

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

**Факультет автоматизації і інформаційних технологій**  
(факультет)

**Кафедра машин і обладнання технологічних процесів**  
(назва кафедри)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ д.т.н., проф. Назаренко І.І.

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2023 року

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

**"Дослідження логістичної системи транспортування шлаків пневмошнековим  
робочим органом"**

(назва)

Виконав: студент групи ІЛС-2маг

**Спеціальності 131 «Прикладна механіка»**  
(спеціальність)

**Федишин Андрій Миколайович**  
(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Керівник: **Клименко М. О.**  
(прізвище та ініціали)

**к.т.н., доцент**  
(вчене звання, науковий ступінь)

Київ 2023 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

**Факультет автоматизації і інформаційних технологій**  
(факультет)

**Кафедра машин і обладнання технологічних процесів**  
(назва кафедри)

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

**"Дослідження логістичної системи транспортування шлаків пневмошнековим  
робочим органом"**  
(назва)

**Федишина Андрія Миколайовича**  
(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Київ 2023 р.

## ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ.....	6
Участь у конференціях.....	8
ВСТУП.....	9
1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ШНЕКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ .....	10
1.1 Класифікація шнекових робочих органів .....	10
1.2 Стаціонарні і пересувні робочі органи .....	10
1.3 Горизонтальні і похилі робочі органи .....	12
1.4 Вертикальні робочі органи.....	13
1.5 Транспортувальні труби .....	15
1.6 Робочі органи з примусовим і вільним завантаженням.....	18
1.7 Технічні характеристики шнекових робочих органів .....	19
1.8 Аналіз комбінованих шнекових транспортерів.....	21
2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПНЕВМОШНЕКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ .....	29
2.1 Аналіз роботи пневмошнекового робочого органу.....	29
2.2 Теоретичне дослідження роботи пневмошнекового робочого органу.....	33
2.3 Продуктивність пневмошнекового робочого органу .....	34
2.4 Потужність приводу пропонованого пневмошнекового робочого органу.....	36
2.4.1 Потужність, необхідна для приводу гвинта .....	36
2.5 Частота обертання шнекового вала.....	42
2.6 Дослідження впливу частоти обертання шнека та швидкості повітряного потоку на продуктивність, сумарну потужність та	

<b>АТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</b>								
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Тема роботи: Дослідження логістичної системи транспортування шлаків пневмошнековим робочим органом	Лім.	Лист	Листів
Розроб.	Федишин						3	74
Перев.	Клименко							
Н. контр.								
Затв.	Назаренко							
						КНУБА, каф.МОТП ІЛС-2маг		

енергоємність пневмошнекової установки .....	44
2.7 Дослідження впливу кроку шнека та швидкості повітряного потоку на енергоємність пневмогвинтової установки.....	46
2.8 Дослідження впливу швидкості повітряного потоку та частоти обертання гвинта на виділення пилу зі шлаку.....	49
3. СТВОРЕННЯ 3D МОДЕЛІ ШНЕКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ЇЇ ВЗАЄМОДІЇ З ОБРОБЛЮВАНИМ СЕРЕДОВИЩЕМ.....	52
4. ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПНЕВМОШНЕКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ .....	57
4.1 Конструктивні параметри робочого органу .....	57
4.1.1 Розрахункова годинна продуктивність робочого органу: .....	57
4.1.2 Необхідний діаметр гвинта .....	57
4.1.3 Крок шнека.....	58
4.1.4 Кут нахилу робочого органу .....	58
4.2 Потужність електродвигуна .....	59
4.3 Розрахунок навантажень на валу шнека .....	60
4.4 Визначення геометричних характеристик вала шнека .....	61
4.5 Розрахунок валу шнека на міцність .....	62
4.6 Перевірочний розрахунок .....	63
4.7 Розрахунок підшипникових опор шнека .....	66
5. ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА.....	68
5.1 Небезпечні і шкідливі фактори, що виникають при роботі устаткування .....	68
5.2 Заходи з техніки безпеки передбачені в проекті .....	69
5.2.1 Методи і засоби зниження вібрації.....	69
5.2.2 Методи і засоби зниження шуму .....	69
5.2.3 Запобігання можливості ураження електричним струмом.....	70
Перелік посилань .....	72

					<i>АТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</i>	<i>Лист</i>
						5
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

## АНОТАЦІЯ

Федишин А.М. Дослідження логістичної системи транспортування шлаків пневмошнековим робочим органом. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Атестаційна випускова робота магістра за спеціальністю 131 «Прикладна механіка» – Київський національний університет будівництва та архітектури, Київ, 2023.

Випускова робота магістра присвячена дослідженню конструктивних параметрів та основних режимів роботи пневмошнекового робочого органу, який використовуються в логістичній системі транспортування шлаків.

В магістерській роботі виконано огляд конструктивних схем та здійснений аналіз конструкцій пневмошнекового робочого органу для транспортування шлаків помольних установок, що випускаються провідними світовими виробниками пневмошнекових транспортувальних установок, а також проведений огляд перспективних науково-конструкторських розробок та досліджень, виконаних українськими та іноземними дослідниками.

На основі отриманих закономірностей і дослідних даних, були проаналізовані використовувані розрахункові залежності руху матеріалу в транспортувальних механізмах шнекових машин, а також проаналізовані енергетичні витрати на транспортування, а також масу такого транспортного обладнання.

Розроблена математична модель витрат енергії на основі здійснених теоретичних досліджень, які витрачаються на процес транспортування, а також розроблено методологію визначення потужності, що споживається на транспортування.

Розроблено конструкцію шнекового робочого органу для транспортування шлаків, а також інших сухих будівельних сумішей, який може бути використаний для ефективного транспортування шлаків і інших

					<b>А ТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</b>	Лист
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

матеріалів, що мають високу твердість і абразивність. Визначені потужності, що споживається безпосередньо на процес транспортування шлаку, з урахуванням різних швидкостей обертання шнекового робочого органу, розмірів, а також різного конструктивного виконання шнеків.

Розроблена конструкція пневмошнекового робочого органу, ґрунтуючись на установлених закономірностях руху з метою підвищення інтенсивності та ефективності робочих процесів транспортування, а також з урахуванням оптимізації енергетичних витрат на робочий процес транспортування сухих будівельних сумішей.

Ключові слова: пневмошнековий робочий орган для транспортування шлаку та сухих будівельних сумішей, суха будівельна суміш, траєкторія руху, енергія транспортування, показники ефективності, кутова швидкість обертання, витрати енергії.

					<b>АТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</b>	Лист
						7
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

## УЧАСТЬ У КОНФЕРЕНЦІЯХ

1. Фецишин Андрій. Дослідження транспортування шлаків пневмошнековим робочим органом // ВМС-2023 – International Scientific-Practical Conference of young scientists «BUILD-MASTER-CLASS-2023», Київ, КНУБА, 30.11-1.12.2023.

					<i>АТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		8

## ВСТУП

Транспортування шлаків здійснюється різними видами транспорту, серед яких особливу групу складають шнекові робочі органи. Шнеки мають ряд переваг - компактність, простота експлуатації, надійність, що зумовило їх широке поширення.

Однак на даний час підвищення продуктивності даних пристроїв здійснюється за рахунок збільшення діаметра, що зменшує їх компактність та збільшує металоемність.

Шлак, поряд із високою твердістю і абразивністю, дуже часто має високу засміченість і транспортується разом із домішками. Кількість домішок становить до 12%, а деяких випадках до 26 %. Дані домішки переміщуються разом із шлаком. Таке становище зумовлює додаткові витрати енергії та зниження продуктивності транспортних робіт. Наявність пилу, та дрібної фракції сприяє засміченню каналу. Тому видаляти пил та інші легкі домішки необхідно якомога раніше.

Таким чином, створення високопродуктивних транспортувальних установок на основі шнекових робочих органів з можливістю видалення домішок дрібної та середньої фракції є актуальним завданням.

					<b>АТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</b>	Лист
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

# 1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ШНЕКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

## 1.1 Класифікація шнекових робочих органів

Всі шнекові робочі органи можна розділити за кількома ознаками. Наприклад, розрізняють тихохідні (частота обертання гвинта не більше 200 об/хв) і швидкохідні робочі органи.

Види шнекових робочих органів

Шнекові робочі органи									
Горизонтальні	Похилені	Вертикальні	Транспортувальні труби	С примусовим завантаженням	З вільним завантаженням	Стаціонарні	Пересувні	Тихохідні	Швидкохідні

## 1.2 Стаціонарні і пересувні робочі органи

Шнекові робочі органи бувають стаціонарними і пересувними. Останні використовують зазвичай в складах і на механізованих майданчиках для навантаження матеріалу в автомобілі і залізничні вагони. Пересувний самохідний робочий орган (рисунок 1.1) призначений для переміщення шлаку в похилому положенні під кутом до 60°. Кожух шнекового робочого органу складається з трьох секцій: нижній, на якій змонтовані привод гвинта (шнека), задня пара коліс, лебідка для повороту скидає патрубку і розсувна приймальна воронка; середньої, забезпеченою очисними люками, і верхньої з поворотним випускним патрубком та забезпеченою захисною решіткою.

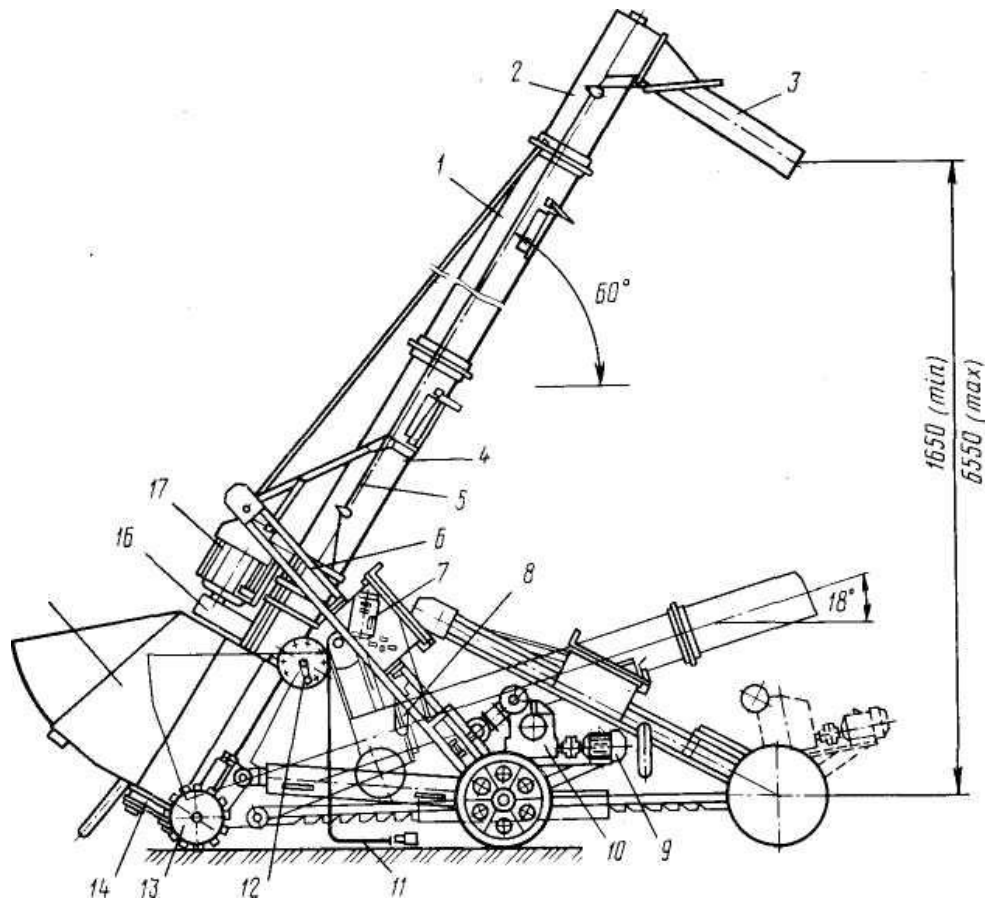


Рисунок 1.1 – Пересувний самохідний шнековий робочий орган

На рисунку 1.1 позначено: 1, 2, 4 - середня, верхня і нижня секції; 3 - розвантажувальний патрубок; 5 - трос; 6 - підйомна рама; 7 - вузли управління; 8 - рукоятка підйому і опускання шнека; 9, 17 - електродвигуни; 10 - черв'ячний редуктор; 11 - гнучкий кабель; 12 – лебідка; 13 - задні колеса; 14 - клинопасова передача; 15- завантажувальний пристрій; 16 - ланцюгова муфта.

