\
 &= I_{м.ж.} * \left(\frac{\omega_{бв}}{U}\right)^2 + I_{п.б.} * \left(\frac{\omega_{дв}}{U}\right)^2 + m * \left(\frac{\omega_{дв}}{U} * \frac{D_{п.б.}}{2} * \frac{1}{4}\right)^2 \\
 &= \frac{1}{2} \omega_{дв}^2 * \left( \frac{I_{м.п.}}{2} + I_2 + I_m + I_{зуб.} * \frac{1}{U^2} + I_{м.ж.} * \frac{1}{U^2} + I_{п.б.} * \frac{1}{U^2} + m * \frac{1}{U^2} * \frac{D_{п.б.}^2}{4} \right) \\
 &= \frac{1}{2} \omega_{дв}^2 * \left( \frac{1}{16} \right). \quad (5.7)
 \end{aligned}$$

Після прирівнювання виразів (5.6) та (5.7) з отриманого рівняння

визначаємо педений момент інерції другої приведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра

$$I_{п2} = \frac{I_{м.п.}}{2} + I_2 + I_{ш} + I_{з.к} * \frac{1}{U^2} + I_{к.б.} * \frac{1}{U^2} + m * \frac{1}{U^2} * \frac{D_{к.б.}}{4} * \frac{1}{16}.$$

(5.8)

В результаті підстановки числових значень параметрів гвинтового конвеєра у вираз (5.8) знайдемо числове значення моменту інерції другої приведеної маси

$$I_{п2} = \frac{0,044}{2} + 0,006 * 0,004 + 0,012 + 0,044 * \frac{1}{1000} + 0,016 * \frac{1}{1000} +$$

$$\begin{aligned}
 &1000 * \frac{1}{1000} * 0,0625 * \frac{1}{16} = 0,022 + 0,006 * 0,004 + 0,012 + 0,000044 + \\
 &0,000016 + 1 * 0,0625 * 0,0625 = 0,03799025 = 0,038 \text{ кг} * \text{м}^2.
 \end{aligned}$$

Момент сил опору повороту гвинтового валу з вантажем, приведений до осі повороту пружної муфти, дорівнює приведеному моменту сил другої маси динамічної моделі і представляється залежністю

$$M_2 = m * g * \frac{1}{4} * \frac{P}{2} * \frac{1}{U} / (\eta_{\text{пол.}} * \eta_{\text{м.ж.}} * \eta_{\text{ред.}} * \eta_{\text{бар.}} * \eta_{\text{м.п.}} * \eta_{\text{під.}})$$

(5.9)  
В результаті підстановки числових значень параметрів гвинтового конвеєра у вираз (5.9) знайдемо числове значення моменту сил другої приведеної маси, який набуває такого значення

$$M_2 = 1000 * 9,8 * \frac{1}{4} * \frac{0,25}{2} * \frac{1}{10} / (0,98 * 0,99 * 0,97 * 0,99 * 0,99) = 33,2 \text{ Н} * \text{м.}$$

Коефіцієнт жорсткості пружної муфти визначається за такою формулою

$$c = \frac{M_{\text{макс.дв.}}}{\Delta\varphi} \quad (5.10)$$

В результаті підстановки числових значень параметрів гвинтового конвеєра у вираз (5.10) знайдемо числове значення коефіцієнту жорсткості пружної муфти, яке приймає таке значення:

$$\omega = \frac{865 * 3,14}{30} = 90,5 \text{ Рад/с;}$$

$$c = \frac{M_{\text{ном.}} * \lambda}{\Delta\varphi} = \frac{P_{\text{ном.}} * \lambda}{\omega * \Delta\varphi} = \frac{3500 * 2,75}{\frac{3 * 3,14}{180} * 0,05} = \frac{106,35}{0,05} = 2127 \frac{\text{Н} * \text{м}}{\text{Рад}} \quad (5.11)$$

Синхронна кутова швидкість ротора електродвигуна гвинтового конвеєра визначається за наступною залежністю при такому числовому значенні

$$\omega_0 = \frac{2\pi f}{p} = \frac{2 * 3,14 * 50}{3} = 104,6 \text{ Рад/с.} \quad (5.12)$$

Номинальне ковзання електродвигуна гвинтового конвеєра визначається за наступною залежністю при такому числовому значенні

$$S_{\text{ном}} = \frac{\omega_0 - \omega_{\text{ном}}}{\omega_0} = \frac{104,6 - 90,5}{104,6} = 0,13. \quad (5.13)$$

Критичне ковзання електродвигуна визначається наступною залежністю при такому числовому значенні

$$S_{\text{кр}} = S_{\text{ном}} (1 - \sqrt{\lambda^2 - 1}) = 0,13 (1 - \sqrt{2,75^2 - 1}) = 0,33. \quad (5.14)$$

Рухий момент на валу приводного електродвигуна гвинтового

конвеєра визначається за рівнянням Клосса, яке має такий вигляд

$$M_{\text{об.}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{\frac{S}{S_{\text{кр}}} + \frac{S_{\text{кр.}}}{S}}, \quad (5.15)$$

Тут  $S$ ,  $S_{\text{кр}}$  – поточне та критичне ковзання електродвигуна гвинтового конвеєра.

#### 5.4. Побудова математичної моделі гвинтового конвеєра

Використовуючи динамічну модель гвинтового конвеєра (рис 5.2)

та принцип динамічної рівноваги Даламбера, побудуємо математичну модель гвинтового конвеєра. Для цього розглянемо динамічну рівновагу

кожної з мас двомасової динамічної моделі з прикладеними до них зовнішніми силами, силами інерції кожної з мас, а також моменту сил реакції

зв'язку між приведеними масами динамічної моделі. В цьому випадку приведені маси динамічної моделі будуть мати вигляд, який показано на рис. 5.3 та рис. 5.4.

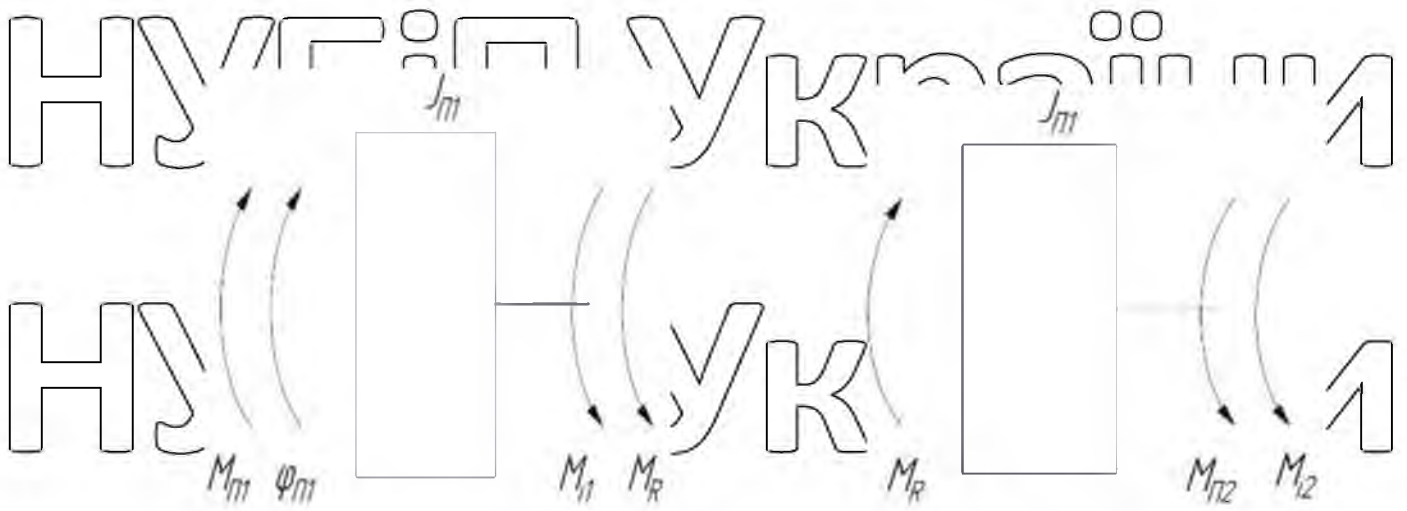


Рис. 5.3. Перша маса моделі

Рис. 5.4. Друга маса моделі

Для кожної з відокремлених мас, представлених на рис. 5.3 та рис. 5.4, складемо рівняння динамічної рівноваги діючих моментів сил. В результаті чого отримаємо таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} M_{\Pi 1} - M_{i1} - M_R = 0; \\ M_R - M_{i2} - M_2 = 0. \end{cases} \quad (5.16)$$

Тут  $M_{i1}$  – момент сил інерції першої приведенної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра;  $M_{i2}$  – момент сил інерції другої приведенної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра;  $M_R$  – момент сил реакції пружного зв'язку приведених мас динамічної моделі. Моменти сил інерції та момент сил реакції пружного зв'язку між масами динамічної моделі визначаються такими виразами:

$$M_{i1} = J_{\Pi 1} \cdot \ddot{\varphi}_1 \quad (5.17)$$

$$M_{i2} = J_{\Pi 2} \cdot \ddot{\varphi}_2 \quad (5.18)$$

$$M_R = C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2). \quad (5.19)$$

В результаті підстановки виразів (5.17),..., (5.19) в систему рівнянь (5.16) будемо мати таку систему диференціальних рівнянь другого порядку:



$$\begin{cases} M_{П1} - J_{П1} \ddot{\varphi}_1 - C_n(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ C_n(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{П2} - J_{П2} \ddot{\varphi}_2 = 0 \end{cases} \quad (5.20)$$

Отриману систему диференціальних рівнянь (5.20) представимо в наступному виді:

$$\begin{cases} J_{П1} \ddot{\varphi}_1 = M_{П1} - C_n(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_{П2} \ddot{\varphi}_2 = -M_{П2} + C_n(\varphi_1 - \varphi_2) \end{cases} \quad (5.21)$$

Система диференціальних рівнянь (5.21) є нелінійною системою диференціальних рівнянь другого порядку з постійними коефіцієнтами. В

отриманій системі рівнянь нелінійність викликана нелінійністю рушійного моменту приводного електродвигуна відносно кутової швидкості першої узагальненої координати, який описується рівнянням Кюсса. Розв'язувати таку систему рівнянь (5.21) аналітичними методами немає можливості, тому необхідно скористатись чисельними методами, розробленими в програмному середовищі Wolfram Mathematica.

