

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

01.12 – КМР. 2401 “С” 2023.12.29. 012 ПЗ

**ДЯДЮШКА ДМИТРО ОЛЕГОВИЧ**

**2024 р.**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет Конструювання та дизайну

УДК 61:01-5/1694-3

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**

Завідувач кафедри

Надійності техніки

(назва кафедри)

Новицький А.В.

(підпис)

(ПІБ)

“ ” 2024 р.

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на тему «Підвищення довговічності робочих поверхонь шнеків  
транспортуючих пристроїв нанесенням зносостійких покриттів при їх  
відновленні»

Спеціальність 133 – «Галузеве  
машинобудування»

(код і назва)

Освітня програма «Технічний сервіс машин та  
обладнання сільськогосподарського  
виробництва»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

**Гарант освітньої програми**

к.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Новицький А.В.

(підпис)

(ПІБ)

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи:**

к.т.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Банний О.О.

(підпис)

(ПІБ)

**Виконав:**

Дядюшка Д.О.

(підпис)

(ПІБ)

**КИЇВ - 2024**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет \_\_\_\_\_ Конструювання та дизайну \_\_\_\_\_

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
**Завідувач кафедри**  
**Надійності техніки**  
(назва кафедри)

к.т.н., доцент \_\_\_\_\_ Новицький А.В.  
(підпис) (ПІБ)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ**

**ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ**

Дядюшка Дмитро Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність \_\_\_\_\_ 133 – «Галузеве машинобудування»  
(код і назва)

Освітня програма «Технічний сервіс машин та  
обладнання сільськогосподарського виробництва»  
(назва)

Орієнтація освітньої програми \_\_\_\_\_ освітньо-  
професійна \_\_\_\_\_  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської роботи \_\_\_\_\_ « Підвищення довговічності робочих поверхонь  
шнеків транспортуючих пристроїв нанесенням зносостійких покриттів при їх  
відновленні» \_\_\_\_\_

затверджена наказом ректора НУБіП України від 29 грудня 2023р.

№ 2401 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру \_\_\_\_\_ 2024.11.12  
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської роботи При виконанні ремонтних робіт 88-90 %  
деталей втрачають не більше 1 % своєї вихідної маси, а сума становить 0,3-  
0,5 мм . У результаті наведених статистичних даних відновлення найбільш  
ефективним і економічним способом ремонту і є нанесення покриття . Слід  
відзначити, що при недостатньому точному фінансуванні АПК і при значній  
вираженості сільгосптехніки та спеціального обладнання значення  
відновлення деталей за допомогою нанесення покриття значно зростає.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз відмов шнеків с-г техніки;
2. Підвищити ресурс шнеків

**Дата видачі завдання** \_\_\_\_\_ “12” жовтня 2023 року

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи**

к.т.н., доцент \_\_\_\_\_  
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Банний О.О.  
(ПІБ)

**Завдання прийняв до виконання** \_\_\_\_\_

Дядюшка Д.О.

(підпис )

(ПБ)

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБОК ПО ВІДНОВЛЕННЮ ЗНОШЕНИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ .....	9
1.1 Особливості умов роботи шнеків і факторів, що визначають їх величину стійкості .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
1.1.1 Особливості умов роботи та види розміру робочих поверхностей шнеків	<b>Ошибка!</b>
1.1.2 Абразивний знос і фактори, що визначають зносостійкість робочих поверхонь шнеків.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
1.2 Існуючі методи підвищення терміну служби робочих поверхонь шнеків	<b>Ошибка!</b>
1.2.1 Конструктивні та експлуатаційні способи підвищення терміну служби робочих поверхонь шнеків .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
1.2.2 Технологічні способи підвищення терміну служби робочих поверхонь шнеків.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
1.3 Відновлення робочих поверхонь плазмовим напиленням .....	18
1.3.1 Фактори, що визначають міцні властивості зносостійких покриттів	<b>Ошибка! За</b>
1.3.2 Аналіз методів підвищення якості зносостійких покриттів	<b>Ошибка! Закладка н</b>
1.3.3 Аналіз методів зміцнювальної обробки зносостійких покриттів	<b>Ошибка! Заклад</b>
1.3.4 Аналіз методів регулювання остаточних напруг у зносостійких покриттях.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
1.4 Підбір композитного матеріалу для плазмового напилення зносостійкого покриття.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
1.4.1 Аналіз матриці композитних матеріалів, що застосовуються при плазмовому напиленні зносостійкого покриття	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
1.4.2 Аналіз наповнювачів композитного матеріалу	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
1.5 Висновки по першому розділу. Постановка цілей і задач .....	22
2.1 Теоретичне дослідження кінематичних режимів при плазмовому напиленні .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.2 Теоретичне дослідження процесу формування рівнотовщинного покриття при плазмовому напиленні .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.3 Теоретичне дослідження теплофізичних особливостей процесу плазмового напилення композитного матеріалу	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.4 Оцінка контактної температури при з'єднанні покриття композитного матеріалу з робочими поверхнями шнека.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.5 Висновки по другому по розділу .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.1 Експериментальне обладнання та методика проведення досвіду	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.2 Обґрунтування вибору робочих матеріалів	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.3 Методика проведення досліджень фізико-механічних властивостей композитного покриття.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.3.1 Визначення міцності скріплення композитного покриття з основою	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.3.2 Визначення твердості та мікротвердості композитного покриття	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.3.3 Методика металографічного та рентгеноструктурного аналізу композитного покриття.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.3.4 Визначення величини композитного покриття	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.4 Методика експлуатаційних випробувань відновлення поверхностей шнека	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.5 Висновки по третьому розділу .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
4 РОЗДІЛ. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ НАНЕСЕННЯ КОМПОЗИТНОГО ПОКРИТТЯ ПЛАЗМОВИМ НАПИЛЕННЯМ.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
4.1 Визначення складу композитного матеріалу для нанесення покриття плазмовим напиленням .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
4.2 Визначення раціональних технологічних режимів нанесення покритого плазмовим напиленням .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
4.3 Дослідження міцності скріплення одержуваних композитних покриттів з основою.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
4.4 Дослідження твердості одержуваних композитних покриттів	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
4.5 Дослідження мікротвердості покриттів .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
4.6 Дослідження мікроструктури композитного покриття	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
4.7 Дослідження зносостійкості композитних покриттів	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
4.8 Висновки по четвертому розділу .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
5.1 Основні положення технологічного процесу по відновленню робочих поверхностей шнеків .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
5.2 Обладнання для здійснення плазмового напилення композитного покриття на робочі поверхні шнека.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
5.3 Економічне обґрунтування ефективності розробленої технології.....	52
5.4 Висновки по п'ятому розділу.....	54
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
ДОДАТКИ .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>



## ВСТУП

**Актуальність теми дослідження.** На сьогоднішній день в агропромисловому комплексі (АПК) ефективно використання спеціального обладнання забезпечує 60 % від вартості нових. Таким чином, актуальною є задача відновлення з метою використання подальшого робочих вузлів і механізмів спеціального обладнання.

В сільському господарстві при транспортуванні зернових культур та інших сипучих матеріалів активно використовуються шнекові транспортуючі конвейєри, у яких залежать від ступеня суми робочих поверхонь транспортного шнека. При цьому до 50 % всіх проблем, пов'язаних з сумою деталей машини в секторі сільського господарства, приходить на абразивний знос.

Для відновлення і укріплення робочих поверхонь деталей машин і механізмів АПК вигідних шляхів збільшення ресурсу відновлюваних деталей є розробка функціональних композитних покриттів та їх нанесення на робочі поверхні деталей сільгоспмашин.

**Об'єктом дослідження** є композитні покриття на основі порошку ПР-НХ17СР4, нанесені газотермічним способом плазмового напилення на робочі поверхні шнека транспортуючого конвейєра.

**Предмет дослідження:** фізико-механічні властивості дисперсно-наповнених композитних покриттів, отриманих способом плазмового напилення.

**Мета роботи:** підвищення величини стійкості та зниження собівартості відновлення робочих поверхонь шнека транспортного конвейєра газотермічним способом плазмового напилення міцності композитного покриття.

## РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБОК ПО ВІДНОВЛЕННЮ ЗНОШЕНИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ

Транспортування сипучих с-г продуктів забезпечує високу якість готового продукту. ( Мета дослідження ) Підвищити довговічність елементів конструкції прес-екструдера шляхом оптимізації їх міцності Показників. ( Матеріали та методи ) Досліджували технологічний принцип екструзії. Застосували метод планування експерименту. Розглянули процес роботи прес-екструдера зі шнеком змінного кроку під час переробки сочевиці. Характеристики міцності елементів прес-екструдера перевіряли в ході проектувального розрахунку або розрахунку на міцність. ( Результати та обговорення ) Показали роль основних геометричних параметрів шнека екструдера – нахилу витка та кроку нарізки – у приготуванні якісних зернових кормів. Виявили, що крок витка слід розраховувати в залежності від коефіцієнта тертя вихідного матеріалу про корпус прес-екструдера, виду та властивостей матеріалу, що подається. Визначили втомні напруги шнека як результат знакопостійного навантаження зсуву та температурних впливів. Розраховали потужність приводу, продуктивність екструдера для уточнення характеристик шнека, а також гідравлічне опір матричної вихідної голівки, відстань технологічних зон. Підтвердили, що збірна конструкція шнека, що складається з ділянок з різним кроком витка, надає прес-екструдеру Універсальність. ( Висновки ) Встановили, що шпонка – один із найбільш навантажених елементів конструкції шнека прес-екструдера. Розраховали максимальне розрахункове напруження від постійною навантаження - 26,98 мегапаскалю. Визначили, що напруження в поперечному перерізі шпонки при температурному впливі склало 591 мегапаскаль, що перевищило межу плинності для вибраного матеріалу, що дорівнює 360 мегапаскаль для сталі 45. В ході експериментальних

досліджень отримали значення ударної в'язкості, яке відповідає стандартному показнику обраної спочатку марки сталі (38 кіло але не відповідає вимогам, пред'явленим до даному елементу конструкції (не менше 50 кілоджоулів на кубометр).

Ключові слова: прес-екструдер, екструдувannya кормів, шнек змінного кроку, щільність сочевиці, багатофакторний експеримент, оптимізація, імітаційне моделювання.

Транспортування зернових кормів забезпечує високу якість готового продукту [1].

Екструдер (черв'ячний прес) розплавляє та гомогенізує вихідний матеріал ( рис. 1 ). Черв'яковий екструдер виконує одночасно роль пластифікатора і подає матеріал насосу безперервної дії [2, 3].

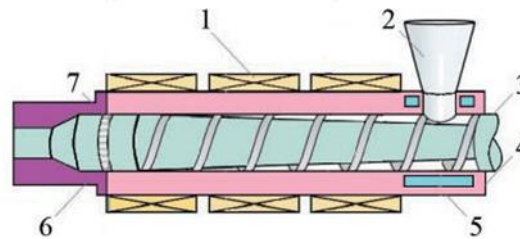


Рис. 1. Зерновий прес-екструдер (загальний вигляд): 1 – нагрівач; 2 – бункер; 3 – шнек; 4 – циліндр; 5 – порожнина для циркуляції води; 6 – формуюча голівка; 7 – грати з сітками

Екструдери досить широко поширені в промисловості (вироби з термопластів), в сільському господарстві (корми), в харчовому виробництві (кукурудзяні палички, сухі сніданки, чіпси, дієтичні хлібці, дитяче харчування) [4, 5].

Пластифікація можлива не тільки внаслідок термо ефекту передачі тепла від нагрівається кожуха корпусу екструдера, але і від енергії, викликаною деформацією переміщуваного матеріалу в екструдер [6, 7].  
МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ – підвищити довговічність елементів конструкції прес-екструдера шляхом оп-

МАТЕРІАЛИ ТА МЕТОДИ. Дослідження технологічного принципу екструзії засновано на вивченні систематичного переміщення матеріалу, що обертається . шнеком. Розглянемо процес роботи прес-екс- трудера зі шнеком змінного кроку при переробці сочевиці.

Необхідно визначити крок витка шнека з урахуванням деяких припущень:

- однорідність матеріалу: він проходить вздовж осі шнека як суцільна однорідна маса та переміщається на один крок гвинта за один оберт;

- поперечне перетин переміщуваного матеріалу у шнеку перпендикулярно до осі шнека і вважається умовно постійною по всій його довжині.

Основні конструктивні параметри шнека: діаметр  $D$  , крок витка  $T$  , глибина нарізки  $h$  , проміжок між гребенем і корпусом шнека  $\delta$  , кут нахилу гвинтової нарізки  $\varphi$  , ширина гребеня  $e$  [7].