Секції кожуха шнекового робочого органу з'єднані між собою фланцевими сполуками, а секції гвинта - за допомогою шарнірно-зубчастих муфт. Випускний патрубок змонтований на поворотному колі верхньої секції і може бути повернений за допомогою лебідки і троса.

Пересування робочого органу забезпечується передачею обертання від електродвигуна через редуктор і дві ланцюгові передачі одному з передніх

коліс. Для повороту при русі задня пара коліс забезпечена роликами, що забезпечують кочення цих коліс в будь-якому напрямку. Переміщення хвостовій частині робочого органу при повороті здійснюють вручну, для чого передбачені ручки, приварені до приймальні воронку.

Висоту скидання шлаку встановлюють, змінюючи відстань між передніми і задніми колесами за допомогою поліспасти, що пов'язує основу робочого органу і поворотної рами. Лебідка робочого органу, встановлена на поворотній рамі, має ручний і електричний приводи. Для зміни кута нахилу робочого органу використовують той же двигун і редуктор, що і для пересування.

### 1.3 Горизонтальні і похилі робочі органи

Горизонтальний шнековий робочий орган (рисунок 1.2) складається з гвинта 4 у вигляді розташованого в підшипниках 2 і 3 поздовжнього валу з укріпленими на ньому шнековими витками, жолоби 5 з напівциліндричним днищем, в якому гвинт розміщений співвісно, і приводу 1 (електродвигун і редуктор), крутного гвинта. Насипний вантаж подається в жолоб через одне або кілька отворів в його кришці і при обертанні гвинта ковзає уздовж жолоба, подібно до того, як рухається по гвинту гайка, що утримується від спільного з ним обертання. Спільному обертанню вантажу з гвинтом перешкоджає сила тяжіння вантажу і тертя його про жолоб. Розвантаження жолоби проводиться через одне або кілька отворів в днищі, забезпечених затворами.

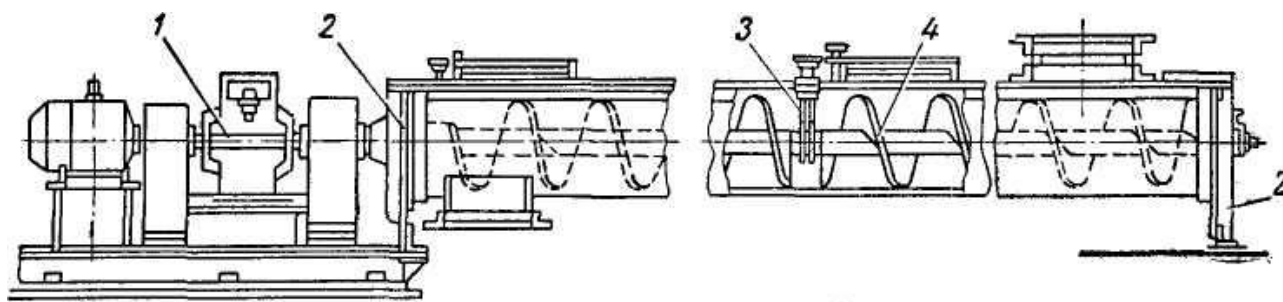


Рисунок 1.2 – Схема горизонтального шнекового робочого органу

На похилих шнекових робочих органах з рухом вантажу вгору продуктивність зменшується зі зростанням кута нахилу, особливо при наявності проміжних підшипників. Прикладом похилого шнекового робочого органу є модель на рисунку 1.1.

Перевагою горизонтальних шнекових робочий органів є надійність, простота і компактність, герметичність, можливість завантаження і розвантаження в будь-якому місці по довжині траси.

До недоліків шнекових робочий органів слід віднести деяке подрібнення матеріалу, що транспортується, інтенсивний знос гвинта і жолобу при транспортуванні абразивних матеріалів, велику питому витрату енергії, непридатність для переміщення крупнокускових, липких і вологих матеріалів.

#### *1.4 Вертикальні робочі органи*

Вертикальні шнекові робочі органи відносяться до робочий органів спеціального типу (рисунок 1.3, а і б). Робочий орган складається з підвішеного на наполегливому підшипнику валу із суцільними шнековими витками, що обертається в циліндричному кожусі (трубі); короткого горизонтального гвинта-живильника, теж обертального в трубі, і одного (рисунок 1.3, а) або двох роздільних (рисунок 1.3, б) приводів для обох гвинтів. Розвантаження робочого органу проводиться через патрубок угорі кожуха. Нижню ділянку вертикального гвинта, до якого подається вантаж, роблять або змінного, зменшувального догори діаметра, або зі зменшеним кроком. При великій висоті робочого органу щоб уникнути биття валу іноді встановлюють проміжні підшипники.

На рисунку 1.3,в показаний крутопохилий перевантажувальний шнековий робочий орган під фланцевий електродвигун.

Вертикальні шнекові робочі органи застосовують для підйому вантажу

на висоту зазвичай до 15 м і не більше 30 м при транспортуванні порошкоподібних, зернистих і дрібносипких матеріалів при обмеженій продуктивності. Їх переваги і недоліки приблизно ті ж, що і горизонтальних шнекових робочий органів. У порівнянні з ковшовими елеваторами вони мають менші габаритні розміри і більшу зручність розвантаження в будь-яку сторону, але значно більш енергоємні.

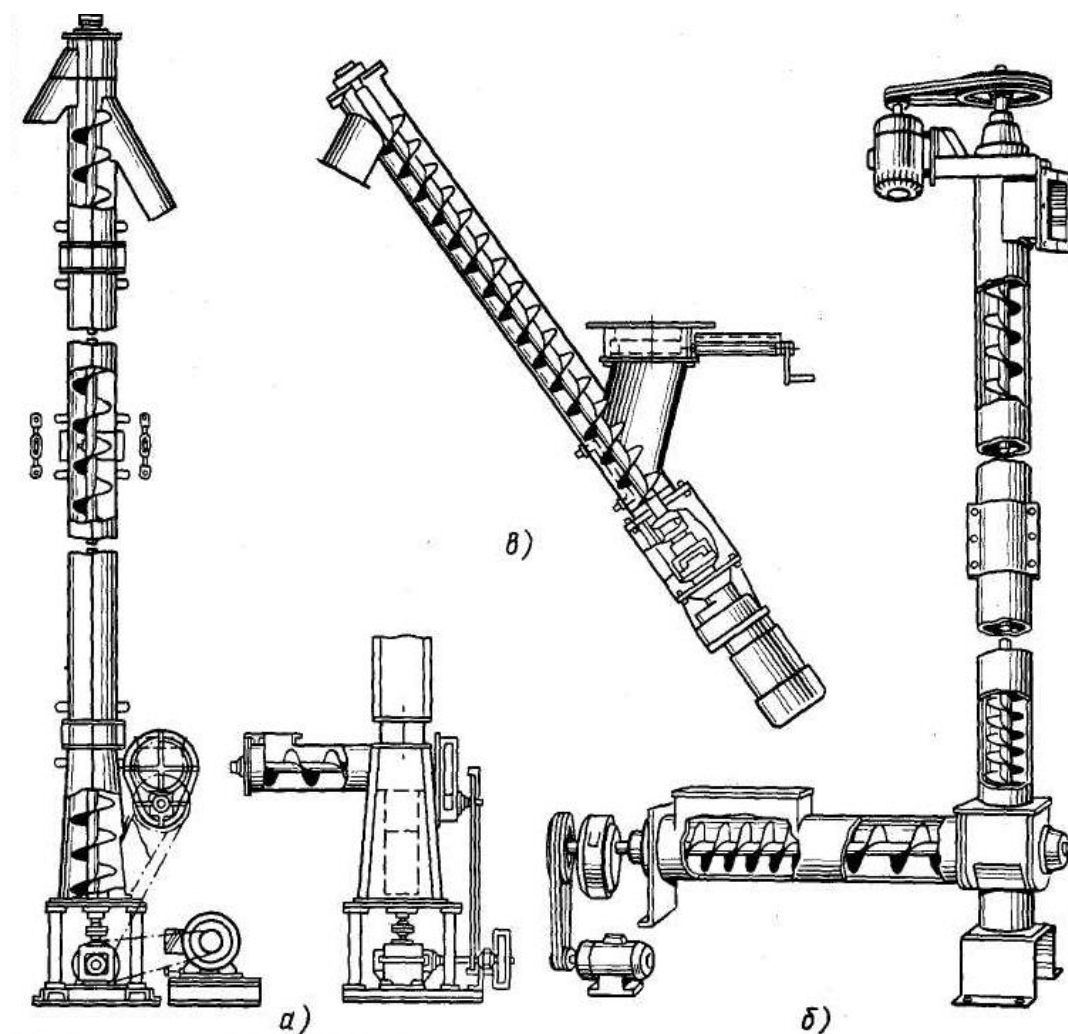


Рисунок 1.3 – Шнекові робочі органи:

а), б) -вертикальні; в) - крутопохилі

Особливим випадком використання вертикальних шнекових робочий органів (при досить малому діаметрі гвинта і малої продуктивності) є застосування їх в якості установок для буріння вертикальних свердловин і

шпурів. Транспортує шнековий орган сполучено них з робочим органом бурової машини і швидко обертається штангою з бурової коронкою на кінці (рисунок 1.4).

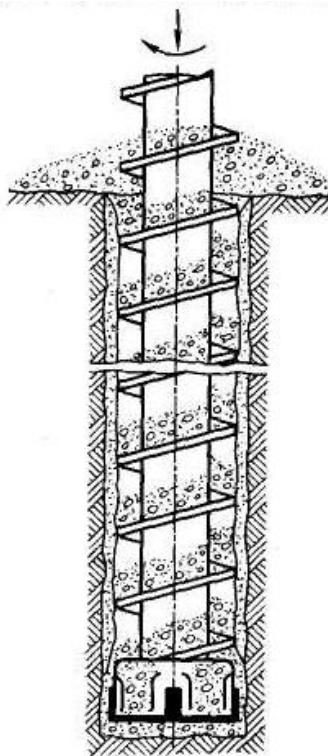


Рисунок 1.4 – Бурова штанга з транспортуючим гвинтом

Кожухом в цих умовах служить циліндрична стінка свердловини або обсадна труба. Новоутворена під коронкою бурова дрібниця створює в нижній частині свердловини підпір, забирається і транспортується укріпленої на штанзі шнековий лопаттю. Швидкість транспортування і продуктивність зростає з підвищенням частоти обертання штанги.

Шнекові робочі органи вертикального типу застосовують рідко. Вони є індивідуальним устаткуванням, що вимагає спеціальної конструктивної розробки і виготовлення. Параметри цих робочий органів не стандартизовані.

### 1.5 Транспортувальні труби

Шнекові транспортує труба (рисунок 1.4) обертається на встановлених на деякій відстані один від одного парних роликах. У середині труби на її

стінці укріплені шнекові витки. При обертанні труби насипний вантаж, поданий до неї з одного кінця, поступово пересипаючи під дією сили тяжіння по утвореному витками шнекового жолобу, просувається уздовж осі труби і висипається з іншого кінця. У місцях обпирання на ролики на трубу насаджені охоплюють її сталеві кільця (бандажі), якими труба перекочується по роликам. Крім опорних роликів, на тих же станинах прикріплено по два напологливих ролика, розташованих по обидві сторони від кілець і утримують трубу від осьового зсуву. Обертання передається трубі від приводу з зубчастими колесами, причому колесо останньої зубчастої пари надіто, подібно до кільця, на корпус труби. Для зручності подачі насипного вантажу всередину труби при невеликому її діаметрі з боку завантаження (праворуч на рисунку 1.5, а) укріплена конічна шнекова секція. Розвантаження з протилежного боку труби відбувається зсипанням через її кромку.