### 5.5. Динамічний аналіз режиму руху гвинтового конвеєра

Після розв'язування нелінійної системи диференціальних рівнянь (5.21) чисельними методами в програмному середовищі Wolfram Mathematica розраховані і побудовані графічні залежності кінематичних (рис.5.5 – 5.8), силових (рис.5.9 – 5.10) та енергетичних (рис.5.11) характеристик гвинтового конвеєра.

НУБІП України

НУБІП України

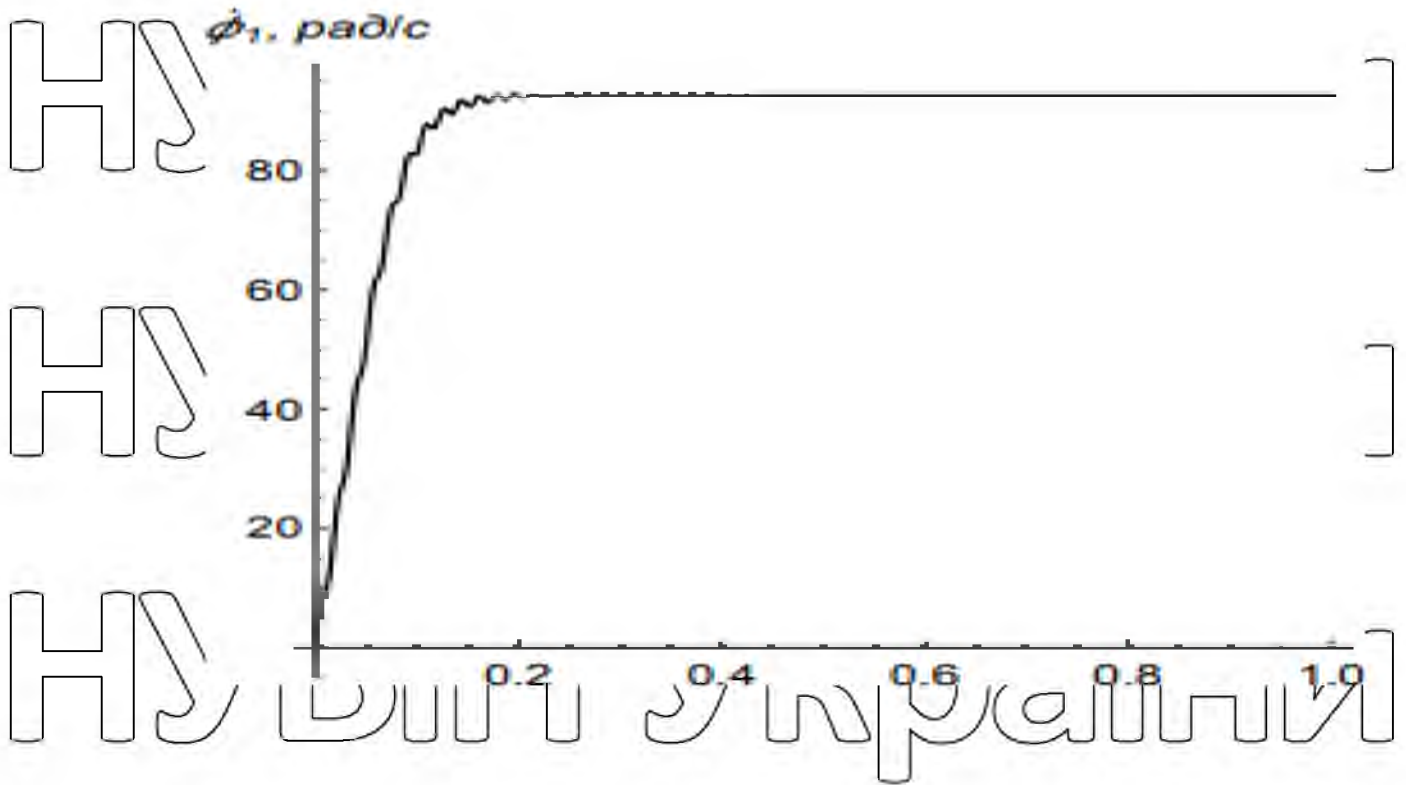


Рис 5.5. Графік кутової швидкості першої приведеної маси конвеєра

З графічної залежності кутової швидкості ротора електродвигуна (рис.5.5) видно, що спостерігаються незначні високочастотні коливання на ділянці пуску, які до виходу на усталений рух досить швидко затухають.

Після 0,4 с руху коливання кутової швидкості ротора електродвигуна не спостерігаються.

Аналогічна картина спостерігається під час зміни кутової швидкості другої приведеної маси (рис.5.6), але тут має місце трохи більша амплітуда високочастотних коливань в порівнянні з першою приведеною масою.