РЕЗУЛЬТАТИ ТА ОБГОВОРЕННЯ. Однією з основних геометричних параметрів шнека екструдера є нахил витка та крок нарізки. Від них суттєво залежить продуктивність екструдера. Коефіцієнт тертя вихідного матеріалу о корпус прес-екструдера, вид і властивості матеріалу, що подається будуть впливати на параметр кроку витка.

При нарізанні кута нахилу витка шнека  $45^\circ$  умов повинні бути ідеальними. З огляду на це визначають параметр глибини нарізки:

$$h = \pi D ,$$

де  $h$  - глибина нарізки, мм;

$D$  - діаметр шнека, мм.

У розрахунках коефіцієнт тертя між шнеком та матеріалом прийmemo в межах 0,3-0,6 [8].

Крок нарізки знаходиться у прямій залежності від коефіцієнта тертя. Наприклад, при коефіцієнт тертя 0,5 крок  $h = 1,1 D$  [8]

Для забезпечення високою ступеня стиснення матеріала і

підвищення продуктивності екструдера доцільно застосовувати шнек зі змінним по довжині кроком нарізки [8].

Розглянемо параметричне рівняння для гвинтової поверхні шнека екструдера зі змінним кроком ( рис. 2 ) [8].

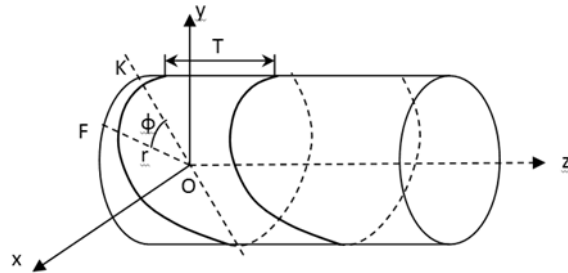


Рис. 2. Гвинтова поверхня шнека з змінним кроком

$K, F$  – досліджувані точки;  $T$  – крок витка;  $\phi$  – кут повороту шнека;  $r$  – поточний радіус

Визначимо крок витка при розвороті шнека екструдера на кут  $\phi = 360 n$  :

$$T_n = a T_{n-1} = a^n b \quad (1)$$

де  $n$  - кількість витків;

$a$  - коефіцієнт пропорційності;

$b$  - початковий крок витка, мм.

Прийmemo, що  $T_i$  - крок  $i$ -го витка (при  $0^\circ T_i = b$  , при повороті на  $360^\circ T = ab$  ).

Поворот на кут  $\phi = 360 n$  освічений між проекцією  $OF$  і віссю  $x$  ( рис. 2 ). Координати крапки  $K$  збігаються з точкою  $F$  , а переміщення вздовж поздовжній осі  $z$  змінюється пропорційно кутку повороту  $\phi$  і має вигляд:

$$z = C T_n ,$$

де  $C$  - постійна параметричного рівняння.

З урахуванням виразу (1) горизонтальне переміщення шнека набуде вигляду:

$$z = C \cdot a^n b . \quad (2)$$

Складемо рівняння гвинтової лінії шнека екструдера зі змінним

кроком:

$$x = r \cos \varphi ; y = r \sin \varphi ; z = C \varphi , \quad (3)$$

де  $r$  - поточний радіус, мм.

Додатково можна оптимізувати міцність та довговічність як конструкції екструдера в загалом, так і окремих його елементів. Для спрощення розподілення скористаємося наступним правилом: якщо забезпечена міцність найслабшого (навантаженого) елемента конструкції, то в цілому міцність конструкції або машини можна рахувати забезпеченою. характеристики елементів прес-екструдера перевіряють в ході проектувального розрахунку або розрахунку на міцність [9].

Перевірочний розрахунок на міцність надає можливість дослідження роботи екструдера на різних матеріалах. Конструктивні параметри шнека встановлюють залежно від режиму роботи екструдера, градієнта швидкості подається матеріалу та його виду. У процесі проектувальних та перевірочних розрахунків отримують наступні параметри: температуру і тиск на виході і вході з зони дозування, тиск на вході та виході в зоні живлення. Розрахунковим шляхом визначають також потужність приводу, продуктивність екструдера для з'ясування характеристик шнека, гідравлічний опір матричної вихідної голівки, відстані технологічних зон.

Проектують та розраховують шнековий прес у два етапу. Первинна мета проведення міцнісного розрахунку – це обґрунтування геометричних параметрів шнека, а також визначення оптимальною частоти обертання виходячи із заданої продуктивності [10].

Продуктивність обчислюють по формулі:

$$Q = ( V \cdot 3600 \cdot \rho T ) / \gamma , \quad (4)$$

де  $Q$  - продуктивність шнека екструдера, кг/год;

$V$  - швидкість обертання шнека, про/хв;

$\rho T$  - щільність матеріалу, кг/м<sup>3</sup> ;

$\gamma$  – середнє значення градієнта швидкості зсуву матеріалу (чечевиці), з –1 .

З урахуванням рівняння гвинтової лінії шнека екструдера (3) проводять проектувальний розрахунок необхідного діаметра шнека [9]:

$$Q = 0,68 D^{2,5} .$$

Основна мета міцнісного розрахунку екструдера полягає в тому, щоб знайти такі оптимальні конструктивні параметри (геометричні характеристики, параметри управління), які, поряд з характеристиками міцності, забезпечували б зниження загальної матеріаломісткості конструкції.

При проектуванні шнеків не враховуються міцнісні характеристики їх елементів. Однак через поздовжньо-поперечний вигин осі шнека можливе передчасне знос зовнішнього циліндра прес-екструдера (рис. 3.) [9].

Міцність шнека визначають з урахуванням дії на його вісь моментів, що крутять і згинають.

У більшості випадків розрахунок на міцність подібного виду конструкцій ведеться за спрощеною методикою, де враховують тільки деформацію відповідного моменту:

$$. (8)$$

Максимальне розрахунковий нормальне напруту визначимо формулою [11]:

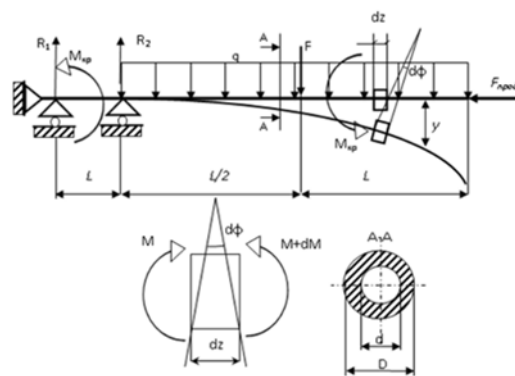


Рис. 3. Розрахункова схема шнека екструдера при поздовжньо-поперечному згині:  $R_1$  ,  $R_2$  - опорні реакції;  $F$ ,  $F_{\text{прод.}}$  - діючі зусилля ;  $d\phi$  - елементарні переміщення;  $d$ ,  $D$  – внутрішній та зовнішній діаметри;

Для оцінки характеристик міцності екструдера розглянемо самий

навантажений його вузол - шнек. Сама конструкція шнека має досить складну конфігурацію, тому подальший аналіз його міцності характеристик аналітичним методом буде недостатньо точним. Для рішення завдання вос-

користуємося методом кінцевих елементів.

Для більшої універсальності прес-екструдера його шнек представляє собою збірну конструкцію, що складається з ділянок з різним кроком витка. Для надійної фіксації елементів шнека на його валу застосовують спеціальні шпонки. Вони працюють за умов складного напруженого стану, і з часом їх треба замінювати. Причому заміна пов'язана з трудомістким процесом демонтажу кожуха шнека та подальшим його збиранням (ГОСТ 23360-78) [12, 13].

У якості оптимізації конструктивних параметрів шнека екструдера докладніше зупинимося на підвищенні його міцності Показників. Він має втомні напруги від знакопостійного навантаження зсуву та температурних впливів.

При розрахунку на довговічність ключовим фактором стане максимальний запас міцності.

Міцний запас при складному напруженому стані [10] обчислюють за формулою:

Подальший розрахунок аналітичного методу буде досить трудомістким і недостатньо точним. У даному випадку застосуємо один із чисельних методів – метод кінцевих елементів, реалізований в розрахунковий модуль КОМПАС 3 D [14, 15].

Отримали результат розрахунку на міцність імітаційної моделі шпонки методом кінцевих елементів ( рис. 4, 5 ):

Для перевірки збіжності результатів та підтвердження фізико-механічних властивостей шпонки реалізували серію механічних випробувань. Так як цей елемент конструкції працює в умовах динамічних навантажень, то доцільно провести механічні випробування на ударну в'язкість.



Рис. 4. Результат розрахунку елемента «шпонка» в умовах деформації зсуву

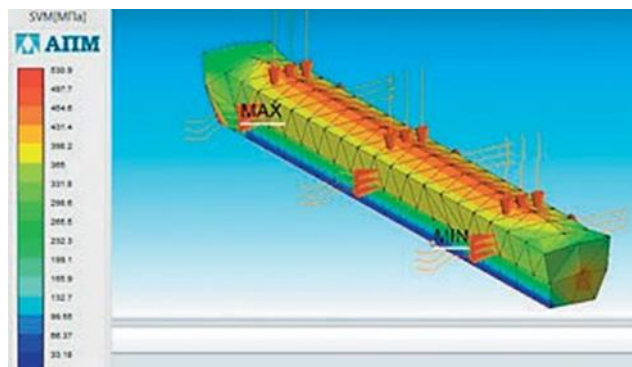


Рис. 5. Результат розрахунку елемента «шпонка» з обліком температурного впливу

Для цього зі шпонки виготовили стандартні зразки для випробувань на маятниковому копрі, визначили значення ударної в'язкості матеріалу шпонки для подальшого зіставлення з результатами, отриманими чисельними та аналітичними методами.

**ВИСНОВКИ.** Виявили, що шпонка - один з найбільш навантажених елементів конструкції шнека прес-екструдера. Максимальна розрахункова напруга від постійною навантаження одно 26,98 МПа. Напруги у поперечному перерізі шпонки при температурному впливі склали 591 МПа, що перевищує межу плинності для вибраного матеріалу (360 МПа для сталі 45).

Значення ударний в'язкості, отримане в ході експериментальних досліджень, відповідає стандартному значенням обраною спочатку марки сталі (38 кДж/м<sup>3</sup>), але не відповідає вимогам, що пред'являються до даного елемента конструкції (не менше 50 кДж/м<sup>3</sup>).

Програмний чисельний розрахунок міцності характеристик шпонки

показав, що виготовлення цієї деталі з альтернативних марок сталей (наприклад 30ХГСА - сталь конструкційна лігована з підвищеною міцністю) дозволить вирішити проблему знедостатньою довговічністю цих елементів в ході експлуатації прес-екструдера.

Враховуючи техніко-економічний порівняльний аналіз способів відновлення та укріплення деталей машин (табл. 1.5) [38, 87] , зроблено висновок, що є плазмове напилення.

Плазмове напилення є логічним розвитком електродугової металізації. За допомогою цієї технології, а матеріалів, у тому числі з порошкових композитів.

Таблиця 1.5 - Техніко-економічний аналіз способів відновлення деталей

Характеристика способу	Зварювання	Загартування	Наплавленн	Напилення
Товщина оброблюваної деталі мм	0,5-10	>3	>2	<b>Будь-яка</b>
Міцність скріплення покриття з основою	-	-	висока	<b>знижена</b>
Інтегральна температура основи °С	високий (200-1000)	низька (200-300)	високий (200-1000)	<b>низька (100-200)</b>
Термічна деформація деталей	знижена	є	є	<b>ні</b>
Структурні зміни основи	є	є	значні	<b>ні</b>
Пористість покриття	-	-	ні	<b>є</b>
Збереження щепоховатої поверхні	-	да	ні	<b>ні</b>
Підвищена твердість поверхні	-	да	да	<b>да</b>
Зносостійке покриття	-	да	да	<b>да</b>
Жароміцне покриття	-	-	да	<b>да</b>
Діелектричне покриття	-	-	да	<b>да</b>
Збереження високої теплості основи	ні	да	обмежена	<b>да</b>
Проведення техпроцесу автоматично або вручну	да	тільки автоматично	да	<b>да</b>

Саме за допомогою плазмового напилення можливо провести експериментальний підбір складу композитного матеріалу для напилення, а також розробити рекомендації за призначенням раціональних технологічних

режимів напilenня отриманого композиту.

### 1.3 Відновлення поверхонь плазмовим напilenням

Технологія плазмового напilenня є економічною, універсальною та перспективною для створення та нанесення різноманітних високоякісних - покриттів [142, 158].

Відмінними характеристиками технології плазмового напilenня від інших способів і методів газотермічної обробки деталей є: температура і потужність дуги. Варіювання заданих технологічних параметрів дозволяє використовувати функціональні матеріали покриття різної фракції.

Процес плазмового напilenня поверхонь деталей машини представлений на ескізі, який зображено на рисунку 1.6.