Шнекові транспортувальні труби встановлюють горизонтально або з невеликим нахилом. Різновидом пристроїв цього типу є транспортувальні труби без шнекових витків всередині з гладкою циліндричною поверхнею. Для забезпечення осьового руху вантажу їх встановлюють завжди з нахилом в бік руху вантажу; такі труби є технологічними агрегатами, що служать для виконання тих чи інших технологічних процесів, наприклад випалу, сушки, агломерування, змішування і т. п. Переміщення по шнековим трубах теж зазвичай поєднується з технологічними процесами, причому довжина труб, що досягає 200-250 м, нерідко визначається періодом часу, протягом якого вантаж повинен знаходитися в трубі для завершення технологічної операції.

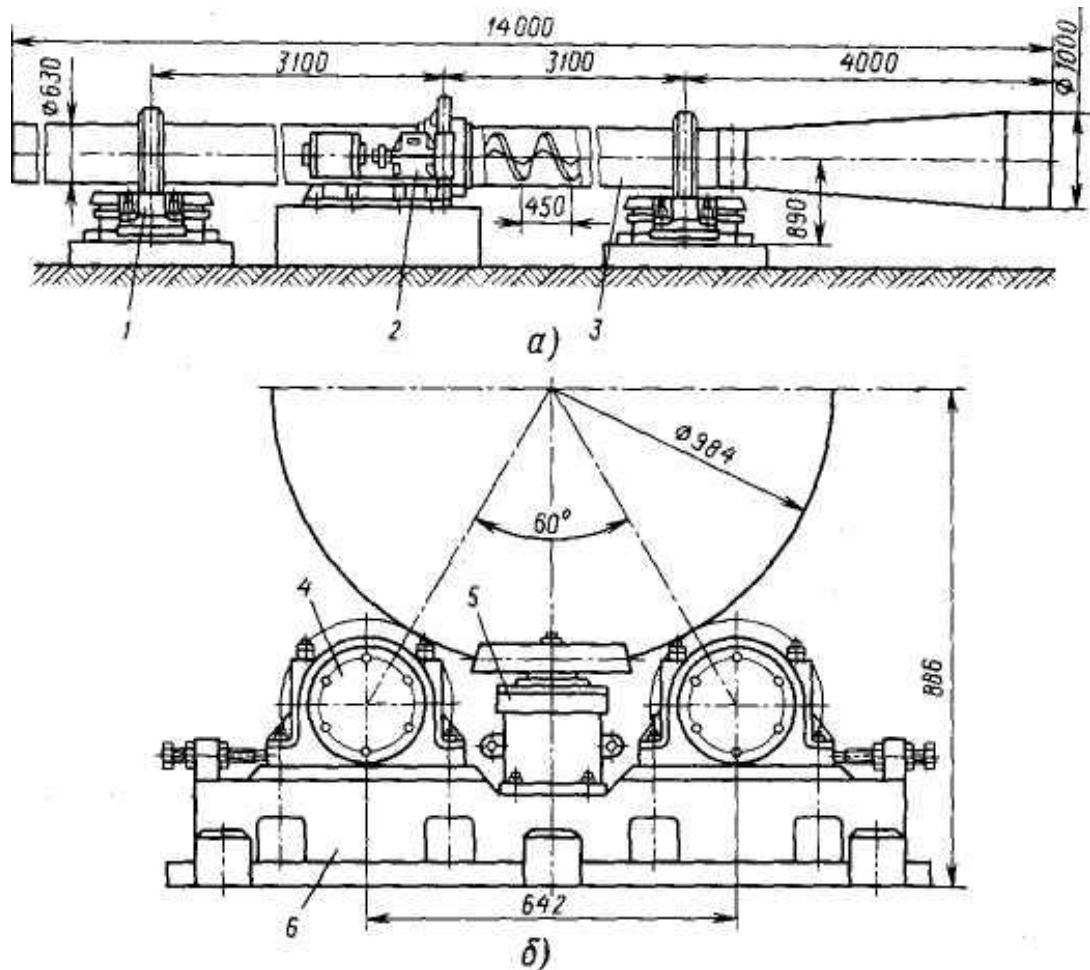


Рисунок 1.5 – Шнекова транспортувальна труба:

а) - загальний вид; б) - опорна рама з роликами;

1 - опорно-наполегливі ролики; 2 - привод; 3 - труба; 4 - опорний ролик; 5 - завзятий ролик; 6 – рама

До переваг шнекових транспортувальних труб відноситься порівняно проста конструкція і надійність, ізоляція по всій довжині від зовнішнього середовища, широкий діапазон продуктивності і довжини; до недоліків - велика маса, значні габаритні розміри, висока витрата енергії (хоча і менша, ніж на шнекових робочих органах).

## 1.6 Робочі органи з примусовим і вільним завантаженням

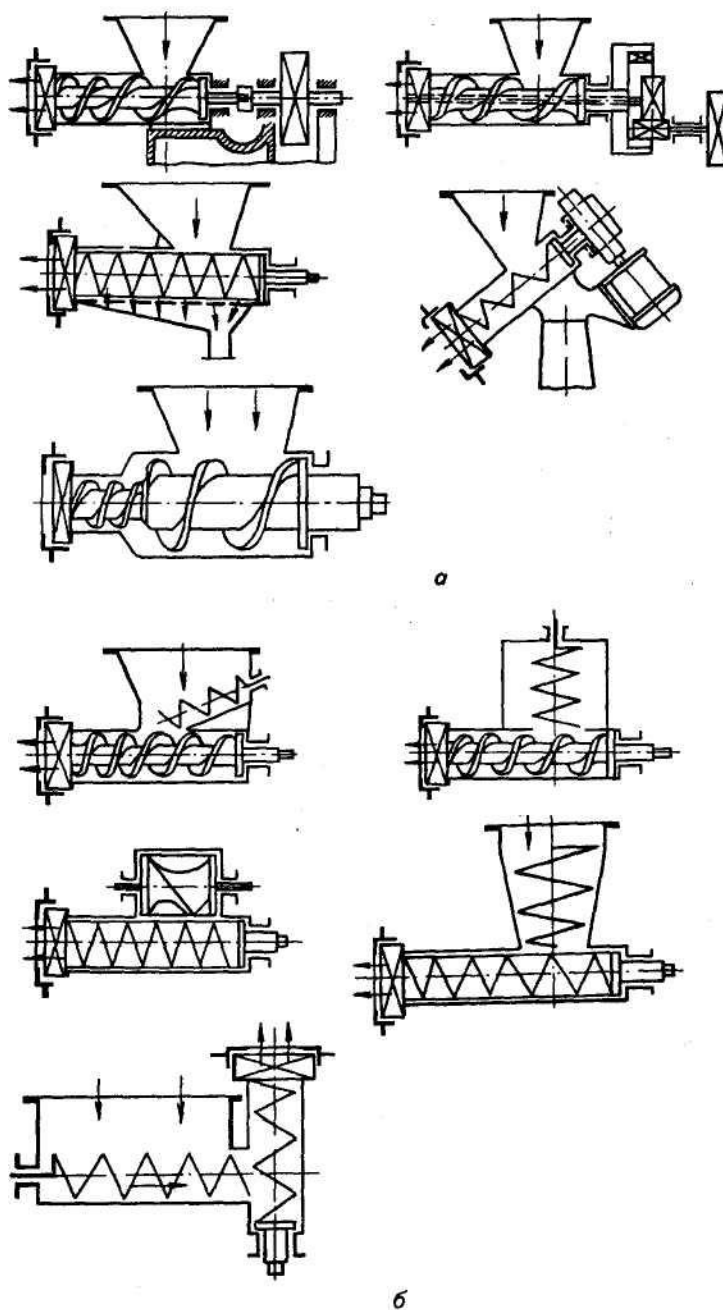


Рисунок 1.6 – Схема робочий органів з:

а) примусовою і б) вільною подачею сировини

Дані пристрої застосовують в основному в будівельній промисловості для обладнання пресування. Дане обладнання дуже поширене і застосовується в сукупності з різним формувальним обладнанням.

### 1.7 Технічні характеристики шнекових робочих органів

Для різних галузей промисловості підприємства виробляють шнекові робочі органи з різними характеристиками. Приклади таких стандартизованих робочий органів вказані в таблицях 1.1, 1.2 і 1.3.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики шнекових робочий органів

	У9-УКВ-1	У9-УКВ-1-01
Продуктивність на матеріалі при мінімальній висоті скидання, т/год	100	100
Мінімальна висота скидання матеріалу, мм	2350	2780
Максимальна висота скидання матеріалу, мм	6500	7100
Встановлена потужність, кВт	11	11
Діаметр гвинта, мм	250	250
Довжина транспортера, м	10	12,5

Пересувний шнековий самонавантажувач (марки У9-УСШ, У9-УСШ/6, У9-УСВ) призначений для подачі матеріалу з насипу в різні транспортувальні засоби. Матеріал забирається шнеком безпосередньо з насипу і по трубі корпусу подається через патрубок на транспортний засіб.

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики шнекових самонавантажувачів

	У9-УСШ	У9-УСШ/6	У9-УСВ
Продуктивність: (при насипній масі зерен 0,75 т/м <sup>3</sup> ), т/год	80	80	80
Висота скидання, мм	850	950	2500
Встановлена потужність, кВт	4	4	4

Таблиця 1.3 – Технічні характеристики шнекових робочий органів

Тип робочого органу	РЗ-БКШ-200	РЗ-БКШ-250	РЗ-БКШ-315	РЗ-БКШ-400	РЗ-ДКВ-Т-200	РЗ-ДКВ-Т-250	РЗ-ДКВ-Т-315	РЗ-ДКВ-Т-400
Продуктивність, т / год	14	28	57	84	14	28	57	84
Діаметр гвинта, мм	200	250	315	400	200	250	315	400
Крок гвинта, мм	200	250	315	400	200	135 185 250	250 315	400
Транспортувальний матеріал	Щебінь				Пісок			

Тип робочого органу	РЗ-ДКВ-Т-100	РЗ-ДКВ-200	РЗ-ДКВ-250	РЗ-ДКВ-315	РЗ-ДКВ-400	Г1-20-16П	Г1-32-25П	Г1-40-30П
Продуктивність, т/год	5,2	14	28	57	84	6,4	26	50
Діаметр гвинта, мм	100	200	250	315	400	200	315	400
Крок гвинта, мм	125	200	135 185 250	300 250	315 400	160	250	300
Транспортувальний матеріал	Щебінь					Пісок		

## 1.8 Аналіз комбінованих шнекових транспортерів.

Крім шнекових транспортерів з «класичним» компонованням існують транспортуючі машини, які можна віднести до комбінованих. Крім основного шнека, що здійснює транспортування, вони містять пристрої, що збільшують заповнення корисного об'єму шнека, що покращують завантаження-вивантаження та ін.

До таких машин, що транспортують, на основі шнекових транспортерів можна віднести «двогвинтовий» транспортер (рисунок 1.7), що містить основний шнек і розташований співвісно з ним шнек більшого діаметру. Шнек більшого діаметра розташований у завантажувальному пристрої, захоплює вантаж і примусове завантаження основного шнека. Однак, дана схема не набула поширення через складність, громіздкість і низьку ефективність.