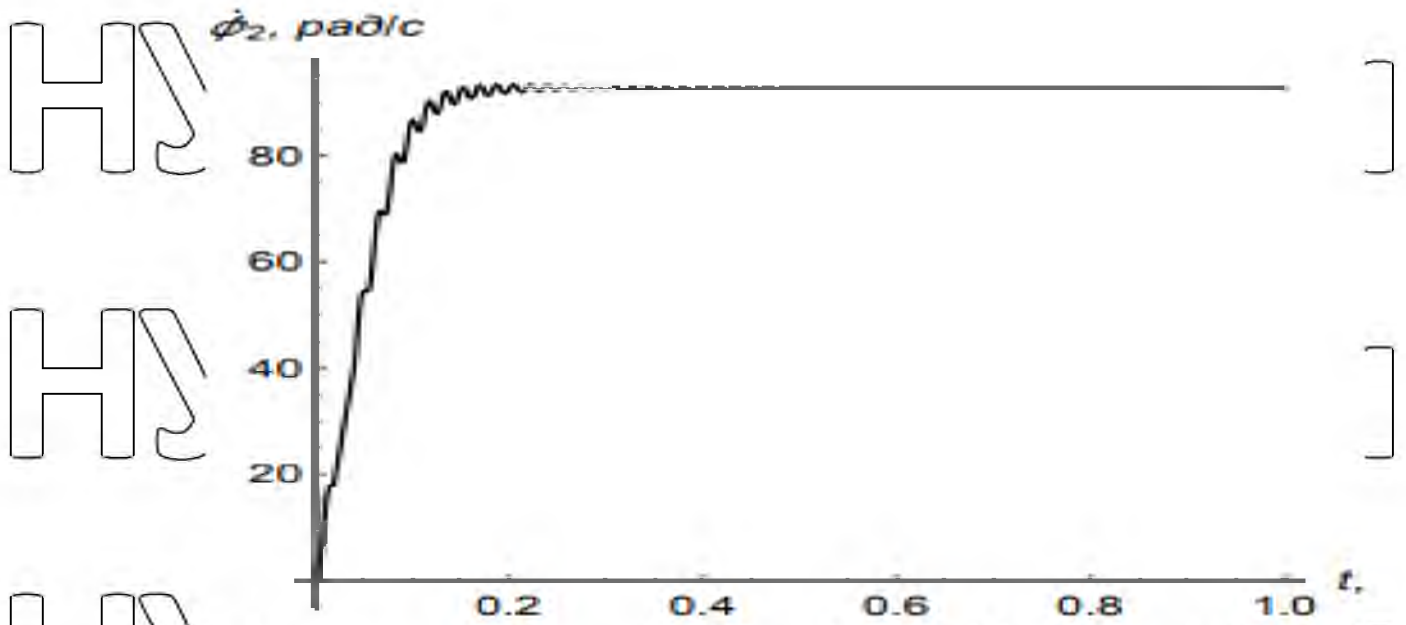


Рис 5.6. Графік кутової швидкості другої приведенної маси конвертера

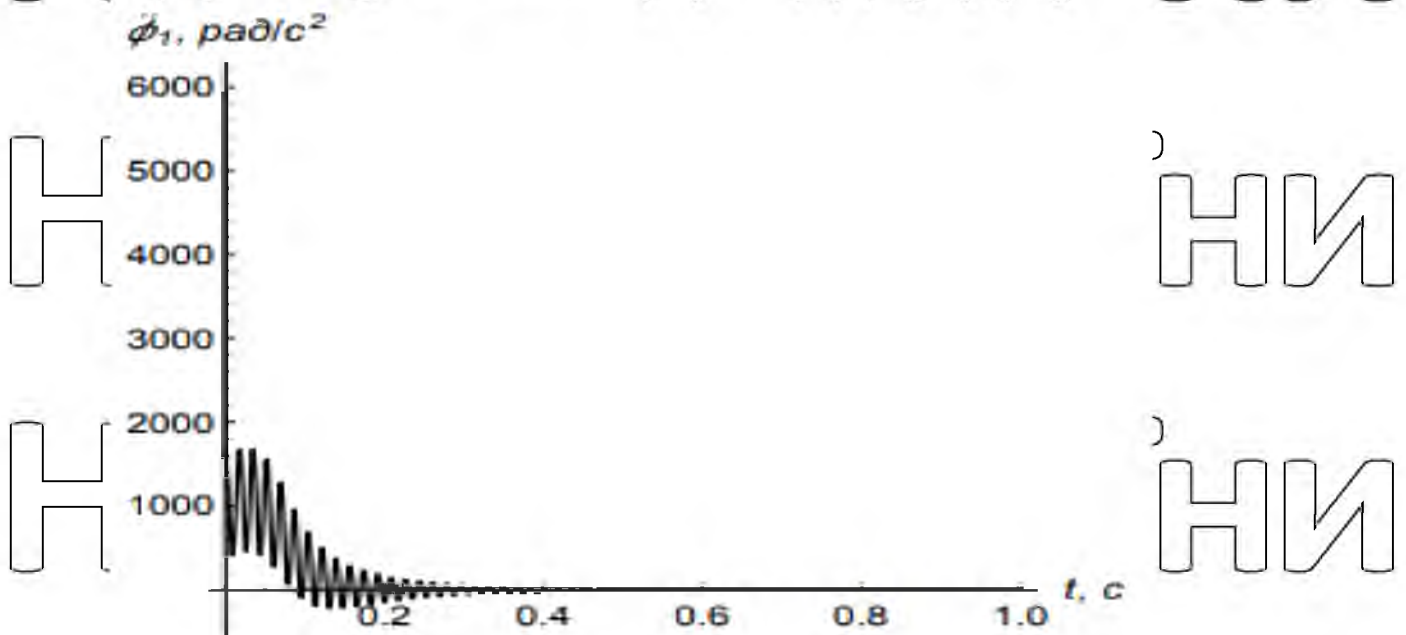


Рис 5.7. Графік кутового прискорення першої приведенної маси конвертера

На графіку прискорень ротора електродвигуна (першої зведеної маси), який наведений на рис.5.7, можна спостерігати високочастотні коливання, де максимальне значення прискорення досягає 1700 рад/с<sup>2</sup>. Ці коливання десь до 0,5 с затухають.

Амплітуда високочастотних коливань прискорень другої зведеної маси (рис. 5.8) незначно перевищує аналогічне значення першої маси. Тут максимальне значення кутового прискорення становить 2300 рад/с<sup>2</sup> і затухають коливання також до 0,5 с руху.