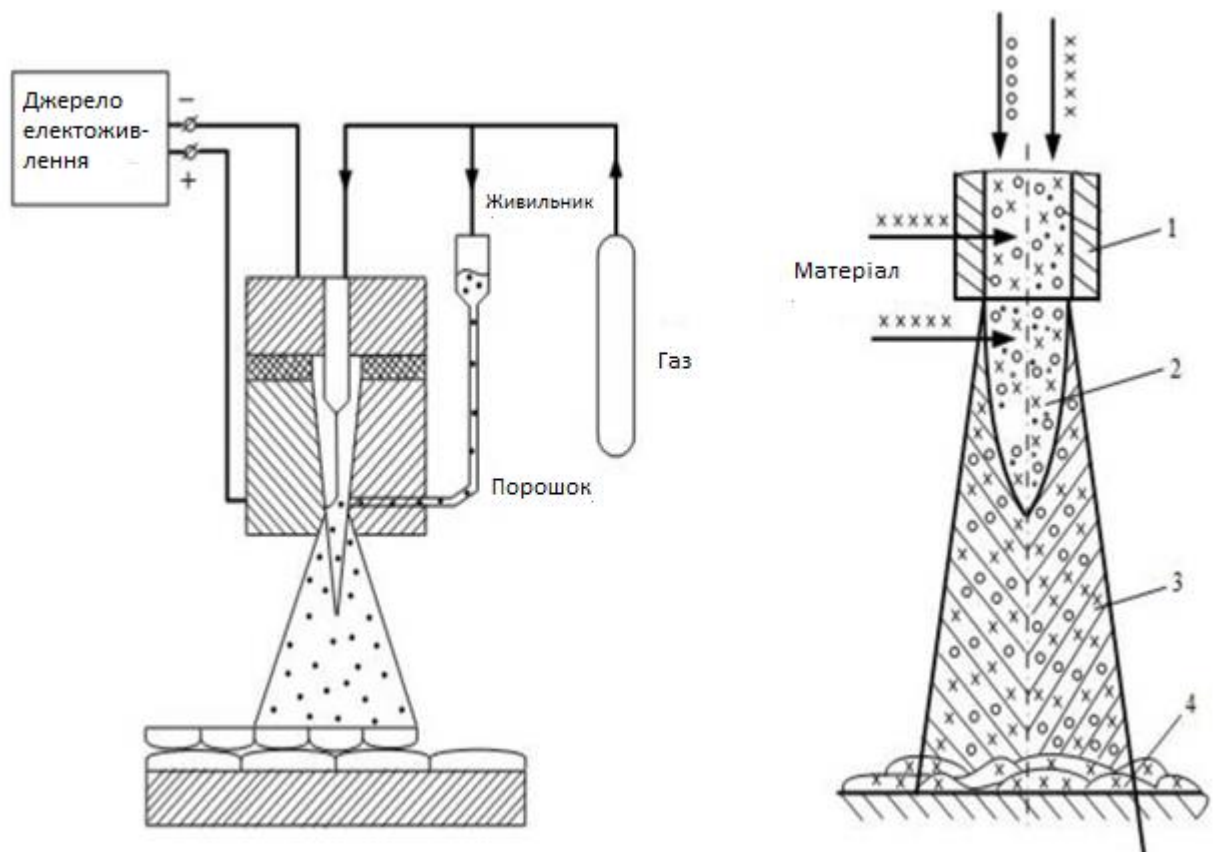


Рисунок 1.6 - Загальна схема плазмового напilenня

1 - сопло; 2 - ядро плазмової струї;

3 – основна ділянка плазмового струменя з напиленим матеріалом;

4 – формується покриття

Між охолоджуваними катодом і анодом від джерела живлення утворюється манню покриття величину току можна регулювати . У довгому проміжку подається плазмоутворюючий газ.

Фізико-хімічні характеристики плазмоутворюючих газових приведень в таблиці 1.6 [78, 132, 167] .

Таблиця 1.6 - Фізико-хімічні характеристики плазмоутворюючих газів

Характеристика	Водень	Азот	Аргон	Гелій
Атомна або молекулярна маса	2,016	28,0016	39,94	4,0024
Щільність при 0 °С і 760 мм рт. ст.,	0,084	1,2505	1,783	0,1785
В'язкість при 20 °С і 760 мм рт. ст.,	88	170	221	196
Теплоємність при 20 °С і 760 мм рт. ст. кал/кг °С	3,408	0,250	0,125	1,251
Коефіцієнт теплопровідності при 0 °С і 760 мм рт. ст. Мкал/ч^м °С	150	20,9	14	130
Потенціал іонізації, В: однократний двократний	13,5	14,5 29,4	15,7 27,5	24,5 54,1
Ентальпія плазми, ккал/кг	76600	9950	4670	5110
Температура плазми, °С	5000	7200	14000	20000
Напруга дуги, В	62	60	40	47
Енергія, підвідна до дуге, кВт	120	65	48	50
Коефіцієнт використання енергії на нагрів газу. %	80	60	40	48
Коефіцієнт тепловіддачі від плазми до частки матеріалу, %	26	3	0,9	0,9

За рахунок того, що технологія плазмового напилення дозволяє в більших діапазонах напилення представлено в таблиці 1.7.

Таблиця 1.7 - Основні технічні показники плазменного напилення

Метод нанесення покриття	Темпер. струи, К	Нагрівання	Швидкість струму, м/с	Швидкість частинок	Адгезія, МПа	Товщина покриття, мм
Плазмове напилення (повітря)	3000. 12000	300 500	200,2500	40,250	15,100	0,1,50,0
Плазмове напилення (Ar-N)	6000. 20000	300,400	800,1400	40,120	20.80	0,1,50,0

В роботі відзначається, сцеплення покриття з основною, а також мінімальну пористість покриття, що за підсумком аналізу технологій підвищення експлуатаційних властивостей поверхонь деталей робиться плазмове напилення унікальною ільних поверхонь шнека наведені недоліки знову становляться актуальними.

В роботі для усунення даних недоліків автор роботи застосував імпульсну електронно- пучкову обробку. Останнє застосування зазначеної технології забезпечило зниження пористості та шорсткості сформованого покриття.

Тем не менш застосування післядуючої імпульсної електроннопучкової обробки істотно підвищує вартість застосовуваних технологій. Застосування цієї технології після плазмового напилення знижує існуючий рівень міцності скріплення покриття з основою [167] .

На рисунку 1.9 представлені основні способи підвищення величини міцності щеплення нанесеного шару з підкладкою [100] .



## Рисунок 1.9 - Методи підвищення міцності сцеплення

Слід зазначити, що зі збільшенням потужності, що подається на плазмову (напилення) розміри деталей структурних елементів покриття починають збільшуватися [168 ] .

Таблиця 1.8 - Теплофізичні та фізико-механічні властивості карбідів

матеріал	$\rho$ , г/см <sup>3</sup>	$\alpha$ , °C	$t_{\text{кун}}$ , °C	$c$ , кал/г °C	$\lambda$ , кал/см с °C	$\alpha$ 10 <sup>-6</sup> 1/°C	$\epsilon$ (X, T)	$E \cdot 10^4$ кгс/мм <sup>2</sup>
Карбід бора B <sub>4</sub> C	2,52	2450	> 3500	0,49 (500° C) 0,54 (1000° C)	0,07-0,20 (20-425° C) 0,043 (500° C)	4,73 (24-593° C) 5,81 (24-700° C) 7,11 (24-2400° C)		4,6
Карбід хрому Cr <sub>3</sub> C <sub>2</sub>	6,70	1890	3800	0,11-0,15 (25° C) 0,19-0,215 (500° C) 0,205-0,27 (1000° C)	0,050 (24° C)	0,86 (20-20 ° C)		2,8
Карбід титану TiC	4,25	3140	4300	0,11-0,15 (25° C) 0,19-0,22 (500° C) 0,21-0,27 (1000° C)	0,041 (20° C) 0,095 (1000° C) 0,048 (2000° C)	10,64 (24-480° C) 7,4 (25-800° C)	0,96 (1820° C) (X:0,65p)	3,2-4,2 (24° C) 2,8 (820° C)
Карбід цирконію ZrC	6,70	3530	5100	0,03-0,08 (25° C) 0,04-0,11 (500° C) 0,05-0,13 (1000° C) 0,07-0,15 (2000° C)	0,083 (25° C)	7,49 (24-1350° C) 6,7 (25-800° C)	0,96 (1820° C) (X:0,65п)	4,1-4,2 (24° C)

Продовження таблиці 1.8 - Теплофізичні та фізико-механічні властивості карбідів

матеріа	$\rho$ , г/см <sup>3</sup>	$t_{OT}$ , °C	$\alpha_{ип}$ , °C	$c$ , кал/г °C	$\lambda$ кал/см с °C	$\alpha$ $10^{-6}$ 1/ °C	$\epsilon$ (1, T)	$E$ $10^4$ мпа/мм <sup>2</sup>
				0,03-0,08 (25° C)				
Карбід молібден а	9,06 9,18	2687		0,04- 0,11 (500° C)	0,054- 0,087 (1000 C)	7,2 (24- 1650° C)		2,3
				0,07- 0,15				
Карбід кремнія SiC	3,2	>2700	-	0,11-0,15 (25° C)  0,19- 0,22 (500° C)	0,10 (20°- 425° C)  0,207 (500° C)  0,124	4,3-4,5 (20° C)  4,7 (25- 800° C)  4,9 (24-		3,9 (25° C)  3,7 (500° C)  3,5
				0,03-0,08 (25° C)				
Карбід гафнія HfC	12,67	3720 4050		0,04- 0,11 (500° C)	0,372 (1000 C)  0,054 (1000 C)	6,48 (24- 601° C)  5,17 (24- 2200° C)		3,6 (25° C)
				0,07- 0,15				
Карбід ніобія NbC	5,85	3480 3520	4300	0,03-0,08 (25° C)  0,04- 0,11 (500° C)	0,034 (20 C)  0,083 (1000° C)	6,3 (24- 1930° C)		3,4

В роботі відзначається, сцеплення покриття з основною, а також мінімальну пористість покриття, що за підсумком аналізу технологій підвищення експлуатаційних властивостей поверхонь деталей робиться плазмове напилення унікальною ільних поверхонь шнека наведені недоліки знову становляться технології забезпечило зниження пористості та шорсткості сформованого

### 1.5 Висновки по першому розділу. Постановка цілей і задач

У підсумку проведеного аналізу зроблені наступні висновки:

1. Встановлено, що на даний момент перспективною та актуальною

технологією по відновленню робочих поверхонь деталей машини та спеціального шнеків транспортуючих конвеєрів з кроком понад 120 мм, є плазмове напилення.

2. Визначення основних факторів, що впливають на якість і міцність - зносостійких поверхні для нанесення покриття;

розробка раціонального призначення;

призначення раціональних технологічних режимів напилення.

3. Визначено, що поліпшення властивостей композитного матеріалу напилення можливо були визначені цілі і завдання дослідження, представлені у введєнні.

## РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПЛАЗМОВОГО НАПИЛЕННЯ КОМПОЗИТНОГО МАТЕРІАЛУ НА РОБОЧІ ПОВЕРХНІ ШНЕКА

У відповідності з метою магістерської роботи, одна з поставлених задач дослідження, а саме: отримання аналітичних залежностей кінематичних режимів плазмового напилення від геометричних характеристик робочих поверхонь шнека при формуванні зносостійкого композитного покриття, вирішувалося шляхом математичного моделювання.

Ціль поставленої задачі є отримання необхідної теоретичної інформації для подальшого створення схеми проведення експерименту та визначення раціональних технологічних режимів плазмового напилення.