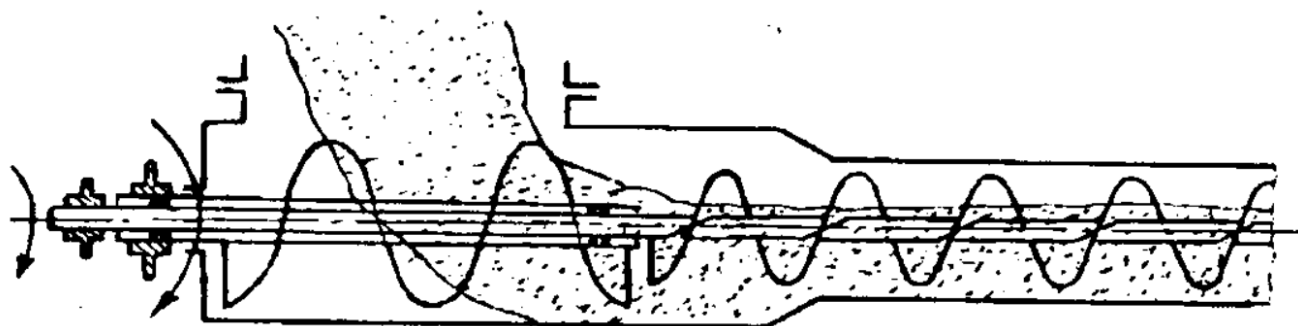


Рисунок 1.7 - Гвинтовий транспортер із примусовим завантаженням від співвісного шнека більшого діаметра (двогвинтовий транспортер).

Розроблено так само конструкція нагнітальної установки, що транспортує вантаж у вертикальному або крутопохилому напрямку. У ній як робочий орган, що подає, використаний гвинт. Сипучий вантаж (рисунок 1.8) подається в завантажувальний пристрій установки, звідки попадає на витки шнека, а потім гвинтом 2, що приводиться в обертання електродвигуном 1, подається в камеру змішування через 3 зворотний клапан 4. Стиснене повітря

подається в камеру змішування через спеціальну перегородку створює потік вантажу і по транспортному трубопроводу суміш вантажу з повітрям надходить в бункер 6. У бункері швидкість повітря зменшується, при цьому вантаж осаджується на дно бункера і вивантажується в приймальні ємності. Привід шнека та повітродувної машини може здійснюватися як від різних електродвигунів, так і одним електродвигуном через передавальні механізми. Повітря, що містить частинки пилю, очищається у фільтрувальній установці і викидається в атмосферу. Певну складність створює необхідність герметизації кожуха гвинта, так як повітряний потік, що нагнітається, може прориватися в завантажувальний пристрій.

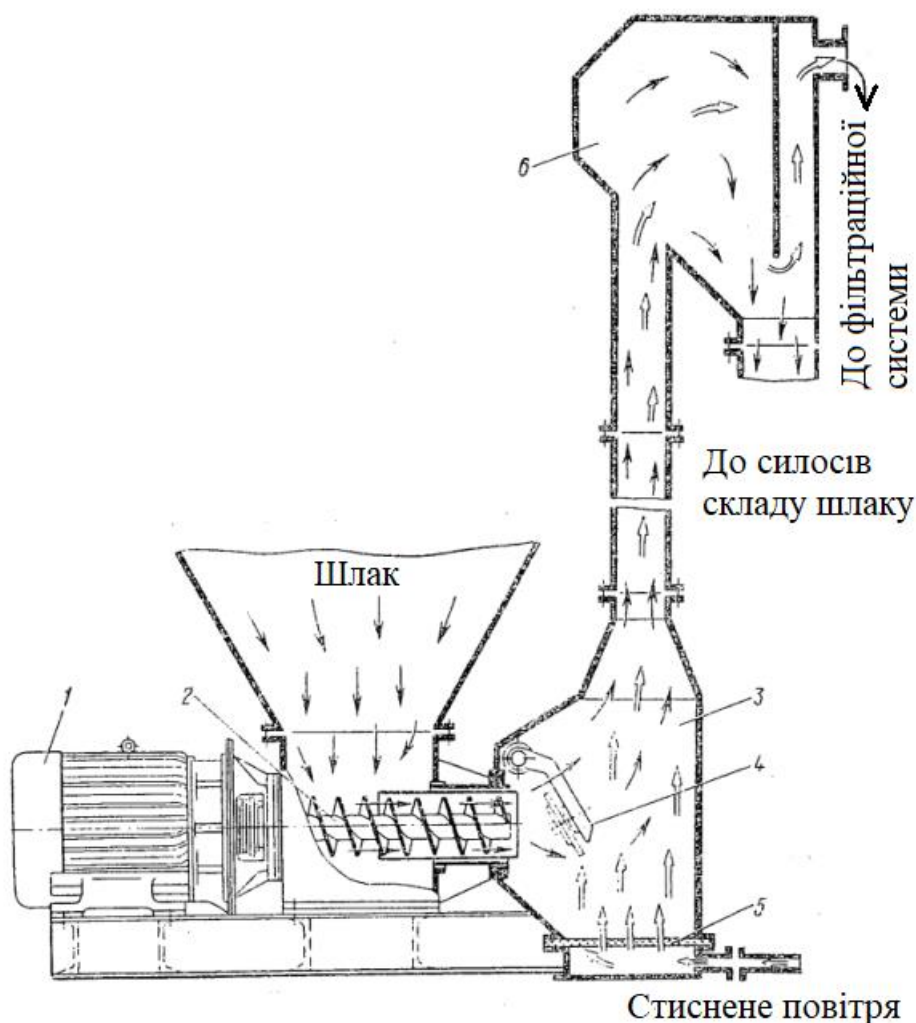


Рисунок 1.8 - Нагнітальна установка з гвинтовим робочим органом, що подає

Таку конструкцію мають гвинтові живильники типу ПШМ. Однак, у цих конструкціях установок гвинт використовується тільки для подачі вантажу в камеру змішування вантажу і потоку повітря і подальшому транспортуванні не бере участі. Безпосереднє транспортування сипучого вантажу, наприклад цементу, шлаку, здійснюється тільки повітряним потоком.

В Україні проведено дослідження вертикального пневмошнекового конвеєра. Він містить (рисунок 1.9) кожух 1 із завантажувальним бункером 2, встановлений у кожусі шнек 3 з валом 4 на підшипниках 5 і вентилятор, що всмоктує 6 з трубопроводом 7. Трубопровід 7 має заслінку 8 для регулювання повітряного потоку. Установка містить механізм приводу 9 шнека і вентилятора. Конвеєр також має автоматичний механізм керування заслінкою.

При роботі пневмогвинтового конвеєра ротор 10 електродвигуна 11 обертає механізм приводу 9. У свою чергу механізм приводу 9 приводить у обертання вал 4 на підшипниках 5 зі шнеком 3, а так само всмоктуючий вентилятор 6. При обертанні шнека 3 він починає піднімати 6 створює в трубопроводі 7 всмоктуючий повітряний потік. Підйом сипучого вантажу, наприклад шлаку, відбувається при одночасному впливі шнека і всмоктуючого потоку повітря, що збільшує продуктивність установки та знижує її енергоємність.

Авторами вказується, що конструкція дозволяє автоматично регулювати величину повітря, що всмоктує, потоку, що подається в кожух шнека, в залежності від частоти обертання останнього, чим досягається оптимальне поєднання транспортування шнеком і потоком повітря.

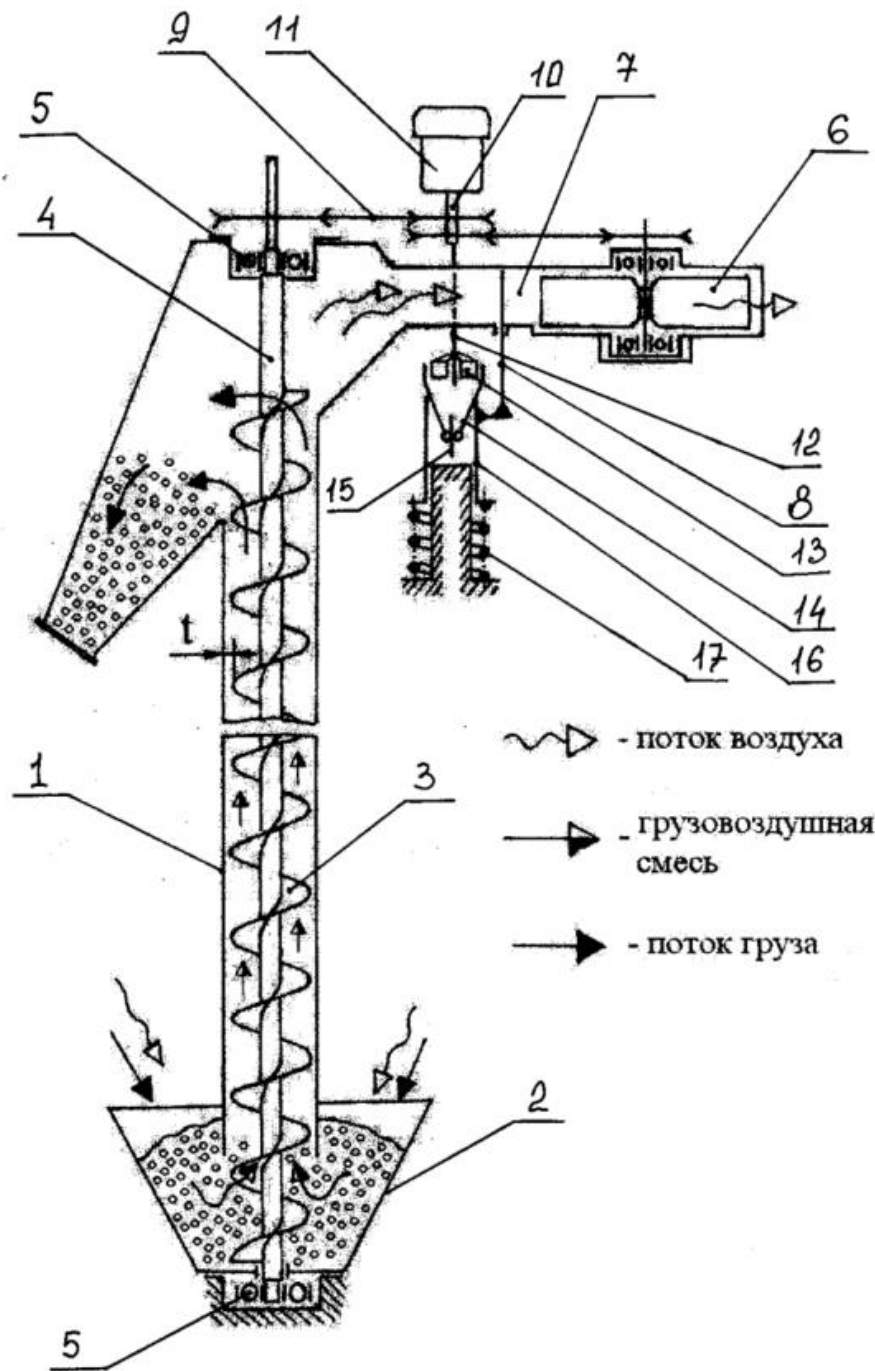


Рисунок 1.9 - Конструктивно-технологічна схема вертикального пневмошнекового конвеєра:

1 – кожух, 2 – бункер, 3 – шнек, 4 – вал, 5 – підшипники, 6 – вентилятор, 7 – трубопровід, 8 – заслінка, 9 – механізм приводу, 10 – ротор, 11 – електродвигун, 12 – вал, 13 – вантаж, 14 – важіль, 15 – стрижень, 16 – циліндр, 17 – пружина.

У цьому пневмошнековому конвеєрі реалізовано принцип комбінованого транспортування. Вантаж піднімається при одночасному впливі гвинтової поверхні та потоку повітря. Однак швидкість повітряного потоку нижче критичної швидкості витання цементу. Поєднання двох способів транспортування дозволило значно збільшити продуктивність та знизити енергоємність. Дана конструкція досліджувалась тільки для вертикального підйому вантажу, що не дозволяє використовувати результати для горизонтального та похилого переміщення шлаку та інших сипких вантажів.

Комбіновані конструкції використовують і за кордоном. Прикладом можуть бути вакуумні перевантажувачі GVac (рисунок 1.10) призначені для перевантаження цементу. Основною рушійною силою перевантажувача цементу GVac є повітря, що всмоктується, яке захоплює цемент і подає його на шнек для подальшого вивантаження в кузов транспортного засобу. Зазначається, що перевагою конструкції шнекових пневматичних транспортерів GVac є висока продуктивність – до 40 тон/годину.