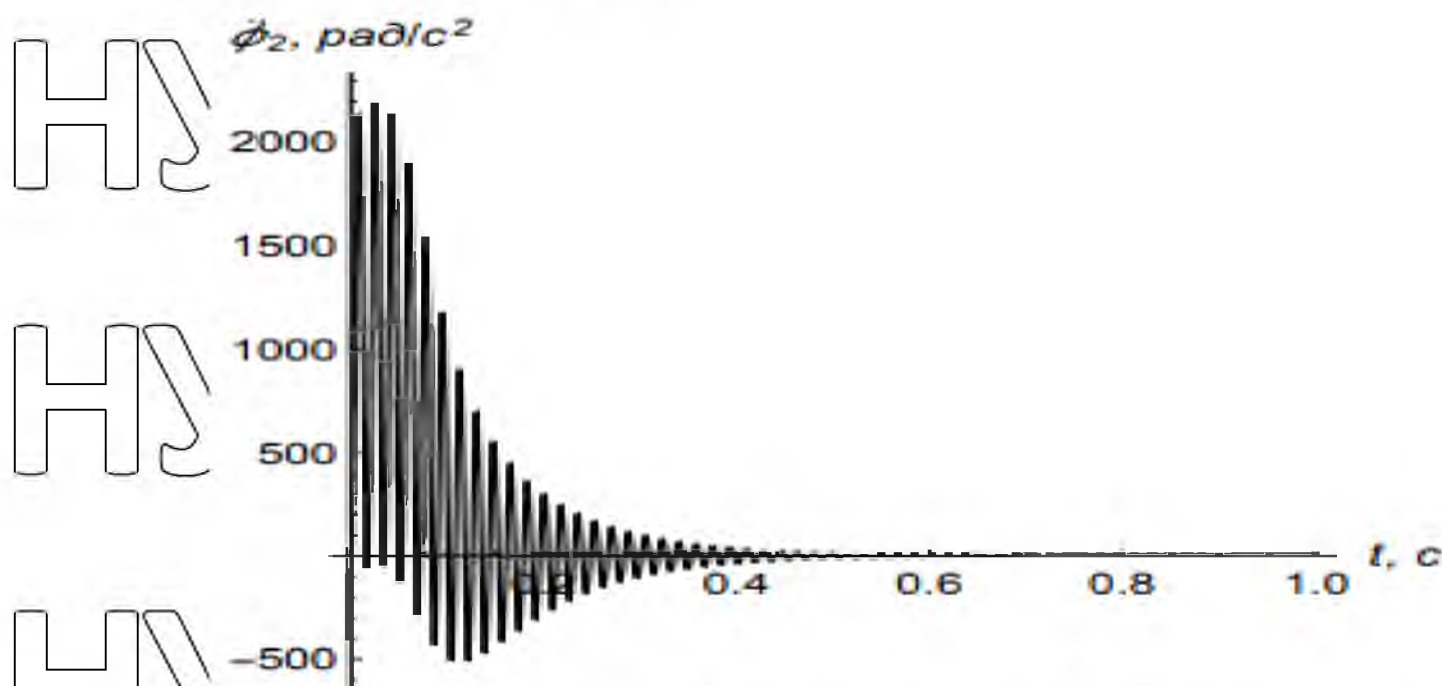


Рис. 5.8. Графік кутового прискорення другої зведеної маси конвєсера

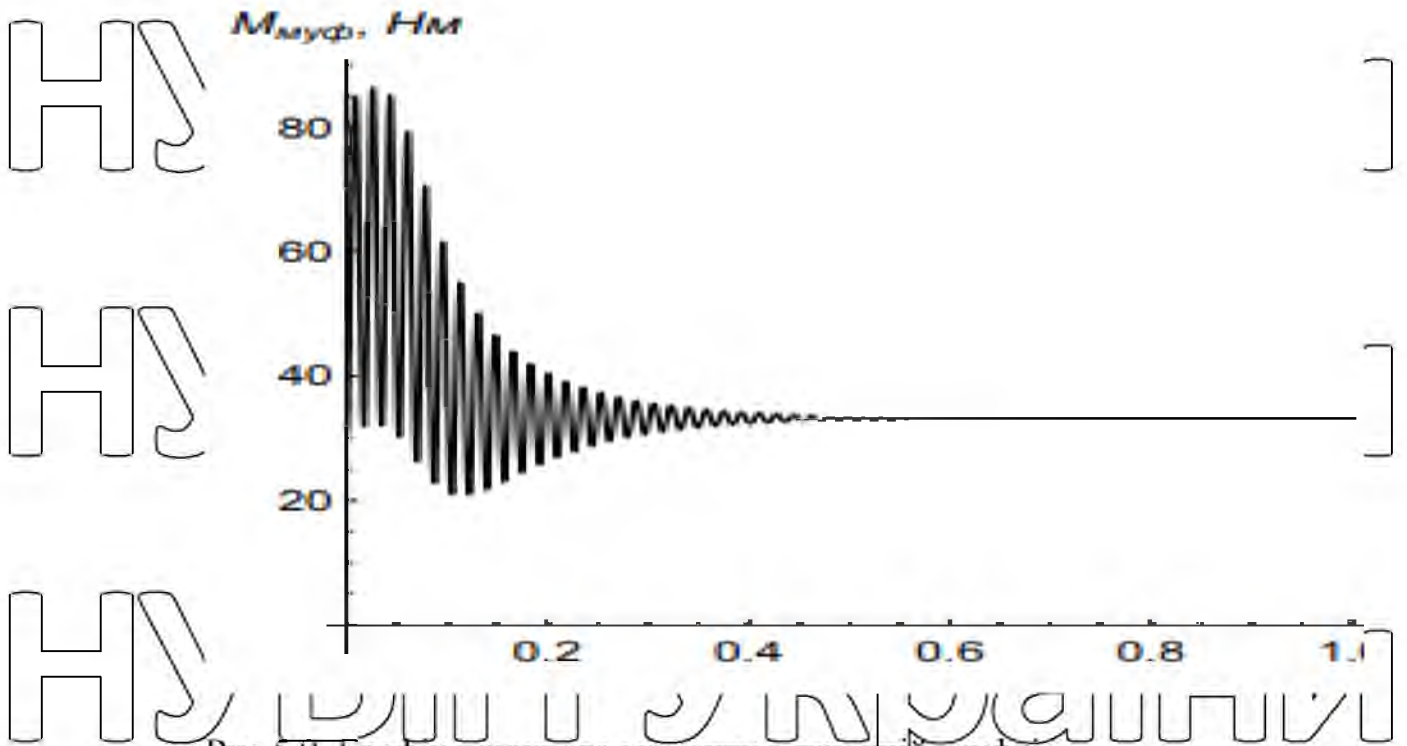
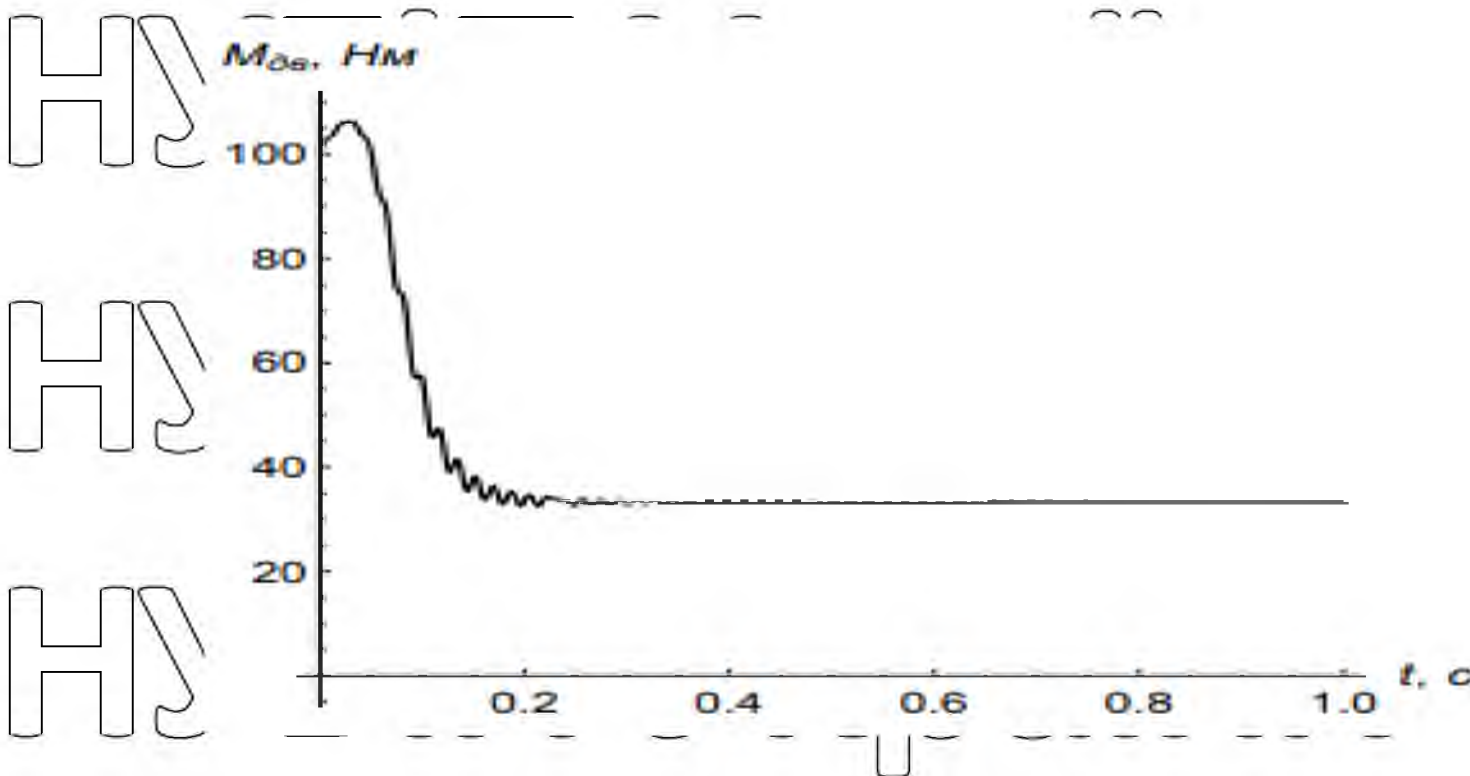


Рис 5.9. Графік пружного моменту в пружній муфті

В пружній муфті приводу гвинтового конвеєра (рис.5.9) мають місце високочастотні коливання моменту, де максимальне значення пружного моменту становить 85 Н\*м і в 2,4 рази перевищує своє ustalone значення. Тут коливання пружного моменту затухають десь до 0,6 с руху.



# НУБІП України

Рис 5.10. Графік рушійного моменту приводного електродвигуна

Рушійний момент приводного електродвигуна (рис.5.10)

змінюється від максимального 107 Н\*м до усталеного 38 Н\*м значення з незначною амплітудою високочастотних коливань, які затухають до 0,5 с руху. При цьому русі максимальне значення рушійного моменту в 2,8 рази перевищує усталене значення.

# НУБІП України

Зміна потужності приводного електродвигуна ( рис.5.11) також

пов'язана з незначними високочастотними коливаннями, в яких амплітуда коливань приймає найбільші значення під час завершення процесу пуску. Тут максимальне значення потужності в 1,8 рази перевищує усталене значення.

# НУБІП України

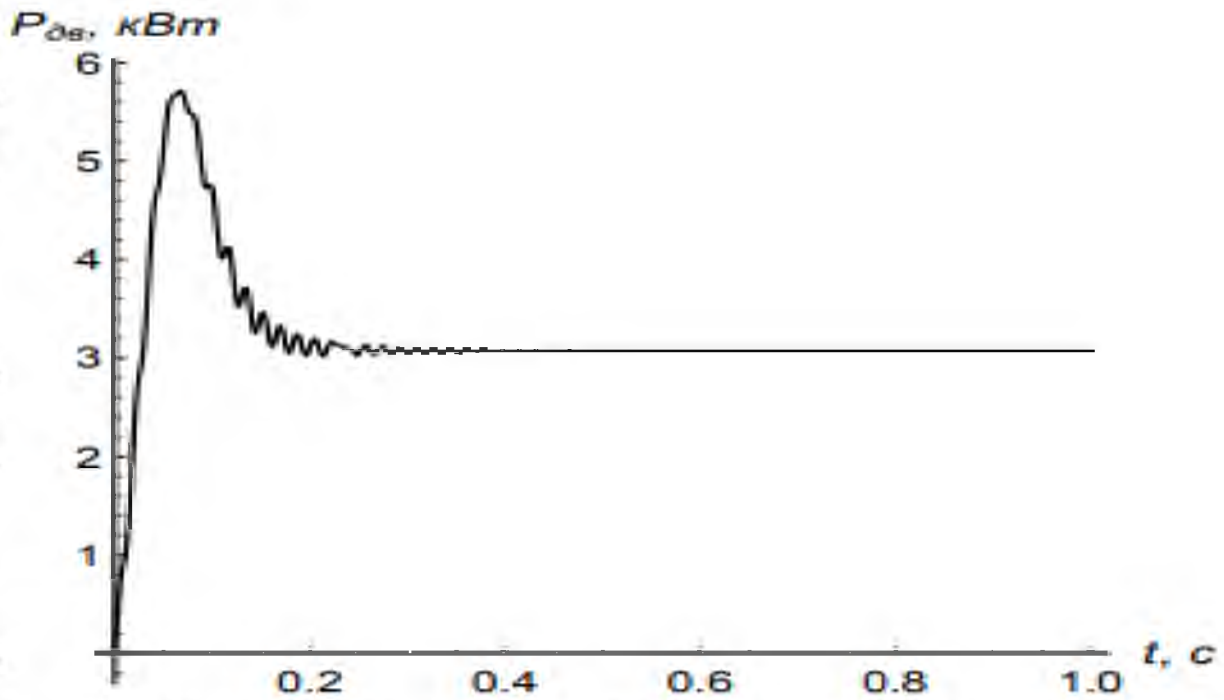


Рис 5.11. Графік потужності приводного механізму конвеєра

# НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 6. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ  
ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

### 6.1. Обґрунтування вибору критерію оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра

В попередньому розділі проведено динамічний аналіз режиму руху гвинтового конвеєра при транспортуванні сипких вантажів. З приведеного аналізу можна зробити висновок, що в пружній муфті приводу гвинтового конвеєра мають місце значні динамічні коливальні навантаження, максимальні значення яких значно перевищують номінальне значення на ділянці усталеного руху гвинтового конвеєра. З розгляду на покращення режиму роботи гвинтового конвеєра виникає потреба в мінімізації коливальних динамічних навантажень під час процесу пуску конвеєра. Такі навантаження руйнують шляхом втомного зношування елементи приводу та шнекового робочого органу. Крім того наявність змінних коливальних навантажень негативно впливає на процес транспортування зернового

матеріалу, який втрачає свої якісні характеристики шляхом пошкодження зернової плівки.

Для мінімізації динамічних навантажень і усунення коливань

ланок приводного механізму та шнекового робочого органу разом з зерновим

матеріалом виникає потреба в оптимізації режиму пуску приводу, бо саме на

цій ділянці руху гвинтового конвеєра виникають найбільші динамічні навантаження коливального характеру зі значною амплітудою коливань.