### 2.1. Динамічне рівновага і неврівноваженість довгого гвинтового ротора

Виконуючи транспортно-технологічні операції, механізми машин наводять у обертання шнеки, при правильному балансуванні якого постійна кутова швидкість обертання і відсутність зовнішніх збурень змушують довгий гвинтовий ротор здійснювати вільне обертання навколо головної осі інерції [5]. Якби гвинтовий ротор обертався без здійснення робочих операцій і не виконував своїх прямих призначень, він перебував б в стані динамічного рівноваги, і його стан повністю описувалося б рівняннями динамічної рівноваги. При цьому суми моментів і суми неврівноважених сил можна прирівняти нулю. Врівноважену роботу шнека можна було описати системою рівнянь (1):

$$\begin{aligned} \sum \bar{F}_i &= \sum m_i \bar{r}_i \omega^2 = m_{\text{повн}} \bar{e}_{\text{cm}} \omega^2 \\ \sum \bar{M}_i &= \sum [\bar{l}_i \bar{F}_i] = \sum [\bar{l}_i \bar{r}_i] \omega^2 \end{aligned} \quad (1)$$



Рис. 1. Структуризація типів машин, оснащених довгими гвинтовими роторами

Порушення нерівностей (1) відбувається у разі динамічної неврівноваженості довгого гвинтового ротора [6]. Якщо шнеко-ротор виконує робочі операції зі збирання снігу з вулиць міста або роторно-гвинтова машина здійснює переміщення, навантаження на робочий орган і, відповідно, на підшипникові вузли призводять до зміщення осі симметрії шнека паралельно осі інерції (під впливом снігу у снігоприбиральних машин і опорної поверхні у роторно-гвинтових машин), з'являється неврівноваженість шнека (Рис. 2). При зміщенні осі симетрії паралельно визначається статична неврівноваженість, яка описується нерівністю (2):

$$\sum \bar{F}_i = \sum m_i \bar{r}_i \omega^2 = m_{\text{ром}} \bar{e}_{\text{св}} \omega^2 \neq 0 \quad (2)$$

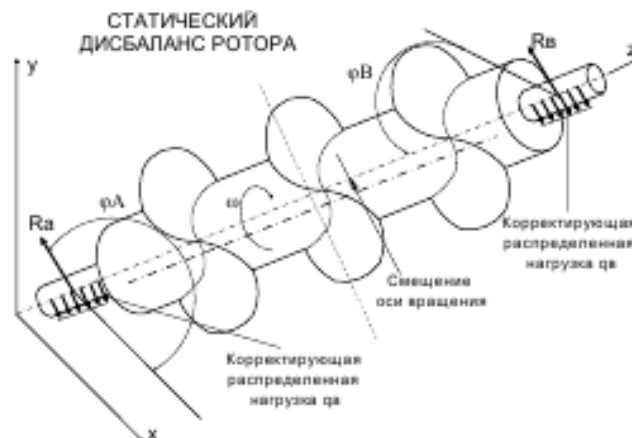


Рис. 2. Статична неврівноваженість довгого гвинтового ротора

Ще неприємніші коливальні процеси викликає можливість зміни кута

між віссю шнека та віссю симетрії. З'являється вже моментна нерівноваженість (Рис. 3), яку можна описати нерівністю (3):

Розглянуті транспортно-технологічні машини здійснюють робочі операції. ці в неоднорідній середовищі і частіше всього піддаються навантаженням, провідним і до статичної, і до моментної нерівноваженості, шнек при цьому піддає опори додатковим наг- різанням [7]. Під впливом кутової швидкості змінні за величиною та напрямком навантаження- ки викликають додаткові навантаження. З'являються згинальні моменти, що діють яких на елементи, що обертаються, вкрай негативно.

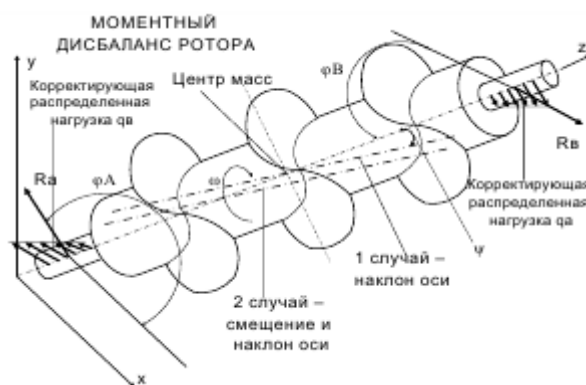


Рис. 3. Неврівноваженість довгого гвинтового ротора під впливом моментів

Вирази рівнянь (2) і (3) діляться на  $\omega^2$ , виконується умова (4):

$$\frac{\sum \bar{F}_i}{\omega^2} = \sum \bar{D}_i = m_{\text{ром}} \bar{e}_{\text{cm}} = \bar{D}_{\text{cm}} \neq 0 \quad (4)$$

$$\frac{\sum \bar{M}_i}{\omega^2} = \bar{M}_D = [L \bar{D}_\alpha] \neq 0$$

Де  $D$  ст– головне векторне зусилля нерівноваженості шнека;  $M D$  – сумарний момент нерівноваженості дисбалансів шнека, що з'являється на міжопорному відстані  $L$ .

Таким чином, представлені рівняння, що визначають сили та моменти, що виникають. щі під час роботи довгого гвинтового ротора. Чим ближче до нуля математичне рішення вищенаведених рівнянь, тим більше збалансовано працюють шнеки під час виконання робочих операцій, нижче навантаження на опори та підшипникові вузли. Тільки при повному ра- У нулі відбувається повне шумо- і вібропогашення, що практично неможливо. Математичний опис нерівноваженості довгих гвинтових роторів, що виникає через

зовнішніх навантажень, запропоновано в даній роботі [8].

## 2.2. Гвинтовий ротор в стані динамічного рівноваги і неврівноваженості

Довгий гвинтовий ротор працює як міжопорний шнек, основні зусилля від котого передаються на корпус транспортно-технологічного засобу через опори А і В. Іс- слідують перпендикулярні до головної осі шнека площини, які розтинають міжопорний ротор [9]. Суму векторних сил при дисбалансі замінюють силами, розділеними по площин опор, опорні сили виявляють симетричні протилежні по напрямку дисбаланси [10] (5):

$$\bar{D}_{стA} = \bar{D}_{ст} \frac{L_A}{L}; \quad \bar{D}_{стB} = \bar{D}_{ст} \frac{L_B}{L}. \quad (5)$$

Суму моментів при дисбалансі замінюють моментами, розділеними по площинах опор, опорні моменти виявляють симетричні протилежні за напрямком дисбаланси, інакше - косиметричні дисбаланси (6):

$$\bar{D}_{мA} = -\bar{D}_{мB}; \quad \text{где } \bar{D}_m = \frac{M_D}{L}. \quad (6)$$

Площини опор будуть працювати під впливом сумарних векторних дисбалансів.

$$\bar{D}_A \square \bar{D}_{стA} \square \bar{D}_{MA}$$

$$\bar{D}_B \square \bar{D}_{стB} \square \bar{D}_{MB}$$

У цьому дослідженні повністю вирішено завдання отримання залежностей, позволяючих розрахувати всі зусилля, що з'являються на опорах шнеків, а також у будь-якій січній лінії. Дані рівняння дозволяють розрахувати та вибрати вид необхідних опор для довгих гвинтових роторів [31].

Повне теоретично обґрунтоване математичне опис розрахунку реакцій на опорах довгого гвинтового ротора дозволяє визначити оптимальний розмір довжини ротора, при якому коливальні та вібраційні навантаження мінімізуються. Вперше в розпарній формі запропоновано запровадити формульні залежності впливу гвинтової навивки ротора та застосувати

гауссівські коефіцієнти поверхні, які дозволяють враховувати глибину занурення ротора в розроблювану поверхню. Аналізи результатів дозволя-

ють зробити висновок, що оптимальними вважаються співвідношення довжини гвинтового ротора до його діаметру як 1 до 4. Запропоновані в дослідженні розрахункові модулі пропонують до застосування. нію в дослідженнях практично всі види навантаження при виконанні довгим гвинтовим ротором технологічних операцій. Розглянуті типи неврівноваженостей, включаючи квазістатичну, дозволили визначити знаходження площин корекції для призначення розмірів до опорних поверхонь.

Важко уявити собі сучасне виробництво, в якому б не знайшли місце транспортні та дозуючі пристрої (шнеки), в основу яких покладено принцип подачі продукту спіральним гвинтом, що обертається. Гвинтовий шнек зайняв міцне місце у багатьох галузях промисловості завдяки простій конструкції, компактності та економічності.

Принцип дії шнеків ґрунтується на використанні гвинта, що обертається, спіральна частина якого, здатна переміщати матеріал, розташований в порожнинах між корпусом і гвинтовим пером шнека. моделі шнеків, для будь-яких виробничих умов та Існують дві кінематичні схеми роботи гвинтового конвеєра (шнека): тягне - коли привід розташований з боку розвантаження, і штовхає коли обертання передається шнеку з боку завантажувальної горловини. Кожна схема має свої випадки застосування, і значною мірою визначається фізичними властивостями матеріалу, вигляд використовуюваного гвинта та можливістю технічного обслуговування приводу. зустріти практично на всіх операціях транспортування зернових, м'яса, борошна, цукру, напівфабрикатів, добавок, аж до відбору та утилізації відходів. (шнеки) у запиленних приміщеннях.

Спеціальні виконання шнекових живильників здатні працювати з матеріалами, що мають високі абразивні властивості або мають, на стадії транспортування, високу температуру. Ці конструкторські рішення дозволили

шнекам утвердитися у найскладніших і найвідповідальніших галузях промисловості: металургії, ливарному виробництві та добувній промисловості. Виробництво шнеків - це процес, яким займається невелика кількість вузькоспеціалізованих підприємств, що мають багаторічний досвід розробки та виготовлення шнеків.

Основним критерієм при виборі гвинтового конвеєра (шнека) є продукт, що подається, а точніше його фізичні властивості: насипна щільність, вологість, розмір частинок, температура, абразивні властивості та ін. Властивості продукту визначають вид шнекового гвинта і схему роботи гвинтового конвеєра (штовхає або тягне). Варто врахувати, що деякі властивості продукту можуть змінюватися в процесі його транспортування або попереднього зберігання (наприклад, силос). Так, наприклад, продукти схильні до злиття, вимагають попереднього перемішування або ударного впливу.

Другим за значимістю параметром є продуктивність. Незалежно від того, чи буде шнек працювати безперервно або використовуватися періодично, продуктивність визначається як обсяг продукту, що подається в одиницю часу. Якщо планується використовувати шнек для безперервної подачі матеріалу та вимоги до точного дотримання продуктивності є суворо обґрунтованими, то важливо передбачити наявність технічних засобів, які дозволяють регулювати продуктивність у бажаних межах. Спеціальне виконання останніх витків шнека, що подає гвинта, дозволяє домогтися рівномірного перебігу продукту, уникаючи різких викидів, що істотно важливо для дозуючих шнеків. До третіх за важливістю критеріїв відносять цілу групу параметрів, що описують геометрію шнека, що планується. Довжиною шнека прийнято називати мінімальну відстань, виміряну між осями першого завантажувального та останнього вивантажувального патрубка. При розрахунку довжини шнека враховують кут його нахилу, а також розміри та виконання завантажувального та розвантажувального патрубків. Визначившись з цими параметрами, роблять розрахунок шнека, в результаті якого отримують значення для підбору діаметра шнека і приводу

обертання гвинта. Зовнішній діаметр кола, одержуваної при перерізі корпусу шнека площиною перпендикулярної осі, прийнято називати діаметром шнека. Підібравши діаметр шнека та характеристики приводу, виробляють повторний розрахунок шнека, для визначення продуктивності конвеєра у запропонованому виконанні. На наступному етапі шнек комплектують додатковими опціями, які забезпечують належну роботу конвеєра у конкретних виробничих умовах та полегшують його експлуатацію та технічне обслуговування. Ремонт шнеків повинен проводитися кваліфікованим персоналом, який пройшов вступний інструктаж з техніки безпеки на робочому місці. Персонал повинен знати:

- будову, принцип і правила технічної експлуатації шнеків, що обслуговуються;
- режим роботи та технологічні параметри шнеків на відповідних операціях;
- безпечні прийоми роботи на обладнанні при виконанні технологічних операцій;
- основні види неполадок при роботі механізмів та способи їх усунення.

Під час виконання робіт слід керуватися рекомендаціями «Інструкції з експлуатації та технічного обслуговування».

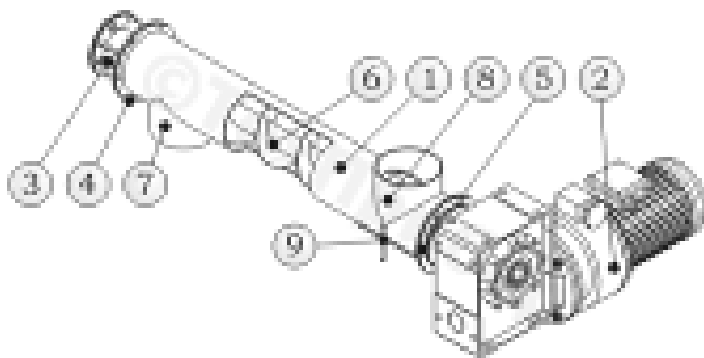
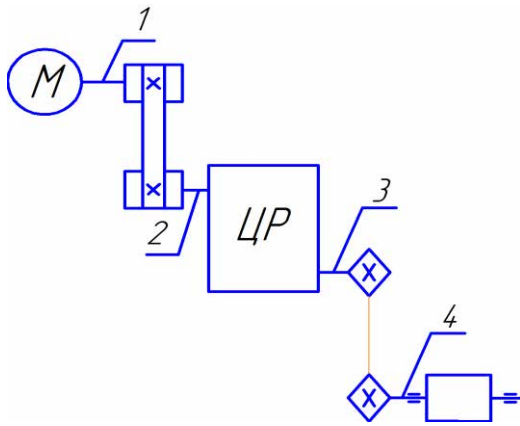


Рис 14- Конструкція шнекового живильника

Шнековий живильник регульованої продуктивності «ВК-102МВ» (рисунок 1) складається з герметичного корпусу (1), мотор - варіатора (2), підшипникового вузла (3), ущільнювальних пристроїв (4,5), гвинта (6), що задає, розвантажувального патрубків з приєднувальними фланцями (7,8), інспекційного люка (9).