Продуктивність може становити 80 тон/годину з додатковим приймальним шнеком, що поставляється окремо під час перевантаження шлаку з наповненого бункера за допомогою 2-метрового рукава. Однак вона залежить від вологості повітря, довжини рукавів, що використовуються, температури повітря. Вакуумні перевантажувачі GVac можуть використовуватися з малопотужними компресорами (70 кВт).

Транспортери пневматичні GVac також можуть оснащуватися приймальним шнеком, який спрощує транспортування шлаку з рівня землі. Крім цього вони мають два гідроциліндри приймального шнека, які дозволяють регулювати його висоту та кут нахилу. Таким чином, можна підлаштовувати приймальний шнек під робочу поверхню та під купу шлаку.

Транспортери GVac є комбінованими, що містять два послідовні принципи транспортування: захоплення вантажу - потоком повітря, подальше

транспортування та відвантаження - шнеком. Існують перевантажувачі, що працюють лише на основі пневмотранспорту.

Аналогічний пристрій має пневмошнековий навантажувач GV-120 (рисунок 1.10) із приводом від валу відбору потужності базової машини. Він використовується при розвантаженні та завантаженні автомашин, вагонів, суден, завантаженні шлаку і цементу з насипу.



Рисунок 1.10 - Пневмошнековий навантажувач GV-120

Вказуються основні переваги даної машини:

- можливість забору цементу і шлаку з насипу;
- наявність складаної ферми, що підтримує гнучкий всмоктувальний рукав;
- гідравлічний шнек, що автоматично розкладається.

Повітря, всмоктуване в рукав, є основною рушійною силою для переміщення шлаку. Він захоплює шлак та подає його в напірну камеру. При попаданні повітряно-зернової суміші всередину, її швидкість сповільнюється, шлак опускається на дно всмоктувальної камери і подається на шнек для подальшого вивантаження. Повітря, пил та інші легкі домішки виводяться через вихлопну трубу.

Серійно випускаються також пневмоперевантажувачі, призначені для

транспортування цементу, шлаку та інших сипучих будівельних матеріалів. Пневмоперевантажувачі дозволяють переміщати сипкі матеріали на значні відстані, робити завантаження та розвантаження автомобільного, залізничного транспорту, силосів, суден тощо. Важливим є те, що установки даного типу на впливають на вологість транспортованого середовища.

Пневмоперевантажувач складається (рисунок 1.11) із встановленого на рамі вентилятора високого тиску з електродвигуном, циклону - осадника, шлюзового затвора, повітровою. До складу також входять трубопроводи, забірний пристрій, циклон заспокійник. Принцип роботи пневмоперевантажувача наступний: за рахунок розрядження в пневмосистемі повітря захоплює шлак і переміщає його в циклон - осадник. В останньому за рахунок зменшення швидкості вантажно-повітряної суміші та виникаючих при закручуванні потоку відцентрових сил, у циклоні відбувається відділення вантажу. Вантаж через шлюзовий затвор надходить у матеріалопровід для подальшого транспортування. До основних переваг пневмоперевантажувачів відносять можливість переміщення шлаку на значні відстані; захоплення шлаку прямо із відвалів; можливість транспортування у просторовій трасі; можливість одночасного транспортування у вертикальному та горизонтальному напрямку; часткове очищення шлаку від дрібних домішок.



Рисунок 1.11 - Улаштування пневмоперевантажувача.

Серійно випускаються пневмоперевантажувачі серії М. Вони мають схоже призначення та пристрій, відрізняючись продуктивністю та необхідною

					<b>АТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</b>	Лист
						27
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

потужністю для приводу.

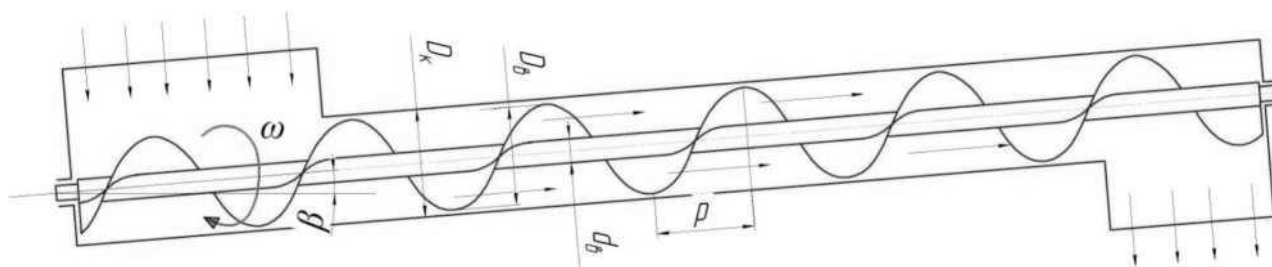
Пневматична схема відповідає «змішаному» типу – всмоктуючий нагнітальний. Основні недоліки цих машин типові для пневмотранспортерів: чутливість технологічного процесу до перевантаження та неоднорідності вантажу, висока енергоємність, громіздкість. Проведений аналіз конструкцій комбінованих гвинтових транспортерів показує, що в них поєднуються або два гвинтові пристрої, або гвинтовий та пневматичний транспортери. Але вони працюють послідовно, без суміщення. Поєднання принципів транспортування використано лише у конструкції вертикального пневмошнекового конвеєра. За рахунок подачі всмоктуючого повітряного потоку в кожух гвинтового конвеєра досягнуто зменшення ефекту відкидання шлаку гвинтовою поверхнею при великій частоті обертання. Завдяки цьому збільшено заповнення міжвиткового простору та продуктивність вертикального транспортування шлаку без збільшення діаметра гвинта. Крім зазначеного знижено руйнування часток шлаку.

Всмоктувальний потік повітря змінює процес взаємодії шнека з матеріалом, що переміщається. Характер змін залежить від того, де розташований вентилятор і від напрямку та параметрів потоку повітря. Можливі два варіанти напрямів всмоктувального повітряного потоку: 1 - напрямок повітряного потоку в цілому збігається з напрямком переміщення зернової маси шнеком (рух у кожусі); 2 – напрям повітряного потоку становить кут із напрямом руху зернової маси (рух у завантажувальному та розвантажувальному пристроях). Відповідно до цього мають місце два варіанти взаємодії, які розглянемо у теоретичних дослідженнях.

## 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПНЕВМОШНЕКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ

### 2.1 Аналіз роботи пневмошнекового робочого органу

Схема роботи шнека або гвинтового конвеєра включає в себе захоплення матеріалу в завантажувальному пристрої, його транспортування всередині кожуха, розвантаження в розвантажувальному пристрої. При цьому матеріал двічі змінює характер руху (рисунок 2.1). У завантажувальному пристрої він рухається під нахилом або вертикально вниз до моменту взаємодії з гвинтовою поверхнею шнека. Після захоплення шнеком матеріал переміщається уздовж осі шнека до розвантажувального пристрою, при цьому траєкторія його руху може бути коливною (тихохідний гвинтовий транспортер) і по гвинтовій лінії (швидкохідний гвинтовий транспортер). При досягненні розвантажувального пристрою траєкторія його руху знову змінюється на прямолінійну похило або вертикально вниз.



$D_B$  - діаметр гвинта (шнека);  $D_K$  - діаметр кожуха;  $d_B$  - діаметр вала гвинта;  $P$  - крок;  $\omega$  - кутова швидкість.

Рисунок 2.1 - Загальна схема роботи гвинтового транспортера.

Продуктивність шнека залежить від ряду параметрів, серед яких щільність матеріалу, крок і діаметр шнека, його частота обертання або кутова швидкість. З одного боку, для збільшення продуктивності необхідно збільшувати кутову швидкість робочого органу. Однак низкою досліджень

встановлено, що залежність продуктивності від кутової швидкості носить нелінійний характер. Спочатку з ростом кутової швидкості продуктивність зростає, досягає максимуму, потім знижується. Значення кутової швидкості, при якій досягається максимум продуктивності, залежить від діаметра і кроку шнека і фізико-механічних властивостей матеріалу. Такий характер зміни продуктивності пов'язаний з процесом захоплення матеріалу шнеком в завантажувальному пристрої. Шнек, обертаючись в завантажувальному пристрої, рухається спочатку на зустріч поданому зверху потоку матеріалу. Потім, при повороті, напрямок руху шнека змінюється на протилежне. Гвинтова поверхня рухається в одному напрямку з матеріалом і захоплює його. При невеликій частоті обертання характер руху шнека не робить великого впливу на захоплення матеріалу і продуктивність. Однак, зі збільшенням частоти обертання гвинтова поверхня, що рухається назустріч матеріалу, починає відкидати його назад в завантажувальний пристрій, тим самим погіршуючи процес захоплення. Чим більше кутова швидкість, тим більший вплив виявляється на матеріал, тим сильніше він відкидається гвинтовою поверхнею. Продуктивність починає знижуватися. Гвинт в завантажувальному пристрої представлений як складна обертальна заслінка і при великій частоті обертання шнека опір захопленню матеріалу зростає.

Розглянемо сили, що діють на частку в завантажувальному пристрої (рисунок 2.2). У завантажувальному пристрої горизонтального гвинтового транспортера частка матеріалу взаємодіє з гвинтовою поверхнею і іншими частинками. Гвинтова поверхня, впливаючи на частку, прагне зрушити її в нормальному напрямку. Оскільки гвинтова поверхня має кут нахилу, то сила  $N$  гвинтової поверхні зрушує її уздовж осі гвинта і одночасно переміщує вгору. Направимо осі координат відповідно до зазначеними видами переміщення. Вісь  $OX$  направимо уздовж осі гвинта під кутом нахилу  $\beta$  до горизонту, вісь  $OY$  - перпендикулярно осі  $OX$  (рисунок 2.2). Ось  $OZ$  буде спрямована вздовж поперечного перерізу гвинтової поверхні. Частка

матеріалу, що потрапила на гвинтові поверхню в завантажувальному пристрої, в початковий момент матиме прямолінійний рух. Тому будуть відсутні сили, що виникають при обертальному русі; сили, що залишилися, розташовані в плоскій вертикальній системі координат.

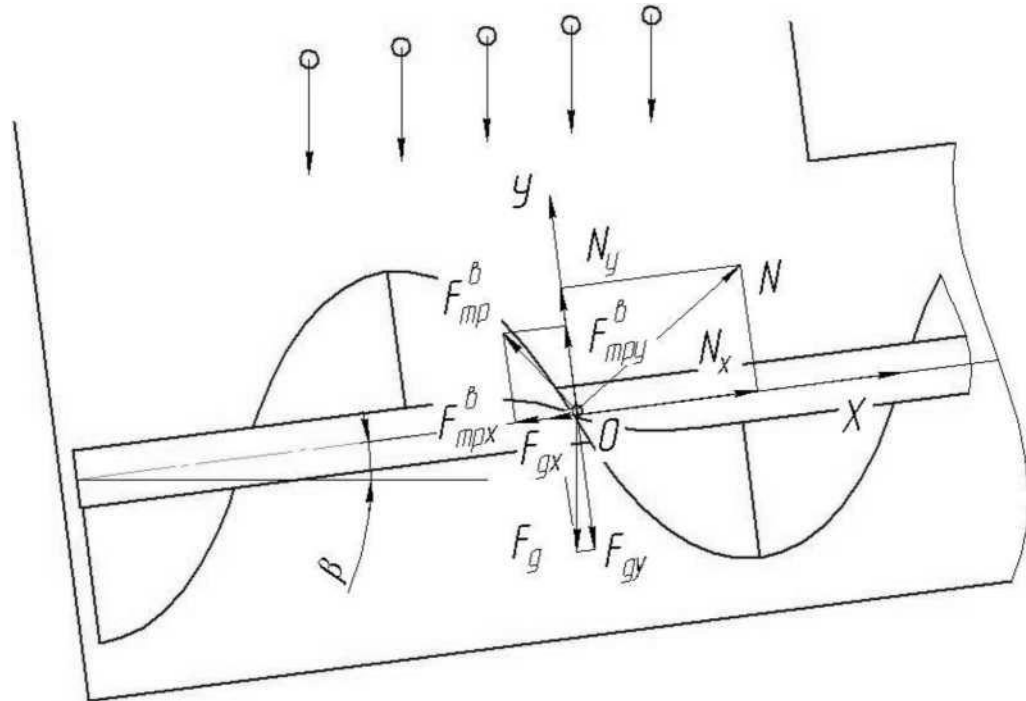


Рисунок 2.2 - Схема сил, що діють на частку в завантажувальному пристрої.