Усунення таких динамічних навантажень дасть можливість забезпечити

рівномірний рух транспортуємого зернового матеріалу і таким чином

зменшиться його руйнування під час транспортування. Крім того, зменшення

динамічних навантажень приводить до підвищення надійності рамної конструкції, приводного механізму та шнекового робочого органу. Саме на

ділянці пуску виникають найбільші динамічні навантаження в пружному

елементі (муфті) приводу. Такі навантаження носять аперіодичний

коливальний характер, що досить негативно впливає на втомне руйнування елементів приводу, шнекового робочого органу та конструкції гвинтового

конвеєра. При цьому знижується надійність та довговічність роботи

гвинтового конвеєра, а також збільшуються енергетичні витрати приводу.

Виходячи з наведеного, критерій оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра повинен враховувати пружні характеристики приводного механізму на всій ділянці руху в період процесу пуску. Оскільки критерій повинен

відображати динамічні навантаження протягом усього процесу пуску, то він

повинен носити інтегральний характер. Більше того, він повинен

відображати основні параметри та характеристики гвинтового конвеєра, тому має ґрунтуватись на його динамічній моделі і відображати усі динамічні

процеси протягом руху. Оскільки критерій повинен оцінювати режим руху

гвинтового конвеєра, виражатись конкретним числом, то він повинен бути

виражений у вигляді конкретного числового значення за час руху. Тому

найбільш доцільною формою критерію оптимізації є його інтегральна форма,



коли динамічні характеристики гвинтового конвеєру представляються у вигляді інтегралу за часом протягом тривалості руху.

На основі наведених аргументів за критерій оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра на ділянці пуску використаємо середньоквадратичне значення пружного моменту в приводі гвинтового конвеєра протягом процесу пуску. В цьому випадку критерій оптимізації представляється у вигляді визначеного інтегралу за часом протягом процесу пуску конвеєра і має такий вигляд

$$(6.1) \quad M_{pc} \equiv \left( \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M_p^2 dt \right)^{\frac{1}{2}},$$

Тут  $t$ ,  $t_1$  – координата часу та тривалість процесу пуску гвинтового конвеєра при виконанні транспортно-технологічної операції;  $M_p$  – момент сили в пружному елементі (муфті) приводу гвинтового конвеєра.

Отже, отриманий критерій оптимізації є інтегральним за формулою і виражається конкретним числом за час руху, яке відображає пружні динамічні властивості приводного механізму гвинтового конвеєра.

## 6.2. Визначення оптимального режиму руху гвинтового конвеєра

Оскільки обраний критерій оптимізації відображає небажані властивості (дно динамічних навантажень в пружному елементі приводу) гвинтового конвеєру, то в процесі оптимізації він підлягає мінімізації. Тобто треба вибрати такий режим руху гвинтового конвеєра в процесі пуску, щоб критерій (6.1) приймав мінімальне значення. Для мінімізації критерію можуть бути використані різні математичні методи, але оскільки критерій оптимізації являє собою інтегральний функціонал, то найбільш доцільним методом мінімізації критерію є метод варіаційного числення.

Сформуємо підінтегральний вираз критерію (6.1). Для цього спочатку запишемо вираз моменту сили в пружному елементі приводу гвинтового конвеєра, який виражається такою залежністю

(6.2)  $M_p = c(\varphi_1 - \varphi_2)$ , де  $c$  – коефіцієнт жорсткості пружної муфти приводу гвинтового конвеєра;  $\varphi_1, \varphi_2$  – кутові координати першої та другої зведених мас відповідно динамічної моделі гвинтового конвеєра.

З другого рівняння системи диференціальних рівнянь руху гвинтового конвеєра (5.3) визначаємо пружний момент сили, який має такий вигляд

$$M_p = c(\varphi_1 - \varphi_2) = J_{p2}\ddot{\varphi}_2 + M_{p2},$$

(6.3) де  $J_{p2}$  – момент інерції другої приведеної маси (гвинтового робочого органу з вантажем) динамічної моделі гвинтового конвеєра;  $M_{p2}$  – приведений момент сил опору повороту другої зведеної маси

(робочого органу конвеєра) динамічної моделі. Виразимо підінтегральний вираз критерію (6.1) з урахуванням залежності (6.3). Після перетворень отримаємо наступну залежність підінтегрального виразу критерію оптимізації

(6.4)  $f = (J_{p2}\ddot{\varphi}_2 + M_{p2})^2$ . Умовою мінімуму критерію (6.1), який являє собою інтегральний функціонал, є рівняння Ейлера-Пуассона.

Після підстановки в це рівняння виразу (6.4) отримаємо наступне диференціальне рівняння

(6.5)  $J_{p2}\ddot{\varphi}_2 = 0$ .

Вираз зліва в рівнянні (6.5) дорівнює нулю, коли  $\ddot{\varphi}_2 = 0$ , оскільки інші величини є інерційними характеристиками робочого органу та транспортуємого вантажу, які не можуть дорівнювати нулю. В результаті інтегрування рівняння (6.5) отримуємо наступні залежності:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 &= C_1; \\ \dot{\varphi}_2 &= C_1 t + C_2; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3; \end{aligned} \quad (6.6)$$

Тут  $C_1, C_2, C_3, C_4$  - постійні, що визначаються з крайових умов руху узагальненої координати другої маси динамічної моделі гвинтового конвеєра:

$$t=0: \varphi_2 = 0; \dot{\varphi}_2 = 0; \quad t=t_1: \varphi_2 = \omega; \ddot{\varphi}_2 = 0. \quad (6.7)$$

В умовах (6.7)  $\omega$  являє собою усталену кутову швидкість вхідного вала редуктора (другої приведенної маси динамічної моделі). Після підстановки

крайових умов (6.7) в залежності (6.6) знайдемо постійні інтегрування, які приймають такі значення:

$$C_1 = -\frac{2\omega}{t_1^2}; C_2 = \frac{2\omega}{t_1}; \quad C_3 = 0; \quad C_4 = 0. \quad (6.8)$$

Після підстановки виразів (6.8) в залежності (6.6) визначимо оптимальний динамічний режим руху гвинтового конвеєра в процесі пуску.

Отриманий режим руху забезпечує плавну зміну пружного моменту в приводному механізмі гвинтового конвеєра. При такому режимі руху усуваються коливання в пружному елементі динамічної моделі (пружний

муфті). Отже, отриманий оптимальний режим пуску гвинтового конвеєра до мінімуму зводить дію динамічних навантажень в пружній муфті.

З другого рівняння системи рівнянь (5.20) виразимо координату

першої приведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра через

координату першої приведеної маси (приводного механізму) та її похідні за часом. В результаті чого отримуємо таку залежність

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_2}{c} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}$$

(6.8)

Взявши двічі похідні за часом від виразу (6.8), отримуємо кутові швидкість та прискорення обертання першої приведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра:

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + \frac{J_{p2}}{c} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c};$$

(6.9)

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + \frac{J_{p2}}{c} \ddot{\varphi}_2.$$

(6.10)

В результаті проведених перетворень можемо визначити пружний момент в приводному механізмі та рушійний момент на валу приводного електродвигуна гвинтового конвеєра за такими залежностями:

$$M_p = J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2};$$

(6.11)

$$M_d = J_{p1} \ddot{\varphi}_d + J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}.$$

(6.12)

Тут  $J_{p1}, J_{p2}$  – моменти інерції першої та другої приведених мас динамічної моделі гвинтового конвеєра, які відображають інерційні властивості відповідно приводного механізму та гвинтового робочого органу з вантажем, що транспортується гвинтовим конвеєром;  $M_{p2}$  –

приведений до осі пружної муфти момент сил опору, що діють на робочий орган гвинтового конвеєра;  $\omega_1$  – кутова швидкість усталеного руху ротора приводного електродвигуна;  $t_1$  – тривалість процесу пуску приводу гвинтового конвеєра.

Визначимо залежність, за якою можна визначити потужність на валу приводного електродвигуна гвинтового конвеєра

$$P_d = M_d \dot{\varphi}_1 \quad (6.13)$$

### 6.3. Результати оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра

За отриманими залежностями проведені динамічні розрахунки оптимального режиму руху гвинтового конвеєра в процесі пуску та побудовані графічні залежності кінематичних (рис. 6.1 – 6.4), силових (рис. 6.5 і 6.6) та енергетичних (рис. 6.7) характеристик оптимального режиму руху.



Рис. 6.1. Графік кутової швидкості першої приведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра

Кутлова швидкість першої приведеної маси (рис.6.1) динамічної моделі гвинтового конвеєра змінюється плавно по параболическому закону до усталеної швидкості руху. Такий режим руху до мінімуму зводить дію динамічних навантажень і усуває коливання в елементах приводного механізму гвинтового конвеєра.