## Кінематична схема приводу



1-вал електродвигуна; 2 – швидкохідний вал циліндричного редуктора;  
3 – тихохідний вал циліндричного редуктора; 4 - ведений вал ланцюгової передачі, що спирається на одну пару підшипників кочення;

Малюнок 2- Кінематична схема приводу

Електродвигун:

-Потужність, кВт - 3

-асинхронна частота обертання, об/хв – 950

Редуктор ЦУ-200-5-12У2 ГОСТ 21426 – 75

-передавальне відношення -  $u_{ред} = 5$

Клиночасова передача:

-Діаметр ведучого шківа, мм -  $D_1 = 280$

-Діаметр веденого шківа, мм -  $D_2 = 400$

-передавальне відношення -  $u_{рп} = 4$

Ланцюгова передача:

-Діаметр провідної зірочки, мм -  $D_1 = 233$

-Діаметр веденої зірочки, мм -  $D_2 = 907,1$

-передавальне відношення -  $u_{шп} = 4,13$

Таблиця 1 - Кінематичні та енергетичні характеристики на всіх валах приводу

	1 вал	2 вал	3 вал	4 вал
Потужність, кВт	2,8	2,68	2,54	2,39
Кутова швидкість, рад/с	99,4	24,08	4,81	1,2
Крутний момент, Н·м	28,2	111,29	528,07	1991,67
Частота обертання, об / хв	950	230,02	46	11,5

## 2 . Розрахункова частина

### 2.1 Кінематичний розрахунок приводу

Загальний ККД приводу  $\eta$  визначається як добуток ККД окремих елементів. Для цієї схеми маємо

де  $\eta_{\text{рп}}$  - ККД клинопасової передачі;

$\eta_{\text{цр}}$  - ККД циліндричного редуктора;

$\eta_{\text{цп}}$  - ККД ланцюгової передачі;

$\eta_{\text{пк}}$  - ККД пари підшипників кочення.

Прийmemo такі значення ККД:

$$\eta_{\text{рп}} = 0,95; \eta_{\text{цп}} = 0,96; \eta_{\text{пк}} = 0,99; [2]$$

Знайdemo ККД циліндричного редуктора

Підставляючи середні значення ККД окремих елементів приводу, маємо

$$\eta = 0,96 \cdot 0,94 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,85.$$

Потужність на приводному валу  $N$ , кВт

$$N = T \cdot \omega = 2 \cdot 1,2 = 2,4 \text{ кВт}$$

Визначимо необхідну потужність електродвигуна кВт

де  $N$  - Потужність робочого органу, кВт;

$\eta$  - загальний ККД приводу;

- потрібна потужність двигуна, кВт.

Визначимо частоту обертання приводного валу,

Визначимо загальне оціночне передаточне відношення приводу  $u_{min}^{max}$  як добуток оціночних передавальних відносин окремих його елементів

$$u_{min}^{max} = u_{min_{цп}}^{max} \cdot u_{min_{цр}}^{max} \cdot u_{min_{рп}}^{max}, \quad (6)$$

де  $u_{min_{цп}}^{max} = 2 \div 5$ - Передатне відношення ланцюгової передачі; [2]

$u_{min_{цр}}^{max} = 2 \div 6,3$ - передатне відношення циліндричного редуктора;

[2]

$u_{min_{рп}}^{max} = 2 \div 5$ - Передатне відношення відкритої клинопасової передачі. [2]

З урахуванням значень отримаємо

$$u_{min}^{max} = (2 \div 5) \cdot (2 \div 6,3) \cdot (2 \div 5) = 8 \div 157,5.$$

Визначимо діапазон прийнятних частот обертання валу електродвигуна  $n_{min}^{max}$ , об/хв.

$$n_{min}^{max} = n \cdot u_{min}^{max} = 11,5 \cdot (8 \div 157,5) = 92 \div 1811,25 \text{ про/хв.} \quad (7)$$

Електродвигун вибирається за необхідною потужністю та діапазоном прийнятних частот обертання виходячи з умов: і  $n_{об} \in n_{min}^{max}$ . Вибираємо асинхронний електродвигун 4А112 МА 6УЗ ГОСТ 12139 - 84. Для нього потужність, частота обертання. [2]

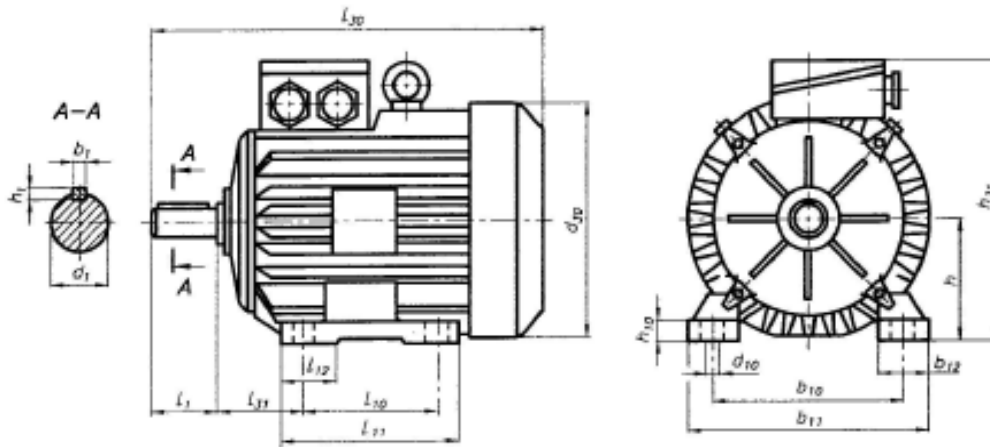


Рисунок 3 – Розміри асинхронних електродвигунів на лапах

Таблиця 2 – Габаритні та настановні розміри асинхронних електродвигунів

Тип	h	Лапа								Фланець								Вал			Габарити					
		b <sub>20</sub>	b <sub>11</sub>	b <sub>12</sub>	l <sub>10</sub>	l <sub>11</sub>	l <sub>12</sub>	d <sub>10</sub>	h <sub>10</sub>	d <sub>20</sub>	d <sub>25</sub>	d <sub>24</sub>	d <sub>22</sub>	K-90	α	l <sub>20</sub>	l <sub>21</sub>	d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>31</sub>	b <sub>1</sub>	h <sub>1</sub>	d <sub>30</sub>	h <sub>30</sub>	h <sub>31</sub>	l <sub>30</sub>
71A	71 <sup>0</sup> <sub>-0,5</sub>	112		90			7	9	165	130	200	12	4	45°	3,5	10	19	40	45	6	6	170	175	105	285	
80A	80 <sup>0</sup> <sub>-0,5</sub>	125	154	32	100	131	45	10	10	165	130	200	12	4	45°	3,5	10	22	50	50	6	6	186	190	115	300
80B																									320	
90L	90 <sup>0</sup> <sub>-0,5</sub>	140	170	40	125	156	48	10	11	215	180	250	15	4	45°	4	12	24	50	56	8	7	208	215	125	350
100S	100 <sup>0</sup> <sub>-0,5</sub>	140	170	40	125	156	48	12	12	215	180	250	15	4	45°	4	14	28	60	63	8	7	235	240	140	362
100L		160	200	45	140	169	60																		392	
112M	112 <sup>0</sup> <sub>-0,5</sub>	190	230	54	140	172	56	12	12	265	230	300	15	4	45°	4	16	32	80	70	10	8	260	276	164	452
132S	132 <sup>0</sup> <sub>-0,5</sub>	216	278	56	140	180	63	12	13	300	250	350	19	4	45°	5	18	38	80	89	10	8	302	310	178	480
132M		216	278	56	178	218	79																		530	
160S	160 <sup>0</sup> <sub>-0,5</sub>	216	278	56	178	218	79	15	18	300	250	350	19	4	45°	5	18	42	110	108	12	8	358	370	210	624
160M		254	300	60	210	248	65											48		(2p=4, 6, 8)	14	9				
180S	180 <sup>0</sup> <sub>-0,5</sub>	279	330	75	210	256	65	15	20	350	300	400	19	4	45°	5	18	48	110	121	14	9	410	400	220	682
180M		279	330	75	241	320	80											55		(2p=4, 6, 8)	16	10				
200M	200 <sup>0</sup> <sub>-0,5</sub>	318	400	80	305	380	100	19	25	400	350	450	19	8	22°30'	5	20	55	110	133	16	10	450	485	285	760
200L		318	400	80	305	380	100											60	140	(2p=4, 6, 8)	18	11			790	

## Справжнє передатне відношення приводу

Приймаючи передатне відношення циліндричного редуктора (з діапазону прийнятних передавальних відносин [2]), передатне відношення клинопасової передачі (із стандартного ряду передавальних відносин, [2]), визначимо передатне відношення ланцюгової передачі

Оскільки отримане число входить у діапазон прийнятних передавальних відносин передачі, залишаємо передатні відносини без змін. Визначаємо кінематичні та енергетичні характеристики на всіх валах приводу

1 вал (вал електродвигуна)

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 950}{30} = 99,4 \text{ рад/с}, \quad (12)$$

2 вал (швидкохідний вал циліндричного редуктора)

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 230,02}{30} = 24,08 \text{ рад/с}, \quad (16)$$

3 вал (тихохідний вал циліндричного редуктора)

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 46}{30} = 4,81 \text{ рад/с}, \quad (20)$$

4 вал (привідний вал)

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{3,14 \cdot 11,5}{30} = 1,2 \text{ рад/с}, \quad (25)$$

## 2.2 Вибір циліндричного редуктора

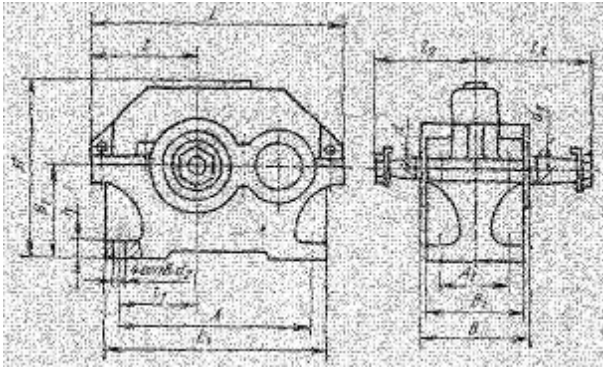
Циліндричний редуктор вибираємо за двома параметрами:

1. крутний момент на тихохідному валу  $T$ , Нм.
2. передатне відношення редуктора (має бути стандартним),

За розрахунковими даними:  $i=5$ ,  $T=528,07$  Н·м.

Відповідно до попередньо проведених розрахунків вибираємо редуктор ЦУ-200-5-12У2 ГОСТ 21426-75.

$T = 2000$  Н · м.



Малюнок 4 – Габаритні та приєднувальні розміри редуктора

Таблиця 3 – Габаритні та приєднувальні розміри редуктора, мм

Типо- размер редуци- тора	$L$ , не більше	$L_1$ , не більше	$l$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$H$ , не більше	$H_1$	$h$ , не більше	$A$	$A_1$	$B$ , не більше	$B_1$	$d$	$d_1$	$d_2$
НУ-100	315	265	132	85	136	135	224	112	23	224	95	140	132	25	35	15
НУ-160	475	412	195	136	218	218	335	170	29	353	126	185	175	45	55	24
НУ-200	560	500	236	165	230	265	425	212	36	437	136	212	200	55	70	24
НУ-250	710	615	290	212	280	315	530	295	40	545	185	265	250	70	90	28

### 2.3 Розрахунок передач

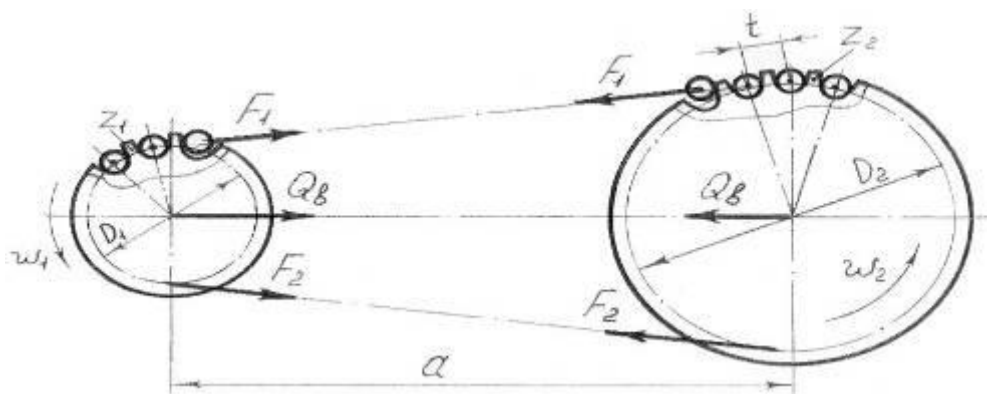


РИСУНОК 5 – Схема ланцюгової передачі

Розрахунок ланцюгової передачі

Число зубів малої зірочки  $z_1 : u = 4,13 ; \approx$

Число зубів веденої зірочки  $z_2 : z_2 = z_1 u = 22 \cdot 4,13 = 90,8 \approx z_2 = 91;$

Коефіцієнт експлуатації  $D_o \epsilon$

$K_e = K_d K_a K_n K_{рег} K_{см} K_{реж} = 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1 = 1,875 < 3$  – умова дотримується, (26)

де  $K_d$  - Коефіцієнт, що враховує динамічність навантаження. При спокійному навантаженні  $K_d = 1$ ; [2]

$K_a$  - Коефіцієнт, що враховує міжосьову відстань. При  $a = (30 \dots 50) \text{ t}$   $K_a = 1$ ; [2]

$K_n$  - Коефіцієнт, що враховує нахил лінії центрів зірочок до горизонталі. При вугіллі до горизонталі до  $60^\circ$   $K_n = 1$ ; [2]

$K_{рег}$  - Коефіцієнт, що залежить від способу регулювання натягу ланцюга  $K_{рег} = 1,25$ ;

$K_{см}$  - коефіцієнт, що враховує характер мастила.