На частку сипкого матеріалу крім нормальної реакції  $N$  діє сила тяжіння  $F_g$ , спрямована вертикально вниз. Так само діють сила тертя  $F_{тр}^B$  частки по поверхні гвинта і сила інерції  $F_i$ . Сила тертя  $F_{тр}^B$  спрямована по дотичній до гвинтової поверхні в точці розташування частинки матеріалу, тобто під кутом  $\alpha$  до осі  $OX$ . Кут  $\alpha$  - кут нахилу гвинтової поверхні. Фактично в початковий момент частка буде рухатися в плоскій системі координат, тому відцентрова сила і інші сили інерції, пов'язані з обертовим рухом, будуть відсутні. У зв'язку з цим буде відсутнє переміщення по осі  $OZ$ .

Система диференціальних рівнянь руху частинки матеріалу в проєкціях на осі координат матиме вигляд:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = N_x - F_{mp x}^e - F_{g x}$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = N_y - F_{mp y}^e - F_{g y}$$
(1)

де  $\frac{d^2 x}{dt^2}$ ;  $\frac{d^2 y}{dt^2}$  – прискорення по відповідних осях;

$m$  - маса частинки.

Аналіз системи 1 показує, що сила  $N_y$  прагне виштовхнути частку назад у завантажувальний пристрій. Цьому так само сприяє складова сили тертя об гвинт  $F_{mp y}^B$ . Чим вище частота обертання шнека, тим менша кількість часу для зсуву частки в кожух шнека для подальшого транспортування. Таким чином, з одного боку для збільшення продуктивності необхідно збільшувати частоту обертання шнека, а з іншого з її збільшенням зменшується кількість захоплених гвинтовою поверхнею частинок - зменшується заповнення міжвиткового простору, що призводить до зниження продуктивності. Крім цього, з ростом частоти обертання збільшується кінетична енергія, що передається гвинтовою поверхнею частинок матеріалу. Сила інерції також відкидає частинки назад в завантажувальний пристрій. В результаті всіх цих факторів можлива ситуація, коли при великій частоті обертання частинки матеріалу не будуть захоплені шнеком в завантажувальному пристрої. Для зниження впливу гвинтової поверхні і збільшення заповнення міжвиткового простору необхідно створити додаткову силу, спрямовану всередину кожуха шнека.

Робота гвинтової установки залежить від частоти обертання шнека і його геометричних параметрів. Всмоктуючий потік повітря змінює процес взаємодії шнека з матеріалом, що переміщається. Характер змін залежить від того, де розташований вентилятор і від напрямку та параметрів потоку повітря. Можливі два варіанти напрямів всмоктуючого повітряного потоку: 1 - напрямок повітряного потоку в цілому збігається з напрямком переміщення

шлаку шнеком (рух у кожусі); 2 – напрям повітряного потоку становить кут із напрямом руху шлаку (рух у завантажувальному та розвантажувальному пристроях). Відповідно до цього мають місце два варіанти взаємодії, які розглянемо у теоретичних дослідженнях.

## *2.2 Теоретичне дослідження роботи пневмошнекового робочого органу*

Для збільшення продуктивності гвинтового транспортера без зміни геометричних параметрів необхідно створити додаткову силу в завантажувальному пристрої спрямовану в кожух уздовж осі гвинта. Такою силою може бути сила всмоктувального повітряного потоку в кожусі шнека, спрямованого від розвантажувального пристрою до завантажувального пристрою.

При подачі всмоктувального повітряного потоку з розрядженням  $p$  в кожух шнека з боку розвантажувального пристрою змінює характер взаємодії гвинтової поверхні з часткою і створює додаткову силу  $F_{вп}$ . У кожусі гвинта розрядження поширюється по каналу гвинтової поверхні, оскільки зазор між кожухом і гвинтом малий і заповнений частинками матеріалу. При виході в завантажувальний пристрій вплив кожуха зникає, і розрядження розподіляється рівномірно по перетині шнека. Тому прийmemo силу повітряного потоку  $F_{вп}$  спрямованої уздовж осі гвинта (рисунок 2.3).

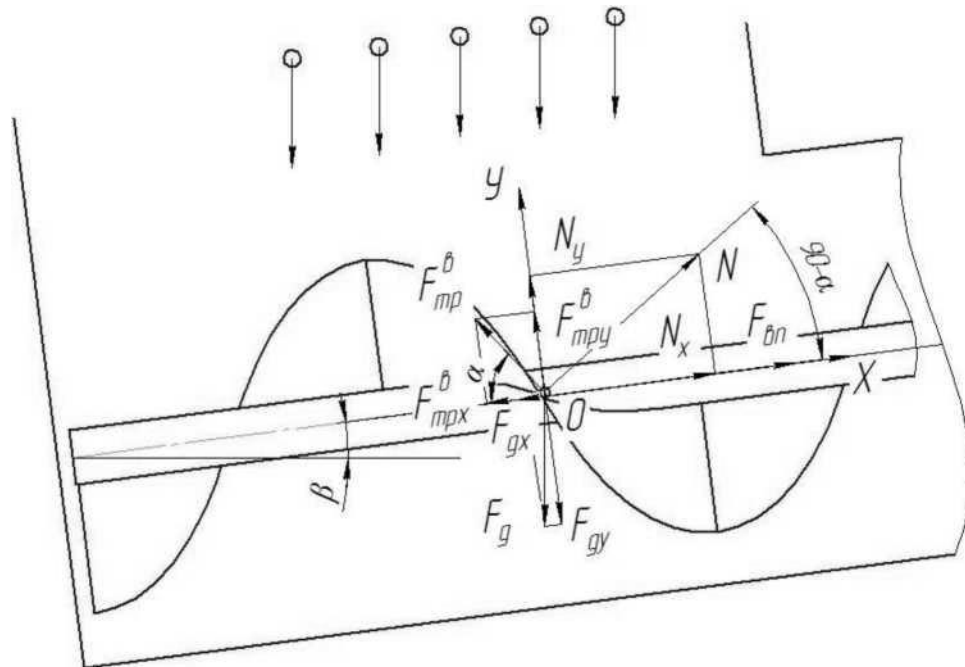


Рисунок 2.3 - Схема сил, що діють на частку в завантажувальному пристрої при наявності повітряного потоку.

Величина сили залежить від розрядження, що розвивається на кінцях кожуха і геометричних розмірів самої частки. Чим більше розрядження, тим більше величина сили.

Диференціальні рівняння руху частки матеріалу отримають вигляд:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = N_x - F_{\delta x}^{\delta} - F_{g x} + F_{\delta n} \quad (2)$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = N_y - F_{\delta y}^{\delta} - F_{g y}$$

Аналіз системи 2 показує, що додаткова сила з боку повітряного потоку змінює співвідношення між силами, які відкидають частку від кожуха шнека, і силами спрямованими всередину кожуха.

### 2.3 Продуктивність пневмошнекового робочого органу

Подача повітряного потоку істотно змінює характер взаємодії частинок матеріалу з гвинтовою поверхнею. Продуктивність залежить від ряду

факторів, серед яких коефіцієнт заповнення міжвиткового простору.

Вихідною формулою для продуктивності гвинтової установки так само є формула продуктивності машини безперервного дії:

$$Q = \rho S V, \quad (3)$$

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

$S$  - площа поперечного перерізу потоку матеріалу в кожусі транспортера, м<sup>2</sup>;

$V$  - швидкість потоку матеріалу, м/с.

Оскільки кожух транспортера має форму кола, а матеріал під дією сил розподіляється по ньому, то поперечний переріз являє собою кільце або його частину, в залежності від того швидкохідний або тихохідний гвинтовий транспортер. Однак в реальності перетин потоку матеріалу в гвинтовому транспортері має складну форму. Відхилення від форми кільця враховується коефіцієнтом заповнення міжвиткового простору  $k_{\text{ЗАП}}$  [6]. Величина коефіцієнта  $k_{\text{ЗАП}}$  має різне значення для горизонтального, похилого або вертикального транспортера, і так само залежить від частоти обертання гвинта. Чим вище частота обертання, тим менше заповнюється міжвитковий простір.

Подача повітряного потоку дозволяє збільшити заповнення міжвиткового простору, яке відображається збільшенням коефіцієнта  $k_{\text{ЗАП}}$ , позначимо його  $k^*_{\text{ЗАП}}$ .

Продуктивність установки визначається наступною залежністю:

$$Q = k^*_{\text{зап}} \cdot \rho \cdot \pi \cdot (R_{\text{ш}}^2 - R_{\text{вш}}^2) \cdot k \cdot P \cdot n \quad (4)$$

де  $k^*_{\text{ЗАП}}$  - коефіцієнт заповнення міжвиткового простору.

$R_{\text{ш}}$  - радіус шнека,

$R_{\text{вш}}$  - радіус вала шнека,

$n$  - частота обертання шнека,

$k$  - коефіцієнт впливу прослизання матеріалу гвинтовою поверхнею.

Отриманий вираз дозволяє визначати продуктивність і обґрунтовувати параметри гвинтові установки.

## **2.4 Потужність приводу пропонованого пневмошнекового робочого органу**

Потужність приводу включає в себе потужність, необхідну для приводу гвинта, і потужність, необхідну для приводу подачі повітря.

$$P = P_{гв} + P_{пов} \quad (5)$$

### **2.4.1 Потужність, необхідна для приводу гвинта**

Потужність для приводу гвинта установки визначається як добуток сумарної сили опору руху частинок матеріалу на швидкість руху:

$$P_{гв} = F_{оп} V. \quad (2.6)$$

де  $F_{оп}$  - сумарна сила опору руху,

$V$  - швидкість руху частинок.

Сумарна сила опору визначається з диференціальних рівнянь руху матеріалу, які отримані на підставі аналізу сил, що діють на частку (рисунок 2.5).

З теорії гвинтових конвеєрів [1, 3, 4] Відомо, що основна система диференціальних рівнянь не має рішення при будь-якому куті нахилу до горизонту. Дана обставина пов'язана з наявністю великої кількості взаємозалежних параметрів, дією дотичній сили інерції; радіальної та відцентрової сил інерції; Кориолісової сили. Для знаходження залежності основних параметрів приймемо період несталого руху, що відбувається за короткий час. Аналіз результатів і висновків, що містяться в проведених раніше дослідженнях гвинтових і спіральних конвеєрів [3, 4, 6] дозволяє прийняти сталість швидкостей руху матеріалу в гвинтовому конвеєрі і виключити з розгляду сили інерції, крім відцентрової сили.