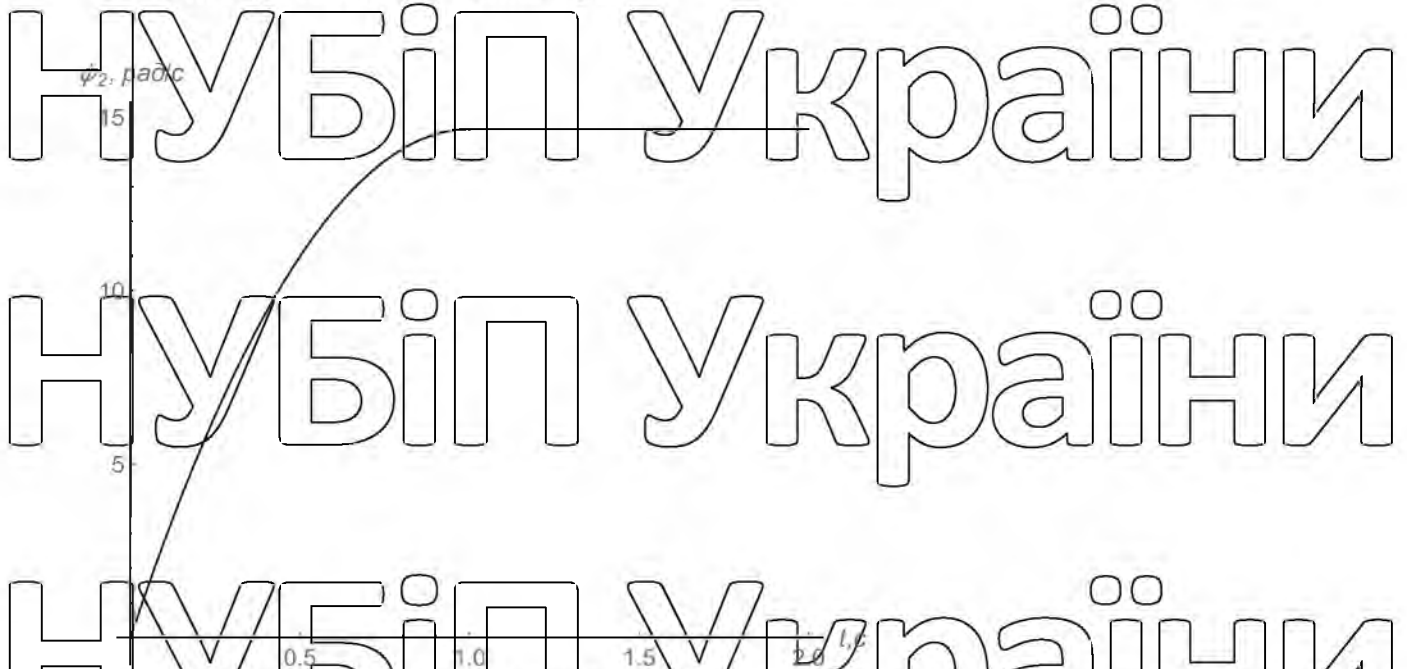
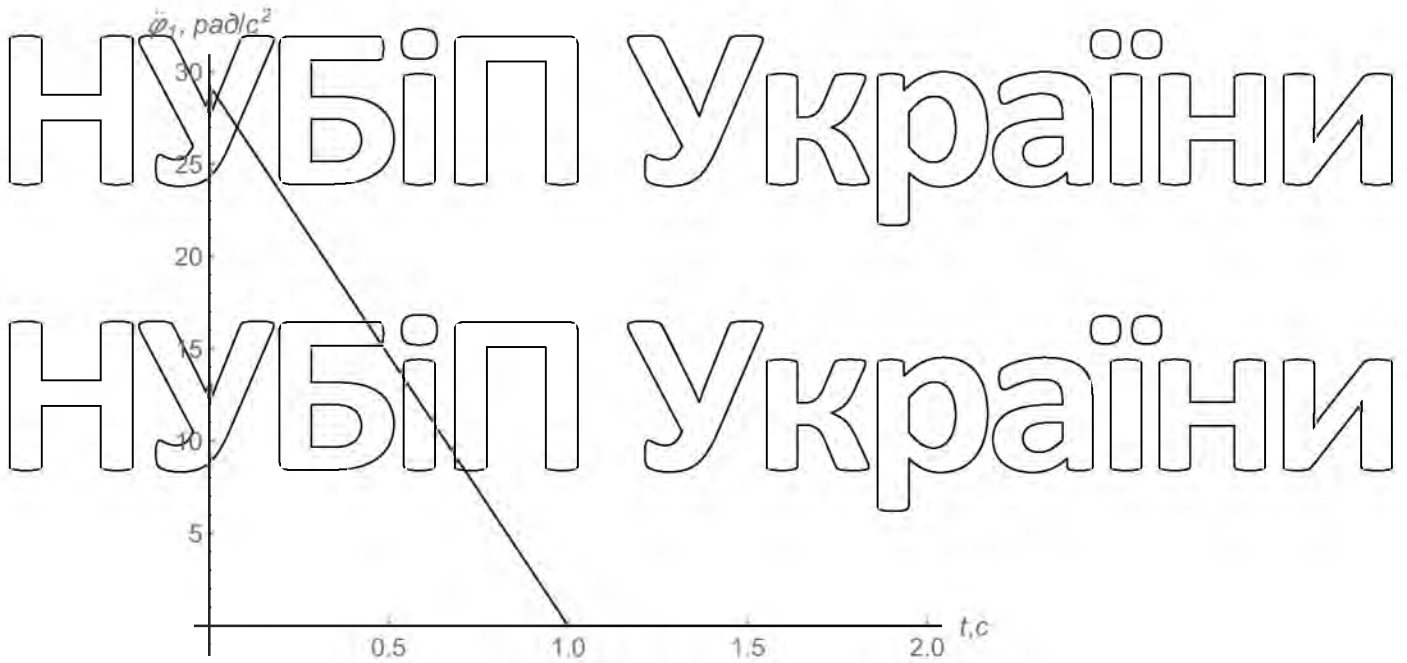


Рис.6.2. Графік куткової швидкості другої зведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра

Кутлова швидкість другої зведеної маси (рис.6.2) динамічної моделі гвинтового конвеєра також змінюється плавно по параболическому закону до усталеної швидкості руху. Такий режим оптимального руху до



мінімуму зводить динамічні навантаження в робочому органі гвинтового типу і усуває коливання в системі.

НУБІП України

Рис.6.3. Графік кутового прискорення першої зведеної маси динамічної

моделі гвинтового конвеєра

НУБІП України

Прискорення першої призведеної маси (рис.6.3) динамічної моделі гвинтового конвеєра змінюється за лінійним законом від максимального значення до нуля на всій ділянці пуску. При цьому

коливання елементів приводного механізму відсутні. Такий оптимальний режим руху покращує умови роботи приводу гвинтового конвеєра.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

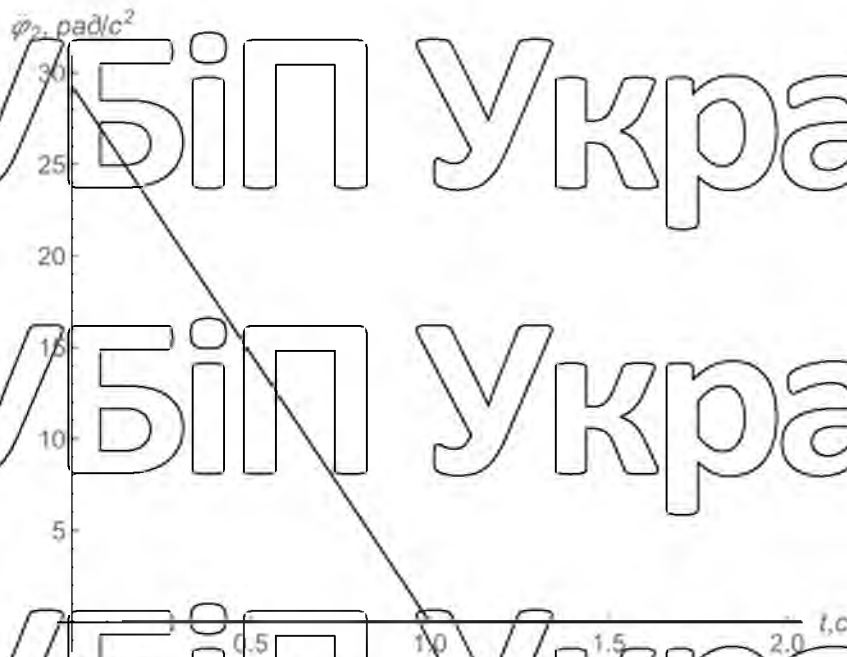


Рис.6.4 Графік кутового прискорення другої зведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра

Прискорення другої зведеної маси (рис.6.4) динамічної моделі гвинтового конвеєра також змінюється за лінійним законом від максимального значення до нуля на всій ділянці пуску. При цьому коливання елементів робочого органу гвинтового конвеєра відсутні. Такий оптимальний режим руху мінімізує динамічні навантаження в робочому органі гвинтового конвеєра.