$K_{реж}$  - Коефіцієнт, що залежить від тривалості роботи на добу. При однозмінній роботі  $K_{реж} = 1$ . [2]

Середній допустимий тиск у шарнірах  $[p_o]_{cp}$  [2] :

$$[p_o]_{cp} = \frac{34,3 + 34,3 + 34,3 + 34,3}{4} = 34,3 \text{ МПа} \quad (27)$$

Орієнтовне значення кроку ланцюга  $t$ , мм :

$$t = 2,82 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 K_3}{z_1 [p_o]_{cp} m_p}} = 2,82 \cdot \sqrt[3]{\frac{528,07 \cdot 10^3 \cdot 1,875}{23 \cdot 34,3 \cdot 1,0}} = 30,42 \text{ мм} \quad (28)$$

де  $T_3$  - крутний момент на провідній зірочці, Н · м;

$m_p$  - Коефіцієнт, що враховує число рядів ланцюга  $m_p$ .

Для визначення оптимального значення кроку ланцюга  $t$  мм задамося двома суміжними кроками однорядного приводного роликowego ланцюга нормальної серії типу ПР за ГОСТ 13568 - 75 і розрахунки зведемо в таблицю 4.

Таблиця 4 - Розрахунок ланцюгової передачі

N	Розрахункова формула	Крок ланцюга t ,мм	
		25,4	31,75
1	Характеристика ланцюга: руйнівне навантаження Q , Н маса 1м ланцюга q кг/м ширина внутрішньої ланки B <sub>вн</sub> , мм діаметр осі d , мм Площа проекція опорної поверхні шарніра A, мм <sup>2</sup>	55620 2,6 15,88 7,95 1,45 × 15,88·7,95=183	86820 3,8 19,05 9,55 1,45 × 19,05·9,55=283,7
2	Міжосьова відстань a <sub>о</sub> , мм a <sub>про</sub> = 40 t , мм (29)	40·25,4=1016	40·31,75=1270
3	Діаметри ділильних кіл зірочок D <sub>31</sub> ; D <sub>32</sub> , мм $D_{31} = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_1)}$ , мм (30) $D_{32} = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_2)}$ , мм (31)	$\frac{25,4}{\sin(180^\circ / 23)} = 186$ $\frac{25,4}{\sin(180^\circ / 91)} = 725,7$	$\frac{31,75}{\sin(180^\circ / 23)} = 233$ $\frac{31,75}{\sin(180^\circ / 91)} = 907,1$
4	Середня швидкість ланцюга v <sub>y</sub> , м/с $v_y = \frac{\omega_4 \cdot D_{31}}{2000}$ , м/с (32)	$\frac{1,2 \cdot 725,7}{2000} = 0,44$	$\frac{1,2 \cdot 907,1}{2000} = 0,54$
5	Кільцеве зусилля F <sub>t</sub> , Н $F_t = \frac{N_3 \cdot 10^3}{v_y}$ , Н(33)	$\frac{2,54 \cdot 10^3}{0,44} = 5772,72$	$\frac{2,54 \cdot 10^3}{0,54} = 4703,7$
6	Розрахунковий тиск у шарнірах ланцюга p , МПа $p = \frac{F_t}{A \cdot m} K_\rho \leq [p_o]$ , МПа (34)Дотримання умови	$\frac{5772,72}{183 \cdot 1} \cdot 1,875 = 59,1$ Чи не викон.	$\frac{4703,7}{283,7 \cdot 1} \cdot 1,875 = 31,08$ Викон.
7	Найменша кількість рядів ланцюга при заданому кроці n $n = \frac{p}{[p_o]}$ (35)	$\frac{59,1}{34,3} = 1,7 \rightarrow 2$	$\frac{31,08}{34,3} = 0,9 \rightarrow 1$
8	Натяг ланцюга від відцентрової сили F <sub>t</sub> , Н $F_y = q \cdot v_y^2$ , Н (36)	-	$3,8 \cdot 0,54^2 = 1,1$
9	Натяг від провисання ланцюга F <sub>f</sub> , Н F <sub>f</sub> = K <sub>f</sub> q a g , Н (37) де K <sub>f</sub> - Коефіцієнт, що враховує кут нахилу міжосьової лінії до горизонту K <sub>f</sub> =6; g - прискорення вільного падіння м/с <sup>2</sup> a-міжосьова відстань , м	-	$6 \cdot 3,8 \cdot 1,270 \cdot 10 = 289,56$
10	Допустимий коефіцієнт безпеки [ S ]	-	7,0
11	Розрахунковий коефіцієнт безпеки S $S = \frac{Q}{K_\rho F_t + F_y + F_f} \geq [S]$ (38)	-	$\frac{86820}{1 \cdot 4703,7 + 1,1 + 289,56} = 17,4$

12	<p>Число ланок ланцюга <math>L_t</math></p> $L_t = \frac{2a_o}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a_o} \quad (39)$ <p>(округлене до найближчого цілого)</p>	-	$\frac{2 \cdot 1270}{31,75} + \frac{23+91}{2} + \left( \frac{91-23}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \frac{31,75}{1270} \approx 140$
13	<p>Уточнена міжосьова відстань <math>a_y</math>, мм</p> $a_y = \frac{t}{4} \left[ L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right],$ <p>мм (40)</p>	-	$\frac{31,75}{4} \left[ 140 - \frac{23+91}{2} + \sqrt{\left( 140 - \frac{23+91}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{91-23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1271,1$
14	<p>Монтажна міжосьова відстань <math>a_m = 0,996 a_y</math>, мм(41)</p>	-	$0,996 \cdot 1271,1 = 1266$
15	<p>Навантаження на вали <math>Q = 1,15 K_g F_t</math>, Н (42)</p>	-	$1,15 \cdot 4703,7 = 5409,3$

Висновок: ланцюг ПР – 31,75 – 8900 ГОСТ 13568 -75 підходить у заданих умов роботи.[2]

### Розрахунок клинопасової передачі

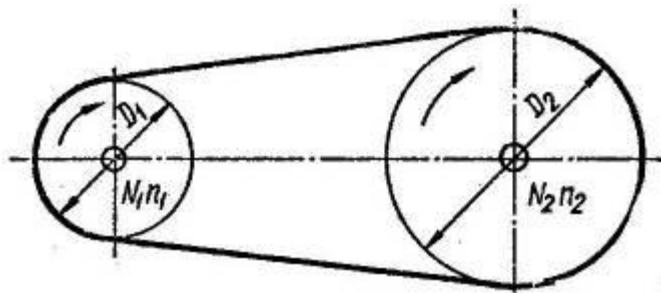


Рисунок 6 – Схема ремінної передачі

Вихідні дані:

1. Передатне відношення  $u_{рп} = 4$ .
2. Крутний момент на провідному валу  $T_1 = 28,2$  Н?
3. Частота обертання провідного валу  $n_1 = 950$  об/хв.
4. Потужність на провідному валу  $N_1 = 28$  кВт.

Визначимо розрахунковий крутний момент, що передається  $T_{1P}$ , Н·м

$$T_{1P} = T_1 \cdot 3 P. \quad (43)$$

де  $z_p$  - коефіцієнт, що враховує динамічність навантаження передачі та режим її роботи. Для легкого режиму роботи при числі змін, що дорівнює одиниці  $z_p = 1$ . [2]

$$T_{1P} = 28,2 \cdot 1 = 28,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Залежно від отриманої величини вибираємо перерізи Z та A .

Для перерізу Z:

$$T_{1P} = < 30 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$d_{1 \min} = 63 \text{ мм},$$

$$H_p = 6$$

ГОСТ 1284.1-89.

Для перерізу A:

$$T_{1P} = 15-60 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$d_{1 \min} = 90 \text{ мм},$$

$$\text{мм}.$$

Дійсний діаметр ведучого шківа  $d_1$ , мм вибираємо виходячи із співвідношення:

$$d_1 > d_{1 \min}.$$

Приймаємо для перерізу Z:  $d_1 = 71 \text{ мм}$ , для перерізу A:  $d_1 = 100 \text{ мм}$  ГОСТ 20889-88. [2]

Розрахунковий діаметр веденого шківа  $d_{2P}$ , мм

$$d_{2P} = d_1 \cdot U_{\text{рп}}. \quad (45)$$

$$\text{Для Z: } d_{2P} = 71 \cdot 4 = 284 \text{ мм}.$$

$$\text{Для A: } d_{2P} = 100 \cdot 4 = 400 \text{ мм}.$$

Дійсний діаметр веденого шківа  $d_2$  мм вибирається виходячи з умови:

$$d_2 < d_{2P}. \quad (46)$$

Приймається для перерізу Z  $d_2 = 280 \text{ мм}$ , для перерізу A  $d_2 = 400 \text{ мм}$ .

[2]

Дійсне передатне відношення  $u$

$$u = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)}, \quad (47)$$

де  $\varepsilon = 0,01 \div 0,02$  – коефіцієнт пружності ковзання.

$$\text{Для Z: } u = \frac{280}{71 \cdot (1 - 0,015)} 4.$$

$$\text{Для A: } u = \frac{400}{100 \cdot (1 - 0,015)} 4,06.$$

Мінімальна міжосьова відстань  $a_{\min}$ , мм

$$a_{\min} = 0,55 (d_1 + d_2) + H_p. \quad (48)$$

$$\text{Для Z: } a_{\min} = 0,55 \cdot (71 + 280) + 6 = 199,05 \text{ мм.}$$

$$\text{Для A: } a_{\min} = 0,55 \cdot (100 + 400) + 8 = 283 \text{ мм.}$$

Розрахункова довжина ремня  $L_p$ , мм

$$L_p = 2 \cdot a_{\min} + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + 0,25 \cdot (d_2 - d_1)^2 / a_{\min} \quad (49)$$

$$\text{Для Z: } L_p = 2 \cdot 199,05 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (71 + 280) + 0,25 \cdot (280 - 71)^2 / 199,05 = 1004 \text{ мм.}$$

$$\text{Для A: } L_p = 2 \cdot 283 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (100 + 400) + 0,25 \cdot (400 - 100)^2 / 283 = 1430,5 \text{ мм.}$$

Справжню довжину ремня вибираємо виходячи з умови  $L$ , мм

$$L > L_p \quad (50)$$

Для перерізу Z приймаємо  $L = 1120$  мм, для перерізу приймаємо  $L = 1600$  мм. ГОСТ 1284.1-89. [2]

Залежно від дійсної довжини ременя приймаємо значення коефіцієнта  $z_L$ , що враховує довжину ременя для перерізу Z  $z_L = 0,93$ ; для перерізу A  $z_L = 0,98$  ГОСТ 1284.3-96. [2]

Міжцентрова відстань дорівнює  $a$ , мм

$$a = a_{\min} + 0,5 \cdot (L - L_p). \quad (51)$$

Для Z:  $a = 199,05 + 0,5 \cdot (1120 - 1004) = 257,05$  мм.

Для A:  $a = 283 + 0,5 \cdot (1600 - 1430,5) = 367,8$  мм.

Кут обхвату ременем меншого шківа  $\alpha_1$ ,

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot (d_2 - d_1) / a. \quad (52)$$

Для Z:  $\alpha_1 = 180 - 57 \cdot (280 - 71) / 199,05 = 120^\circ$ .