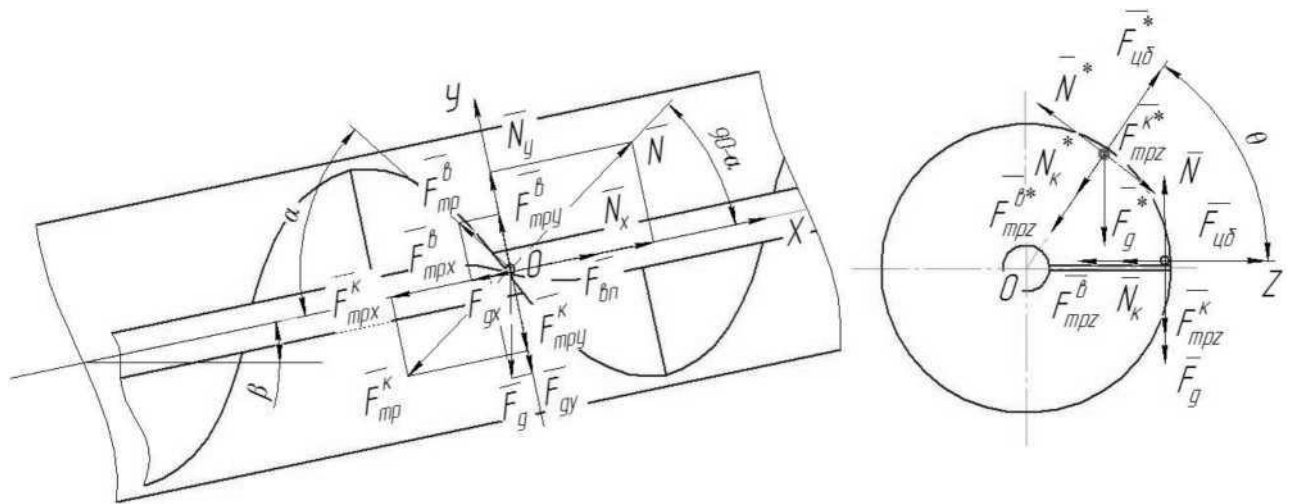


Рисунок 2.5 - Схема сил, що діють на частку при транспортуванні матеріалу пневмогвинтові установкою

Отже, на частинку матеріалу будуть діяти:

$F_g$  - сила тяжіння спрямована вертикально вниз і лінія її дії становить кут  $90-\beta$  з віссю шнека, де  $\beta$  - кут нахилу осі шнека до горизонту;

$N$  - реакція лопаті, спрямована по нормалі до поверхні шнека і відповідно під кутом  $90-\alpha$  до осі шнека, де  $\alpha$  - кут нахилу гвинтової поверхні шнека;

$F_{tr}^b$  - сила тертя по поверхні шнека, спрямована по дотичній до цієї поверхні, тобто під кутом  $\alpha$  до осі гвинта;

$F_{tr}^k$  - сила тертя об кожух, спрямована по дотичній до траєкторії руху частинки;

$F_{цб}$  - відцентрова сила інерції спрямована по радіусу від осі шнека;

$N_k$  - сила реакції кожуха шнека, спрямована по нормалі до поверхні кожуха;

$F_{en}$  - сила повітряного потоку спрямована уздовж осі гвинта.

На підставі аналізу чинних сил отримана система диференціальних рівнянь в проекціях на осі координат:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = N_x + F_{\text{вп}} - F_{gx} - F_{\text{мпх}}^{\text{в}} - F_{\text{мпх}}^{\text{к}}$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = N_y + F_{\text{мпу}}^{\text{в}} - F_{gy} - F_{\text{мпу}}^{\text{к}}$$

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = F_{\text{цб}} - N_x + F_{\text{мпz}}^{\text{в}} \quad (7)$$

Рішення даної системи диференціальних рівнянь аналітичними методами є дуже трудомістким завданням. Однак, рішення подібних рівнянь чисельними і наближеними методами показує, що сили інерції (за винятком відцентрової сили) невеликі і тому можуть бути з розгляду виключені. Тоді, рівняння системи (7) можуть бути представлені як рівняння рівноваги. Таким чином, система рівнянь прийме наступний вигляд:

$$N_x + F_{\text{вп}} - F_{gx} - F_{\text{мпх}}^{\text{в}} - F_{\text{мпх}}^{\text{к}} = 0$$

$$N_y + F_{\text{мпу}}^{\text{в}} - F_{gy} - F_{\text{мпу}}^{\text{к}} = 0$$

$$F_{\text{цб}} - N_x + F_{\text{мпz}}^{\text{в}} = 0 \quad (8)$$

Сумарна сила опору дорівнює реакції поверхні лопаті, взятої з протилежним знаком, оскільки реакція лопаті є сумою всіх сил в проекції на осі координат.

Виразимо складові реакції лопаті з рівнянь системи (8).

$$N_x = -F_{\text{вп}} + F_{gx} + F_{\text{мпх}}^{\text{в}} + F_{\text{мпх}}^{\text{к}} \quad (9)$$

$$N_y = -F_{\text{мпу}}^{\text{в}} + F_{gy} + F_{\text{мпу}}^{\text{к}} \quad (10)$$

Розкриваючи складові сил, отримаємо:

$$N_x = -p_{\Sigma} A + mg \sin \beta + F_{\text{мп}}^{\text{в}} \cos \alpha + F_{\text{мп}}^{\text{к}} \cos \varphi \quad (11)$$

$$N_y = -F_{\text{мп}}^{\text{в}} \sin \alpha + mg \cos \beta + F_{\text{мп}}^{\text{к}} \sin \varphi \quad (12)$$

де  $A$  - площа частинок;

$m$  - маса частинок;

$\varphi$  - кут нахилу дотичній до траєкторії руху частинки до осі шнека.

Сила тертя дорівнює добутку нормального тиску на коефіцієнт тертя  $f$  об поверхню. Для сили тертя об поверхню гвинта  $F_{mp}$  нормальним тиском буде різниця від проекції сили тяжіння  $F_{gmp}$  на вісь перпендикулярну поверхні гвинта, тобто  $F_{gmp} = F_g \cos \gamma = F_g \cos(\alpha - \beta)$  і проекції сили потоку на цю ж вісь  $F_{en} = F_{em} \sin(\alpha)$ , що впливає з геометричного аналізу доданих сил (рисунок 2.6).

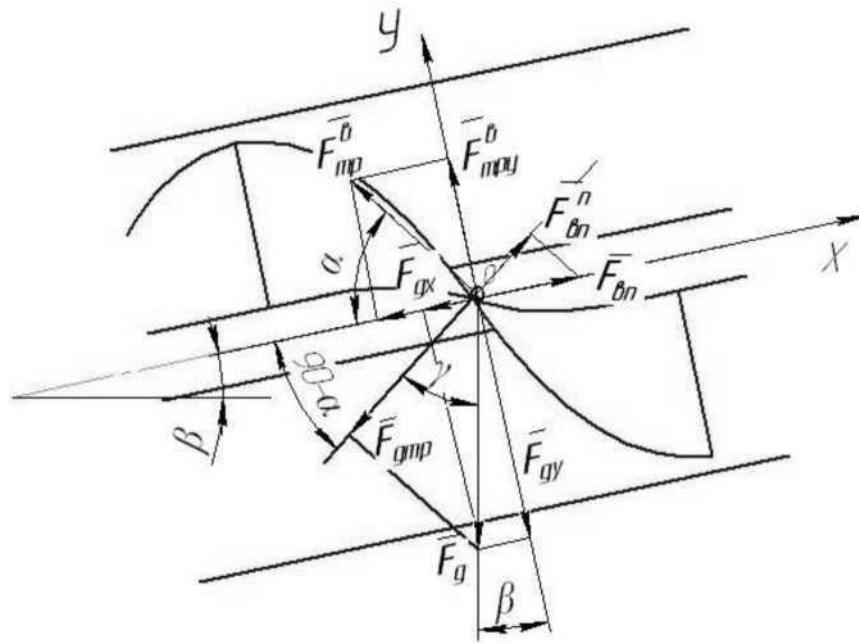


Рисунок 2.6 - Схема до визначення сили тертя об гвинт

Тоді:

$$F_{mp}^B = fN_s = f(F_g \cos(\alpha - \beta) - F_{en} \sin \alpha) \quad (13)$$

Для сили тертя об кожух нормальний тиск буде створювати відцентрова сила. Повітряний потік при цьому впливати не буде, так як спрямований уздовж осі гвинта. Таким чином, силу тертя об кожух можна визначити:

$$F_{mp}^K = fF_{цб} = fm\omega^2 \frac{D_s}{2} \quad (14)$$

Підставляючи значення сил в рівняння (11) і (12) і висловлюючи їх через масу, отримаємо:

$$N_x = -p_\Sigma A + mg \sin \beta + f(gm \cos(\alpha - \beta) - p_\Sigma A \sin \alpha) \cos \alpha + fm \omega^2 \frac{D_g}{2} \cos \varphi$$

$$N_y = -f(gm \cos(\alpha - \beta) - p_\Sigma A \sin \alpha) \sin \alpha + mg \cos \beta + fm \omega^2 \frac{D_g}{2} \sin \varphi$$

Сила  $N_x$  змушує частку рухатися в осьовому напрямку. Потужність для приводу в осьовому (поступальному) напрямку буде визначатися:

$$P_x = N_x v$$

де  $v$  - швидкість руху частинок в осьовому напрямку.

Тоді, потужність, споживана гвинтом для переміщення частинки матеріалу в осьовому напрямку:

$$P_x = [-p_\Sigma A + mg \sin \beta + f(gm \cos(\alpha - \beta) - p_\Sigma A \sin \alpha) \cos \alpha + fm \omega^2 \frac{D_g}{2} \cos \varphi] \frac{k_{вв} p n}{60}$$

Сила  $N_y$  змушує частку обертатися разом з гвинтовою поверхнею, тобто створює крутний момент. У цьому випадку потужність для обертання частинки буде визначатися:

$$P_y = 0,5 N_y D_g \omega,$$

де  $\omega$  - кутова швидкість гвинта.

Підставляючи, отримаємо:

$$P_y = [-f(gm \cos(\alpha - \beta) - p_\Sigma A \sin \alpha) \sin \alpha + mg \cos \beta + fm \omega^2 \frac{D_g}{2} \sin \varphi] \frac{D_b}{2} \omega$$

Вирази відносяться до однієї частинки матеріалу. Для знаходження повної потужності необхідно врахувати всю масу матеріалу переміщувану пневмошнековою установкою. Для цього замість маси однієї частки підставимо масу матеріалу, що знаходиться в кожусі при транспортуванні.

$$m = QL / v,$$

де  $L$  - повна довжина робочого органу, м.

Крім цього замість площі однієї частки необхідно врахувати повну площу проходження повітряного потоку. Дана площа буде дорівнює:

$$A = k_{\text{вб}} \pi (R_{\text{ш}}^2 - R_{\text{вн}}^2)$$

Таким чином, потужність для переміщення в осьовому напрямку:

$$P_x = [-p_{\Sigma} k_{\text{вб}} \pi (R_{\text{ш}}^2 - R_{\text{вн}}^2) (1 + \sin \alpha \cos \alpha) + \frac{QL}{v} (g \sin \beta + fg \cos(\alpha - \beta) \cos \alpha + f\omega^2 \frac{D_{\text{в}}}{2} \cos \varphi)] \frac{k_{\text{вб}} p n}{60}$$

Потужність для обертальної складової руху маси матеріалу:

$$P_y = [-p_{\Sigma} k_{\text{вб}} \pi (R_{\text{ш}}^2 - R_{\text{вн}}^2) \sin^2 \alpha + \frac{QL}{v} (-fg \cos(\alpha - \beta) \sin \alpha + g \cos \beta + f\omega^2 \frac{D_{\text{в}}}{2} \sin \varphi)] \frac{D_{\text{в}}}{2} \omega$$

Повна потужність приводу гвинта пневмошнекового робочого органу буде дорівнює сумі потужностей  $P_x$  і  $P_y$ :

$$P_{\text{ш}} = P_x + P_y.$$

## 2.5 Частота обертання шнекового вала

Частота обертання гвинта має суттєвий вплив на роботу шнека. З підвищенням частоти обертання збільшується швидкість переміщення матеріалу на конвеєрі і зростає продуктивність шнека. Однак при цьому збільшується перемішування і перемелювання матеріалу. Зростає нерівномірність переміщення матеріалу і підвищується небезпека закупорки шнека.

Отже, зі збільшенням частоти обертання шнека, особливо, при великих діаметрах гвинта і великих значеннях заповнення порушується нормальна робота шнека, яка повністю відновлюється при зниженні частоти обертання.