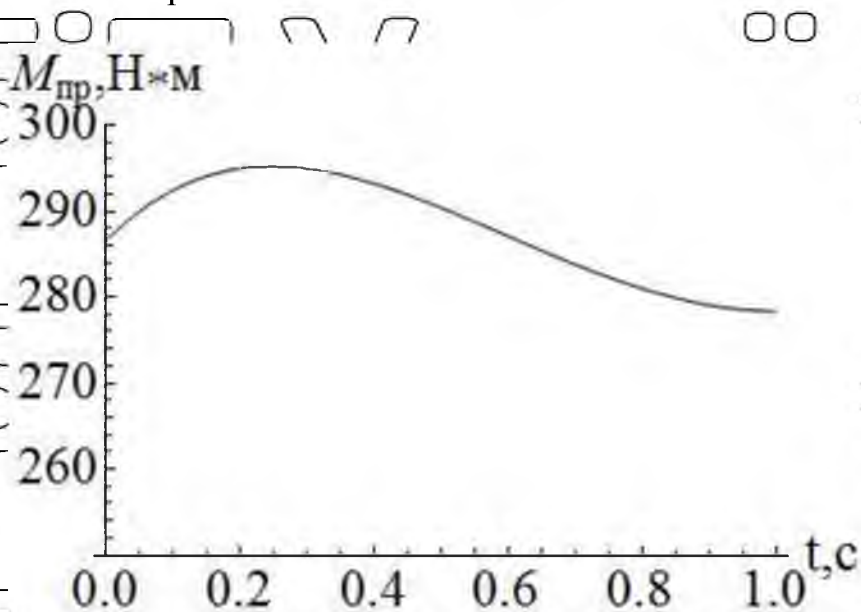


Рис.6.5. Графік зміни пружного моменту



З рис. 6.5 видно, що пружний момент в пружному елементі динамічної моделі привідного конвеєра змінюється плавно без коливань до усталеного значення. При такому оптимальному режимі руху максимальне значення пружного моменту лише на 5% перевищує його усталене значення.

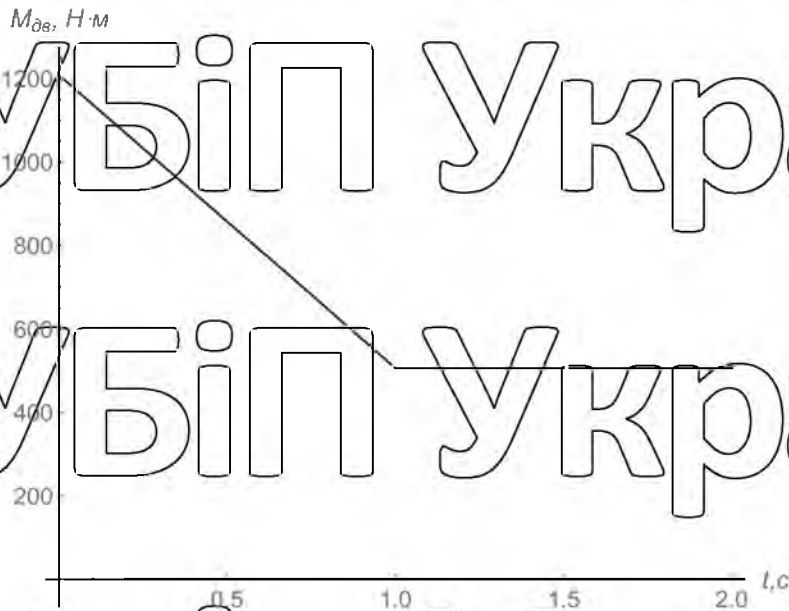


Рис. 6.6. Графік зміни пружного моменту в приводному механізмі

Рушійний момент в приводному механізмі (рис. 6.6) змінюється плавно за лінійним законом від максимального до усталеного значення під час пуску. На ділянці усталеного руху рушійний момент приймає стаціонарне значення. При цьому максимальне значення рушійного моменту в 2,4 рази перевищує його усталене значення.

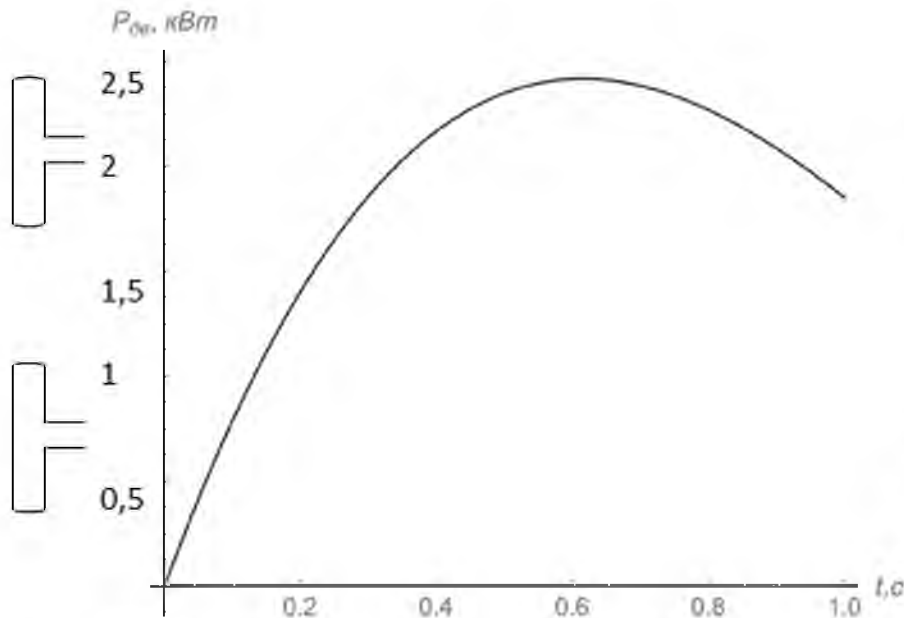


Рис. 6.7. Графік зміни потужності на валу приводного електродвигуна

Потужність на валу приводного електродвигуна (рис. 6.7) гвинтового конвеєра змінюється плавно без коливань з досягненням максимального значення під кінець пуску, після чого плавно зменшується до усталеного значення. Такий оптимальний режим руху сприяє нормальній роботі приводного електродвигуна гвинтового конвеєра.

## РОЗДІЛ 7. ОХОРОНА ПРАЦІ

### 7.1. Загальні вимоги безпеки

1.1. До обслуговування гвинтових конвеєрів допускаються особи, які досягли 18 років, які попередньо пройшли медичний огляд, а також вступний інструктаж з техніки безпеки, інструктаж на робочому місці, навчені електробезпеки за I кваліфікаційною групою, що вивчили цю інструкцію та

навчені робіт. протягом перших 2 - 5 змін під наглядом змінного майстра чи досвідченого робітника.

1.2. При обслуговуванні гвинтових конвеєрів робітник повинен знати та дотримуватися правил внутрішнього трудового розпорядку підприємства.

Куріння дозволяється лише у спеціально обладнаних місцях поза виробничими будівлями та спорудами.

1.3. Найбільшу небезпеку при обслуговуванні гвинтових конвеєрів є відсутність або несправність огорож та заземлення.

1.4. Обслуговуючий гвинтові конвеєри повинен користуватися виданим йому спецодягом: костюмом і шоломом бавовняними з пиленепроникної тканини.

1.5. Обслуговуючий гвинтові конвеєри зобов'язаний знати та виконувати правила пожежної безпеки та при виявленні у виробничих приміщеннях ознак загоряння негайно відключити електрообладнання, повідомити про загоряння у пожежну охорону підприємства та вжити заходів до гасіння пожежі наявними засобами; якщо загоряння сталося в силосі або бункері, слід вжити термінових заходів щодо евакуації всіх людей з

небезпечної зони.

1.6. При нещасному випадку необхідно негайно надати/першу (долікарську) допомогу потерпілому, при необхідності викликати лікаря, повідомити майстра, зберегти якомога обстановку на робочому місці та стан

обладнання такими, якими вони були в момент події, якщо це не загрожує здоров'ю оточуючих, не приведе до аварії та інших серйозних наслідків.

1.7. Обслуговуючий гвинтові конвеєри відповідає за порушення вимог цієї інструкції в порядку, встановленому Правилами трудового розпорядку підприємства та чинним законодавством.

2.1. Робочий, що обслуговує гвинтові конвеєри, зобов'язаний одягнути головний убір і спецодяг, ретельно заправити його, щоб не було звисаючих кінців, які можуть бути захоплені частинами машини, що обертаються. При цьому обшлага рукавів і штанів костюма повинні бути застебнуті, волосся прибрано під головний убір.

Забороняється носити поверх костюма поясні ремені, працювати у халатах, хустках.

Робочий зобов'язаний стежити за справністю свого спецодягу:

брудну - своєчасно віддавати в прання, а непридатність - замінювати.

2.2. Приймаючи зміну, робітник зобов'язаний:

2.2.1. Ознайомитися з результатами роботи попередньої зміни, дізнатися, чи були проблеми в роботі гвинтового конвеєра, їх фактори.

2.2.2. Перевірити санітарний стан та освітленість робочого місця.

2.2.3. Здійснити зовнішній огляд гвинтових конвеєрів. Усунути помічені неполадки, у разі неможливості їх усунення повідомити старшого за зміною.

2.2.4. Перевірити наявність, справність та надійність кріплення огорож. Робота стаціонарних гвинтових конвеєрів (шнеків) при відкритих кришках і відсутності огорожі частин, що обертаються, заборонена.

2.2.5. Перевірити наявність міцних ґрат відкритої частини шнека, що застосовується для завантаження в залізничні вагони або автомашини висівок, борошна та інших сипких вантажів.

2.2.6. Перевірити герметичність обладнання, повітроводів, самопливів, справність роботи аспірації.

2.2.7. Перевірити наявність та справність необхідного інструменту та інвентарю.