Для A:  $\alpha_1 = 180 - 57 \cdot (400 - 100) / 283 = 119,5^\circ$ .

Залежно від отриманого значення приймаємо значення коефіцієнта  $z_\alpha$ , що враховує кут обхвату Z  $z_\alpha = 0,89$ ;

Швидкість ременя  $v$ , м/с

$$v = (\pi \cdot d_1 \cdot n_1) / (60 \cdot 10^3).$$

Для Z:  $v = (3,14 \cdot 71 \cdot 950) / (60 \cdot 10^3) = 3,5$  м/с.

Для A:  $v = (3,14 \cdot 100 \cdot 950) / (60 \cdot 10^3) = 4,9$  м/с.

Число ременів передач  $z$

$$z = (N_1 \cdot c_p) / (N_0 \cdot c_L \cdot c_\alpha \cdot c_k), \quad (54)$$

де  $N_0$  - Потужність, що передається одним ременем. Вибирається в залежності від перерізу ременя, його швидкості та діаметра ведучого шківа. Для перерізу Z при  $d_1 = 71$  мм,  $v = 3,5$  м/с,  $N_0 = 0,42$  кВт. Для перерізу A  $d_1 = 100$  мм,  $v = 4,9$  м/с,  $N_0 = 0,64$  кВт. [2]

$z_k$  - Коефіцієнт, що враховує число ременів передач. Попередньо приймаємо  $z_k = 1$ .

$$\text{Для } Z: z = (2,8 \cdot 1) / (0,42 \cdot 0,93 \cdot 0,89 \cdot 1) = 8.$$

$$\text{Для } A: z = (2,8 \cdot 1) / (0,64 \cdot 0,98 \cdot 0,89 \cdot 1) = 5.$$

Приймаємо для перерізу  $Z$   $z = 8$ , для перерізу  $Z = 5$ .

Сила, що навантажує вали передач  $F$ , Н

$$F = 2 \cdot F_0 \sin(\alpha_1/2). \quad (55)$$

де  $F_0$  - попереднє напруження ремня.

$$F_0 = 0,5 \cdot F_t / \varphi. \quad (56)$$

де  $\varphi = 0,45 \div 0,55$  – коефіцієнт тяги.

$F_t$  - Кільцеве зусилля.

$$F_t = (2 \cdot 10^3 \cdot T_1) / d_1. \quad (57)$$

Для перерізу  $Z$

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot 28,2 / 71 = 794,4 \text{ Н}.$$

Для перерізу  $A$

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot 28,2 / 100 = 564 \text{ Н}.$$

Для перерізу  $Z$ :

$$F_0 = 0,5 \cdot 794,4 / 0,5 = 794,4 \text{ Н}.$$

Для перерізу А

$$F_0 = 0,5 \cdot 564 / 0,5 = 564 \text{ Н}.$$

F для перерізу Z

$$F = 2 \cdot 794,4 \cdot \sin(120/2) = 1375,9 \text{ Н}.$$

F для перерізу А

$$F = 2 \cdot 564 \cdot \sin(119,5/2) = 974,4 \text{ Н}.$$

Умови вибору для встановлення ременя:

1. Число ременів ( z ) має бути найменшим.
2. Значення сили ( F ), що навантажує вал передачі, також має бути найменшим.

З значень z і F приймаємо до встановлення ремень перерізу А.

Аналіз результатів розрахунку показує, що доцільніше з конструктивних міркувань прийняти ремень типу А з числом ременів 5.

#### 2.4 Вибір та розрахунок шпонкових з'єднань

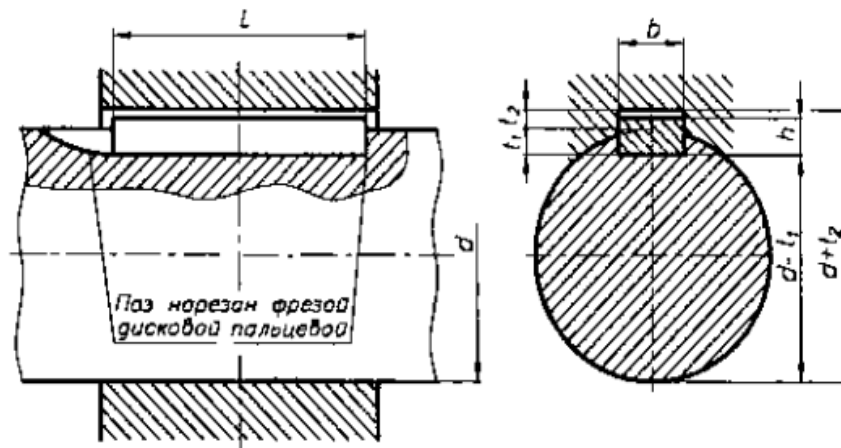
Діаметр приводного валу d , мм у місці посадки визначаємо за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}, \text{ мм};$$

де T<sub>4</sub> - крутний момент на приводному валу, Н·мм

[τ<sub>к</sub>] - допустима напруга при крученні, МПа

[τ<sub>к</sub>] = 25 МПа.



Малюнок 7 - Розміри шпонки

Таблица 5 – Стандартні довжини шпонки

<i>L</i> мм	6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500
МАТЕРИАЛ - сталь чистовитупата для шпонок по ГОСТ 8787-68. Возможна замена на другую сталь с $\sigma_B \geq 590$ МПа.	

Таблица 6 – Габаритні розміри шпонок

Вал		Шпонка				Шпоночный паз											
						Ширина					Глубина		Радиус за- кругления $r_1$ мм, $\times 45^\circ$				
						Соединение свободное		Соединение нормальное		Соединение плотное	Вал $t_1$	Втулка $t_2$					
Вал (H9)	Втулка (D10)	Вал (H9)	Втулка (JS9)	Вал и втулка (P9)	Вал $t_1$	Втулка $t_2$											
Св.	до	$b$ (H9)	$h$ (h9) (h11)	$L$ (h14)	Радиус за- кругления $r$ мм, фаска $s \times 45^\circ$		min		max		min		max				
6	8	2	2	6±20	0,16	0,25	2	+0,025	+0,060	-0,004	±0,012	-0,006	1,2	1,0	0,08	0,16	
8	10	3	3	6±36			3	0	+0,020	-0,029	-0,031	1,8	1,4				
10	12	4	4	8±45	0,25	0,40	4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	1,8	0,16	0,25	
12	17	5	5	10±56			5	0	+0,030	-0,030	-0,042	3,0	2,3				
17	22	6	6	14±70			6	0	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	3,5			2,8
22	30	8	7	18±90	0,4	0,6	8	0	+0,098	0	±0,018	-0,015	4,0	3,3	0,25	0,40	
30	38	10	8	22±110			10	0	+0,040	-0,036	-0,031	5,0	3,3				
38	44	12	8	28±140			12	0	+0,043	+0,120	0	±0,021	-0,018	5,5			3,3
44	50	14	9	36±160			14	0	+0,050	-0,043	-0,061	6,0	3,8				
50	58	16	10	45±180	0,6	0,8	16	0	+0,149	0	±0,026	0,022	7,0	4,4	0,4	0,6	
58	65	18	11	50±200			18	0	+0,065	-0,032	-0,074	7,5	4,9				
65	75	20	12	56±220			20	0	0	0	0	9,0	5,4				
75	85	22	14	63±250			22	0	0	0	0	9,0	5,4				
85	95	25	14	70±280			25	0	0	0	0	10	6,4				
95	110	28	16	80±320	1,0	1,2	28	0	0	0	±0,037	-0,032	11	7,4	1,2	1,6	
110	130	32	18	90±360			32	0	0	0	0	12	8,4				
130	150	36	20	100±400			36	0	0	0	0	13	9,4				
150	170	40	22	100±400			40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	15	10,4			
170	200	45	25	110±450			45	0	+0,080	-0,062	0	-0,088	17	11,4			
200	230	50	28	125±500			50	0	0	0	0	0	20	12,4			
230	260	56	32	140±500	1,6	2,0	56	-0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	12,4	1,2	1,6	
260	290	63	32	160±500			63	0	+0,100	-0,074	-0,106	20	12,4				

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{1991,67 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} \geq 73,58 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр валу 74 мм;

діаметр валу під підшипник 75 мм (ГОСТ 6636-69). [4]

Переріз шпонки  $b \times h : 20 \times 12$ ;

Глибина паза: вала  $t_1 = 7,5$  мм , втулки  $t_2 = 4,9$  мм. [4]

Розрахунок шпонкового з'єднання на зминання  $l_p$ , мм

$$l_p = \frac{4,4 \cdot T_4}{[\sigma]_{cm} \cdot d \cdot h \cdot z}, \quad (59)$$

де  $T_4$  – переданий крутний момент, Н·м – діаметр валу в місці встановлення ШПОНКИ

;

$$l_p = \frac{4,4 \cdot 1991,67 \cdot 10^3}{100 \cdot 74 \cdot 12 \cdot 1} = 98,7 \text{ мм.}$$

Умова міцності на зріз МПа

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot 1991,67 \cdot 10^3}{74 \cdot 119 \cdot 20} = 22,6 \text{ МПа.}$$

Повна довжина шпонки  $l$ , мм:

$$l = l_p + b, \text{ мм; (61)}$$

$$l = 98,7 + 20 = 118,7 \text{ мм}$$

Приймаємо до встановлення шпонку завдовжки 125 мм. [4]

Приймаємо за стандартом шпонку із розмірами:  $20 \times 12 \times 125$ . [4]

### 3 . Рекомендації щодо вибору масла та змащення всіх вузлів приводу

Зачеплення циліндричних редукторів зазвичай змащуються рідкою олією. Способи змащення: картерний, централізований або струменевий. Для нашого виду редуктора рекомендується картерний метод. Спосіб змащення вибирається в залежності від окружної швидкості. При окружних швидкостях, що не перевищують 12 м/с, застосовується картерне змащування зануренням у масляну ванну редуктора, якщо потрібно охолодження шляхом централізованого підведення охолодженої олії. Температура олії у ванні редуктора допускається до 65°C і лише в окремих випадках 85°C. Зубчасте колесо повинне бути занурене у масляну ванну не більше ніж на 2/3 висоти зуба. Картерний проточний спосіб змащування полягає в тому, що у ванну редуктора з одного боку подається олія, а з іншого приділяється і одночасно відбувається охолодження його. Для очищення олії від бруду та інших домішок застосовують сітчасто-пластинчасті фільтри. Охолодження масла здійснюється в трубчастих холодильниках, трубками якого проходить охолоджена вода.

Для збереження фізико-хімічних властивостей масла при тривалій експлуатації, а також для кращого його відстою в мастильну систему додають баки-відстійники ємністю від 8 до 20-кратної хвилинної продуктивності насоса. мастильній системі підтримується приблизно 1 ... 1,5 атм., на виході з сопла - 0,5 ... 0,8 атм.

Підшипники змащуються маслом, розбризкуванням коліс.

Циркуляційне мастило застосовується при великих швидкостях передачі

(  $v \geq 12$  м/с), а також у редукторах невеликої потужності та швидкості, якщо конструкція не дозволяє здійснити картерне мастило. Масло з картера або спеціального бака подається насосом у місця змащення трубопроводом через сопла або при широких зірочках через колектори.

Для очищення та охолодження олії встановлюють фільтри, охолоджувачі та інші пристрої.

У середньошвидкісних ланцюгових передачах, що не мають герметичних картерів, можна застосовувати пластичне внутрішньошарнірне або крапельне змащування. Пластичне внутрішньошарнірне змащування здійснюється періодично, через 120-180 годин, зануренням ланцюга в масло, нагріте до температури, що забезпечує його розрідження. Пластичний мастильний матеріал застосовують при швидкості ланцюга до 4 м/с, а крапельне змащування – до 6 м/с. Для змащування ланцюгової передачі ми використовували періодичне мастило.

Підшипники приводного валу доцільно змащувати індивідуально густим (пластичним) мастилом. Також для змащування підшипників нашого приводного валу використовуємо пластичне мастило. У цьому випадку підшипник закривають з внутрішньої сторони захисним або маслоскидним кільцем. Вільний простір усередині підшипникового вузла заповнюють густим мастилом. Через кожні три місяці виробляють добавку свіжого мастила, а через рік – розбирання, промивання вузла та збирання зі свіжим мастилом.

Для подачі в підшипники густого мастила застосовують прес-масляни за ГОСТ 19853-74. Мастило подається під тиском спеціальним шприцом. Для густого мастила використовують також ковпачкові маслянки.

Для індивідуального підведення рідкого мастила до підшипників є масляни різних конструкцій. Найпоширенішою з них є прес-маслянка за ГОСТ 19853-74. Широке застосування знаходить також наливна маслянка.

Діаметр отвору для підведення мастила в корпусі, кришці, склянці зазвичай приймають рівним діаметру різьблення для маслянки і виконують його свердлом під різьблення.

У кришках підшипників для підведення мастила виконують канавки, а на торці роблять один-два пази. У склянках також виконують канавки і свердлять один-два поперечні отвори. [5]

4 . Короткий опис порядку збирання, роботи та обслуговування основних елементів приводу

Привід шнекового живильника включає електродвигун, що є джерелом механічної енергії. З валу електродвигуна з частотою обертання, що дорівнює 950 об/хв, передається крутний момент через ремінну передачу ( $u=5$ ) на циліндричний редуктор. Вихідний вал редуктора передає крутний момент через ланцюгову передачу ( $T=528,07\text{Н}\cdot\text{м}$ ), що приводить в рух робочий орган машини.

Порядок складання приводу описується по складальним кресленням.

На раму 2 встановлюють електродвигун 32 і циліндричний редуктор 17. На вал електродвигуна одягається провідний шків 6 ремінної передачі. На вхідний вал редуктора одягається ведений шків 7. Електродвигун і редуктор встановлюються на раму, виробляють натяг ремінної передачі 18 натяжною плитою 5. Електродвигун і редуктор встановлюють на пази рами і наживляють болтами 12, 13 з надітими на них. редуктора одягається провідна зірочка 8 ланцюгової передачі 19. На приводний вал одягається ведена зірочка 9 яка фіксується кінцевою шайбою. Після встановлення зірочок відбувається встановлення ланцюгів та їх натяг за допомогою натяжного пристрою 4.

Після встановлення всіх елементів приводу здійснюється монтаж шкіра та натяжних пристроїв; виконується контроль рівня олії в редукторі.

При пуску в роботу приводу необхідно спочатку обкатати його без навантаження протягом не менше 1 години. Обслуговування приводу полягає в тому, що необхідно стежити за кількістю масла в редукторі, адже від цього залежить довговічність його робота.

Порядок роботи приводу шнекового живильника полягає в наступному: від електродвигуна типу 4А112 МА 6УЗ за ГОСТ 12139-84 потужністю 3 кВт і частотою обертання 950 об/хв через ремінну передачу передається крутний момент на швидкохідний вал циліндричного редук2 марки Ц5 ГОСТ 21426-75 з передавальним числом 5. Частота обертання швидкохідного валу – 111,29 об/хв. хв.

5 . Вимоги техніки безпеки до проєктованого об'єкту

Важливу роль у забезпеченні безпечної експлуатації обладнання належить його безпечній конструкції, оснащеній необхідною контрольно-вимірною апаратурою, приладами безпеки, блокувальними пристроями, автоматичними засобами сигналізації та захисту, що дозволяють контролювати дотримання нормальних режимів технологічного процесу, а також унеможливають виникнення аварій та нещасних.

У процесі роботи категорично забороняється технічне обслуговування приводу (усунення несправностей, доливання або зміна масла в редукторі, мастило ланцюгової передачі тощо).

Конструкція приводу шнекового живильника має забезпечувати безпечну експлуатацію. Елементи механічної та електричної частини машини виконуються у необхідному кліматичному виконанні. Обов'язково встановлюється захисне заземлення. Електродвигун, пускорегулюючу апаратуру та приводну та натяжну станції захищають від попадання крапельної вологи за допомогою установки кожухів. Щоб не порушувати тепловий режим електродвигуна, в місці його установки кожух перфорується.

Механічні передачі приводної станції забезпечуються захисними кожухами.

Привід шнекового живильника встановлюється на міцну, ретельно вирівняну основу. В обов'язковому порядку приводна станція та опорні конструкції закріплюють анкерними болтами, щоб уникнути зміщення від заданого проектного положення в процесі експлуатації.

Розташування та встановлення обладнання в технологічному цеху здійснюється з дотриманням наступних умов: послідовність розміщення обладнання за технологічною схемою, забезпечення зручності та безпеки обслуговування та ремонту, максимального природного освітлення та надходження свіжого повітря [6].

## Висновок

У ході виконання курсового проекту на тему «Розрахунок приводу шнекового живильника» я ознайомився із принципом її дії та призначенням. У розрахунковій частині за заданими параметрами розраховано привід машини, тобто підібраний електродвигун, циліндричний редуктор. Також були розраховані клинопасова передача та ланцюгова передача.

## 5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБЛЕНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

Об'єктом виробництва є шнек транспортуючого конвейера, який працює в умовах абразивного виготовлення (мікрорізання, пружній контакт, пластичний зносостійкості і мікротвердості робочої поверхні шнека і з метою його відновлення необхідно використовувати композитне покриття газотермічним способом - плазмовим напиленням. В даній роботі запропоновано метод плазмового нанесення покриття з композитного матеріалу (76,5 % ПР-НХ17СР4+ 23,5 % TiC).

В роботах [37, 86] викладені економічні основи функціонування машинобудівного покриттів на поверхні деталей машин.

На основі наведеної методики були проведені розрахунки норм часу для всіх операцій конвейера всередині цеху керувалися: вартістю та ступенем вибраних машин, видом вантажів, шляхами їх переміщення, вагою та геометричністю поверхонь, плануванням цеху та ін. Враховуючи більшість із наведених факторів, були вибрані автонавантажувачі в кількості 2 штук.

Устаткування маємо в послідовності виконання операцій з урахуванням зручних підходів на запланований обсяг робочого часу і розмір річного - випуску відновлених шнеків, була розрахована явна кількість робочих (2 людини) і облікова кількість (3 людини) технічного персоналу. На основі отриманих даних було прочитано кількість усіх видів робочого персоналу.

Розрахунок необхідних інвестицій для здійснення та впровадження розробленої технології відновлення шнеків проводився з урахуванням кількості та спеціальний інструмент і оснащення виробляється по пунктам, вартість яких перевищує 30 мінімальних зарплат і терміном служби більше року [179]. Витратний інструмент техоснащення прийнято вважати, з огляду на дані умови, їх вартість враховувалась у витратах на зміст і експлуатацію обладнання.

В рамках визначення самостійності відновленого шнека (готової одиниці продукту) вироблявся розрахунок за кількістю залучених матеріалів на його обробку (порошок ПР-НХ17СР4 і порошок TiC). Вихід із площі відновлюваних поверхонь шнека (винтової та циліндри чеської),

товщини покриття та щільності композитного матеріалу були пораховані витрати на матеріал для напилення (додаток Г). Також були пораховані витрати на пісок, який використовувався при піскоструйній обробці поверхонь шнека (додаток Г). Окрім витрат на матеріали враховувалися витрати на технологічні напрямки, такі як паливо (газ) та електроенергетика.

До витрат на паливо відносяться витрати на транспортуючий і плазмообразуючий газ:

$$C_{\text{ГАЗ}} = (1534 \cdot 29/60) \cdot 9,7 \cdot 1,5 = 10787,855 \text{ у.е.}$$

Затрати на електроенергію  $C_{\text{Э}}$  (у.е.) рассчитувались

$$C_e = \frac{(M \cdot T \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3)}{n} \cdot C_{\text{Э}} \quad (5.1)$$

де  $M$  - сумарна потужність електродвигуна на участку напилення (100 кВт);  $T$  - дійсний річний фонд роботи обладнання (1976 год);  $K_1$  - комплексний коефіцієнт, що враховує використання електродвигуна за потужністю і за часом (0,7);  $K_2$  - коефіцієнт завантаження обладнання довання (0,8);  $K_3$  - коефіцієнт, що враховує показники мережі (1,05);  $C_{\text{Э}}$  - вартість 1 кВт/год електроенергії (0,0210 у.е.);  $n$  - КПД електродвигунів (0,8).

$$C_E = ((100 \cdot 1976 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \cdot 1,05) / 0,8) \cdot 0,0210 = 3049,956 \text{ у.о.}$$

Окремим пунктом розраховувався фонд заробітної плати всіх категорій робочих. Результати розрахунків фонду оплати праці представлені в заяві Г. При цьому також був прочитаний єдиний соціальний внесок (ЄСВ), який становить 30,2 % від фонду заробітної плати (ФЗП) [179].

Також проводиться розрахунок загальновиробничих, 10-20 %) від їх балансової вартості. Витрати на внутрішньозаводське переміщення вантажів (на зміст та експлуатацію транспортних засобів, і горючі матеріали) визначалися в розмірі 40 % від вартості транспорту. При визначенні загальновиробничих витрат враховувалися: амортизація будівель, споруд та інвентаря, витрати на їх утримання та ремонт, витрати на інноваційну діяльність, витрати на від основної заробітної плати виробничих робіт (в сумі матеріальні витрати - 65 %, зарплата - 15 % і амортизація - 20 %) [37, 86, 174]. Комерційні витрати становлять 3-5 % від виробничої собівартості

Отримали розрахунок техніко-економічних показників ціни (табл. 5.3).

Так, визначав річний обсяг випуску відновлених шнеків в умовних відпускних цінах, прибуток від реалізації відновлених шнеків і чистий прибуток.

Таблиця 5.3 - Техніко-економічні показники ділянки по відновленню шнеків плазмовим напиленням композитних покриттів

№ п/п	Показники	Значення
1.	Річний обсяг випуску відновлених шнеків	
	а) в натуральному значенні, шт.;	1534
	б) в вартості вираженні (умовно відпускних цін), млн. у.о.	3,067212
2.	Вартість інвестицій - всього, млн. у.о.,	0,613600
2.1.	в тому числі основні фонди, млн. у.о.	0,208600
3.	Чисельність працюючих, люд.,	7
3.1.	в тому числі виробничих робочих, люд.	3
4.	Фонд заробітної плати, млн. у.о.	0,108972
5.	Середньомісячна зарплата 1 працюючого, у.о.	1297,285
6.	Продуктивність праці 1 працюючого, млн.	0,438173
7.	Фондовіддача	14,70379
8.	Фондоозброєність праці, млн. у.о.	0,069533
9.	Собівартість річного об'єма, млн. у.о.	2,45377
10.	Збільшення собівартості одиниці продукції, млн. у.о.	0,0015995
11.	Чистий прибуток, млн. у.о.	0,487400
12.	Рентабельність виробництва, %	79,43
13.	Річний економічний ефект, млн. у.о.	0,468992
14.	Період повернення інвестицій, років	1,258

Річний економічний ефект відновлення шнека плазмовим напиленням склав 468 992,4 у.е. Період повернення інвестицій складає 1,258 років.

#### 5.4 Висновки по п'ятому розділу

1. Розроблена і впроваджена технологія плазмового напилення, пройшла апробація експлуатаційними характеристиками стиків.

2. Річний економічний ефект відновлення шнеків склав 468992,4 у.е. Період повернення склав 1,258 року при програмі відновлення 1534 шнека в рік.

## ВИСНОВОК

Приведені в роботі теоретичні та експериментальні дослідження - дозволяють зробити висновки:

1. Нанесення композитних покриттів плазмовим напиленням на винесені поверхні деталей з метою її відновлення та збільшення ресурсу експлуатації становить науковий обладнання АПК.

2. Розроблена установка для нанесення композитних матеріалів на поверхні деталей відносно відновлюваної поверхні деталі.

3. Отримані аналітичні залежності кінематичних режимів плазмового напилення від геометричних особливостей поверхонь шнека , товщини формованого розрахунків па параметрах плазмового напилення поверхонь деталей машин.

4. Теоретично обґрунтований і експериментально доведений новий склад окриття з основою.

5. Визначено технологічні режими плазмового напилення з позитивним покриттям 76,5 -НХ17СР4+23,5 % ТіС для гвинтової і циліндричної поверхонь шнека при напрузі на дузі 260 В - сила струму дуги плазмотрона 233...248 А, 4,6 мм/об.

(для циліндричної поверхні), швидкість переміщення плазмотрона 3...7 мм/хв (для гвинтової поверхні), об'ємний витрата плазмоутворюючого газу 0,8...1,8 л/с.

6. Експериментальні дослідження підтвердили коректність теоретичних положень, розроблених у магістерській роботі. Отримані регресійні моделі залежать від лі залежно від міцності щеплення покриття з основою та твердості покриття від технологічних режимів напилення робочих поверхонь шнека.

7. Експериментально встановлено, що величина стійкості отриманого композитного го покриття.

Мікротвердість композитного покриття 76,5 % ПР-НХ17СР4+23,5 %ТіС в 1,4 раза вище, ніж

ня вкладень становить 1,258 років при програмі відновлення 1534

шнека в рік.

9. Отримані результати дозволено рекомендувати розроблену технологію КВ, які дуже активно використовуються на підприємствах АПК. .

10. Перспективними напрямками подальшої розробки теми є: дослідження особливостей нестационарних хвиль при формуванні композитних алей АПК, а також вивчення наповнювачів композитних матеріалів із розширенням спектру їх можливого використання при відновленні . деталей машин