2.2.8. Перевірити справність переносних світильників, оснащеність їх герметизуючими ковпаками та запобіжними сітками.

2.2.9. Шляхом зовнішнього огляду встановити справність заземлення обладнання, електродвигунів.

2.3. У гвинтових конвеєрах повинні бути встановлені датчики підпору, що вимикають конвеєр при переповненні короба.

### 7.3. Вимоги безпеки під час роботи

3.1. Робочий повинен стежити за технічною справністю гвинтового конвеєра: гвинт шнека не повинен зачіпати за дно та стінки короба. Кришки короба та оглядові лючки повинні бути щільно закриті міцними кришками, що виключають виділення пилу.

3.2. Необхідно стежити за нагріванням підшипників. Температура корпусу підшипника має перевищувати  $60^{\circ}\text{C}$ .

3.3. Змащування проміжних підшипників повинно проводитись через масляни, встановлені зовні короба.

3.4. Забороняється під час роботи конвеєра виконувати будь-які ремонтні роботи, відкривати кришки короба, змащувати підшипники роликів, мастильним матеріалом, знімати огороження приводу.

### 7.4. Вимоги безпеки в аварійній ситуації

4.1. У разі зупинки шнека із запресованим продуктом (завалу) необхідно:

відключити електродвигун приводу шнека від силової мережі шляхом

натискання кнопки «Стоп», вивісити табличку "Не вмикати. Працюють люди!"

дочекатися повної зупинки;

відкрити випускні люки та випустити продукт;  
вибрати продукт із короба спеціальним скребком, не повертаючи,  
шнек силою.

Після закінчення очищення перевірити справність пір'я шнека та  
відсутність сторонніх предметів усередині короба конвеєра, ретельно закрити  
всі кришки та лючки та пустити конвеєр у роботу.

### 7.5. Вимоги безпеки після закінчення роботи

5.1. Після закінчення зміни необхідно упорядкувати робоче місце,  
устаткування, що обслуговується, і здати зміну.

5.2. Про всі несправності та виявлені порушення техніки безпеки  
повідомити старшого за зміною.

5.3. Перед перевдяганням у власний одяг прийняти гігієнічний душ.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## ВИСНОВКИ

Під час виконання магістерської роботи проведений аналіз існуючих конструкцій гвинтових конвеєрів та їхніх складових елементів. В результаті проведеного аналізу виявлені перспективні конструкції гвинтових конвеєрів, які дозволили розробити нову конструкцію гвинтового конвеєра. Також проведені розрахунки елементів розробленої конструкції гвинтового конвеєра, які дозволили забезпечити необхідну міцність його елементів. Проведені енергетичні розрахунки, на основі яких розроблено приводний механізм гвинтового конвеєра.

При роботі гвинтових конвеєрів в приводному механізмі та робочому органі виникають значні динамічні навантаження. Щоб виявити характер зміни динамічних навантажень і величину цих навантажень в магістерській роботі проведені динамічні дослідження. Для проведення таких досліджень здійснено динамічне моделювання гвинтових конвеєрів.

На основі побудованої математичної моделі гвинтового конвеєра проведений його динамічний аналіз, в результаті якого встановлено, що під час пуску гвинтового конвеєра виникають високочастотні коливання зі значними амплітудними значеннями навантажень в пружних елементах. Для зменшення навантажень та усунення коливань ланок гвинтового конвеєра проведено оптимізацію режиму руху приводного механізму гвинтового конвеєра під час процесу пуску. В результаті проведеної оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра зменшились динамічні навантаження і вдалось усунути високочастотні коливання.

В магістерській роботі також розроблені заходи з охорони праці та проведені економічні розрахунки при розробці конструкції гвинтового конвеєра.

Розроблену і досліджену конструкцію гвинтового конвеєра можна застосовувати для транспортування сипких та дрібно кускових вантажів. А

також матеріалів близьких за властивостями з розрахунковими. Що є показником універсальності розробленого гвинтового конвеєра.

НУБІП УКРАЇНИ

Н ]

Н ]

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

# НУБІП України

1. Новіков Є.Р., Хренов Є.І. Гвинтові конвеєри і транспортують труби.

Основи підбору і розрахунку елементів конструкції і приводу: навч. посібник. - Ярославль: Видання: ЯГТУ, 2008. - 86 с.

# НУБІП України

2. Співаковский, А.О. Транспортуютъ машини: Посібник для машинобудівних вузів / А.О. Співаковский, В.К. Дьячков. - 3-е вид. перораб. -

М.: Машинобудування, 1983. - 487с.

# НУБІП України

3. Красніков, В.В. Підійомно-транспортні машини. - 3-е вид., перораб. и доп. - М.: Колос, 1981. - 263 с.

4. Дунаев, П.Ф. Конструювання вузлів і деталей машин: Наук. посібник для техн. спец. вузів / П.Ф. Дунаев, О.П. Льоликов. - 8-е вид., перораб. и доп. -

М.:

Вищ. шк., 2004. - 496 с.

# НУБІП України

5. Стьопін, П.А. Опір матеріалом: Підручник для вузів. - 6-е вид., і доп.

- М.: Вищ. шк., 1979. - 312 с.

# НУБІП України

6. Приводи машин: Довідник / В.В. Длоугий, Т.Н. Муха, А.П. Цупіков, Б.В. Януш; під общ. ред. В.В. Длоугого. - 2-е вид., перероб. і доп. - И.: Машинобудування, Ленінград, від., 1982. - 383 с.

7. патент /1/ - №2369552; патент /2/ - №2289538; патент /3/ - №2222485;

# НУБІП України

патент /4/ - №2130418; патент /5/ - №2100264; патент /6/ - №2081043; патент /7/ - №2068535; патент /8/ - №2342303; патент /9/ - №2340532; патент /10/ - №2078728; патент /11/ - № 2291094; патент /12/ - №2178380; патент /13/ -

№2030344; патент /14/ - №2012528; патент /15/ - № 2345942; патент /16/ -

№2299168; патент /17/ - №2277505; патент /18/ - №2012527; ; патент /19/ -

# НУБІП України

№2368561; патент /20/ - №2343099; патент /21/ - №2340531; патент /22/ - №2312807; патент /23/ - №2309881.

8. Конвейер винтовой У10-КШ-25, У10-КВ-100, У10-БХ-50 (в трубе), У10-БХ-50-Н (наклонный) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://semm.ru/%D0%A310-%D0%9A%D0%A8-25>

9. Конвейер винтовой передвижной У10-СПШ-80, У10-ЗПШ-80 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://semm.ru/%D0%A310-%D0%A1%D0%9F%D0%A8-80>

10. Конвейер винтовой передвижной У10-КПВ, У10-КПШ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://semm.ru/%D0%A310-%D0%9A%D0%9F%D0%92>

11. Погрузчик шнековый переносной ПШП-4А [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.fd62.ru/c273-48.htm>

12. Harvest 15 Series [Электронный ресурс]. Режим доступа: 4585 [http://www.brandt.ca/Divisions/AgriculturalProducts/Products/Pages/Product.aspx?cat=Products&pid=Harvest+GrainBelts+15+Series+001\(Brandt\)&vid=1585001\(Brandt\)](http://www.brandt.ca/Divisions/AgriculturalProducts/Products/Pages/Product.aspx?cat=Products&pid=Harvest+GrainBelts+15+Series+001(Brandt)&vid=1585001(Brandt))

13. Транспортеры зерновые шнековые Rom Augustow [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.lbr.ru/tehnika/dorabotka-i-khraneniezerna/transportery-zernovye/567-transportery-zernovye-shnekovye-rom-augustow/>

14. Транспортеры зерновые шнековые Brandt Swing Away [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.lbr.ru/tehnika/dorabotka-i-khraneniezerna/transportery-zernovye/632-transportery-zernovye-shnekovye-brandtswingaway/>

15. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. пособие / В. С. Ловеikin. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с..

Н 16. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем: Навч. посібник. – Київ – Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 196 с.

Н 36. Момент инерции. [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Момент\\_инерции](https://ru.wikipedia.org/wiki/Момент_инерции) (5. 11. 2015) – Название с экрана.

Н 17. В. С. Ловейкін, В. В. Мельніченко. Оптимізація ривкового режиму руху механізму повороту стрілкового крана: електронний науковий журнал – № 24 <http://agrmash.info/zb/24/part32.pdf> (5. 11. 2015) - Заголовок з екрану.

Н 18. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Класифікація критеріїв оптимізації режимів руху вантажопідійомних машин. [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: [http://khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik\\_124-2/43.pdf](http://khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik_124-2/43.pdf) (5. 11. 2015) - Заголовок з екрану.

19. Эльсгольц Л. Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Эльсгольц Л. Э. – М.: Наука, 1969. – 424 с.

Н 20. Ловейкін, В.С., Ромасевич, Ю.О., Ловейкін, А.В., Муншин, Д.І.: Динамічний аналіз руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана з балочною стрілою. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 1, P. 5-11.

Н 21. Loveikin, V., Romasevych, Y., Kadykalo, I., Liashko, A. Optimization of the swinging mode of the boom crane upon a complex integral criterion. Journal of Theoretical and Applied Mechanics (Bulgaria). 2019. Vol. 49(3), P. 285–296.

НУБІП України

НУБІП України