При проектуванні шнека частоту обертання гвинта будемо призначати в залежності від виду матеріалу, що транспортується і його властивостей, діаметра і кроку гвинта, прийнятого коефіцієнта заповнення шнека. У загальному випадку допустима частота обертання гвинта тим більше, чим менше насипна щільність і абразивні властивості матеріалу, що транспортується і чим менше діаметр гвинта. Для нормальної роботи шнека необхідно, щоб виконувалася умова:

$$n_g \leq n_{max},$$

де  $n_g$  - прийнята робоча частота обертання гвинта;  $n_{max}$  - максимально допустима частота обертання гвинта, що визначається за наближеним співвідношенням.

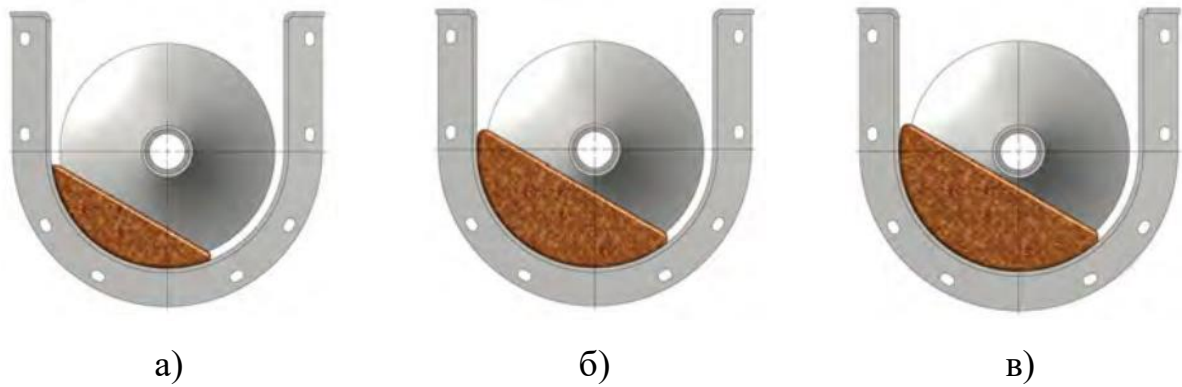
Для важких абразивних матеріалів, яким є дрібномелений шлак маємо:

$$n_{max} = \frac{30}{\sqrt{D}}$$

де  $D$  – діаметр шнека.

Частоту обертання гвинта можна підвищити шляхом зменшення діаметра шнека, усунення проміжних опор, застосування для виготовлення гвинта легких матеріалів або покриттів з низьким коефіцієнтом тертя.

Як відомо, тип гвинта вибирають за видом поверхні шнека і в залежності від коефіцієнта наповнення витка жолобу (рисунок 2.7).



Заповнення витка гвинта:  
а) – 25%, б) – 30%, в) – 45%

Для встановлення залежності величини найбільшої частоти обертання шнека від його діаметра і ступеня заповнення корпусу конвеєра побудуємо 3D графік (рисунок 2.8).

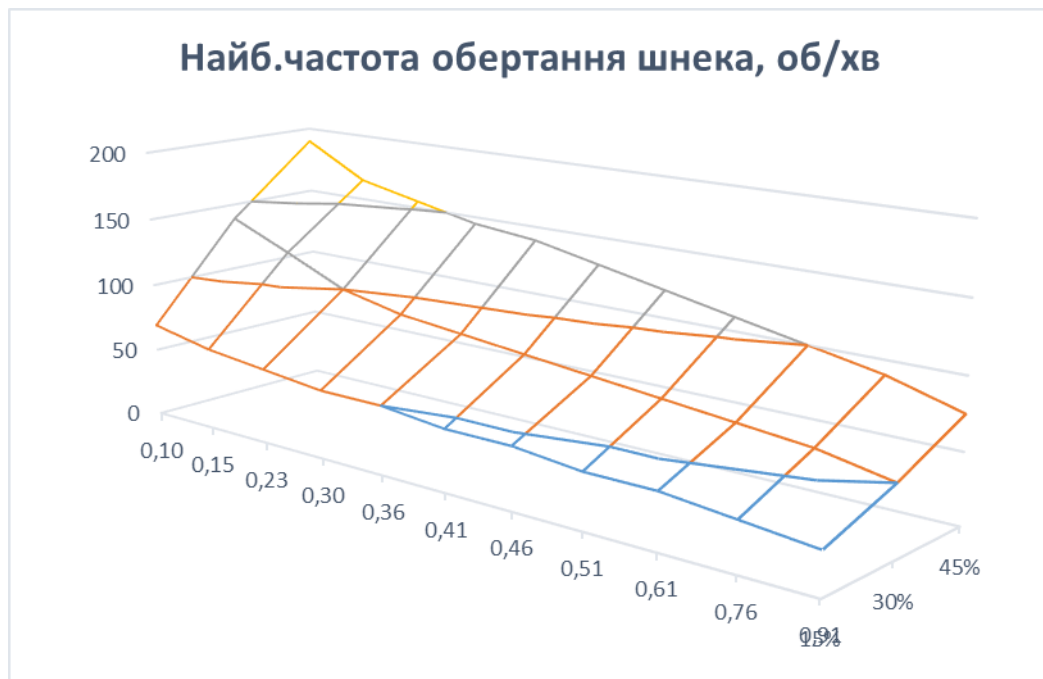


Рисунок 2.8 – Залежність найбільшої частоти обертання шнека від його діаметра і ступеня заповнення корпусу конвеєра

Крім того встановимо залежність продуктивності шнекового конвеєра від діаметра шнека і ступеня заповнення корпусу шнека (рисунок 2.9).

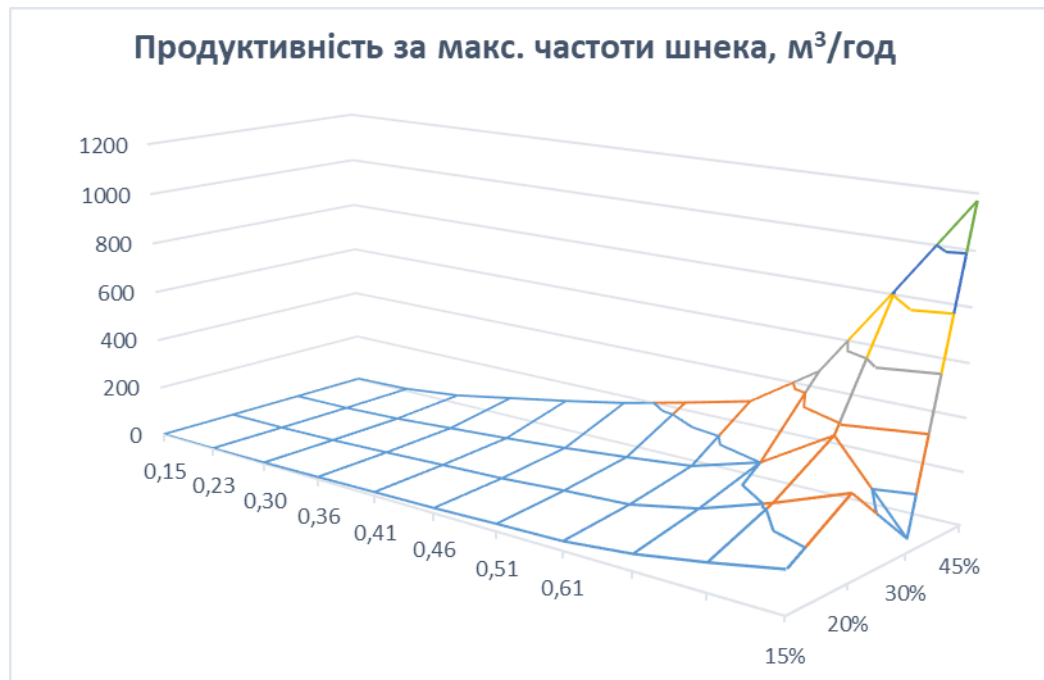


Рисунок 2.8 – Залежність продуктивності шнекового конвеєра від діаметра шнека і ступеня заповнення корпусу шнека

## 2.6 Дослідження впливу частоти обертання шнека та швидкості повітряного потоку на продуктивність, сумарну потужність та енергоємність пневмошнекової установки

Частота обертання шнека  $n$  та швидкість повітряного потоку  $V$  є основними параметрами, що визначають режими роботи пневмошнекової установки. Проведені дослідження дозволили встановити вплив режимних параметрів на продуктивність, сумарну потужність та енергоємність транспортування. Продуктивність  $Q$  визначає кількість матеріалу, що транспортується установкою в одиницю часу. Змінюється відповідно до впливу на рух частинок шнека, що обертається, і рухомого потоку повітря. Повітряний потік створює розрядження всередині кожуха гвинта, створюючи додаткову рушійну силу.

Графічно залежність продуктивності від частоти обертання шнека та

швидкості повітряного потоку представлена на рисунку 2.9.

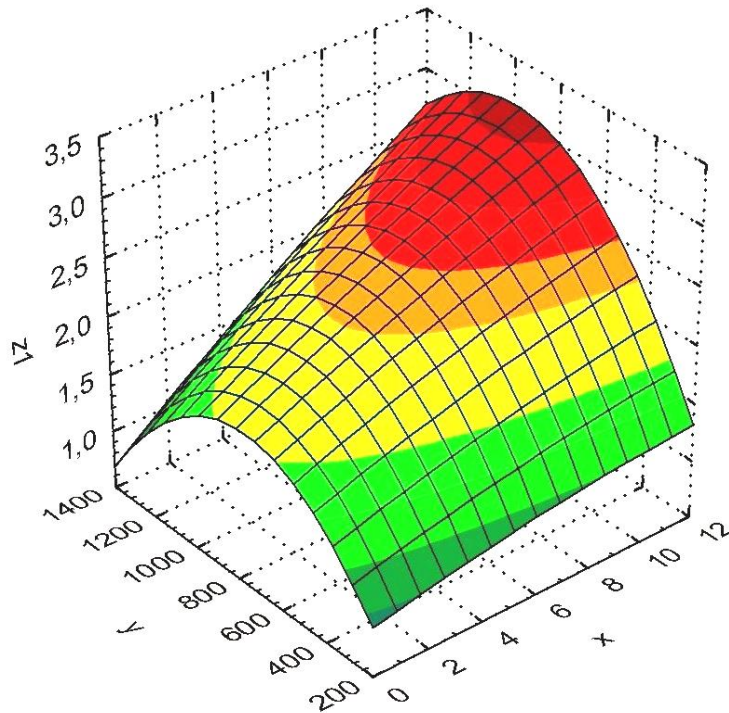


Рисунок 2.9 - Вплив швидкості повітряного потоку (x) та частоти обертання робочого органу (y) на продуктивність пневмогвинтової установки.

Аналіз отриманої залежності показує, що за відсутності повітряного потоку пневмошнекова установка працює як звичайний гвинтовий конвеєр. Продуктивність зростає із збільшенням частоти обертання шнека, досягає максимуму при  $n=500$  об/хв, потім знижується. За наявності всмоктуючого повітряного потоку в кожусі шнека залежність має інший вигляд. При швидкості повітряного потоку 3 м/с продуктивність збільшується на 25 %, однак загальний характер залежності практично не змінюється. Максимального значення продуктивність, як і без подачі повітряного потоку, досягає при частоті обертання шнека 600 об/хв. Збільшення швидкості повітряного потоку до значень 6 м/с якісно змінює процес транспортування. Продуктивність пневмошнекової установки збільшується. Максимальна продуктивність досягається за більшої частоти обертання шнека. При

швидкості  $v = 6$  м/с та  $n = 800$  об/хв продуктивність досягає максимуму 2,5 кг/с. При  $v = 9$  м/с та  $n = 1000$  об/хв продуктивність досягає максимуму 3 кг/с. Значення продуктивності на 40% вище продуктивності шнека без повітряного потоку. Збільшення продуктивності пов'язане з тим, що повітряний потік за рахунок створення додаткової осьової сили збільшує заповнення міжвиткового простору під час захоплення матеріалу в завантажувальному пристрої. У процесі переміщення матеріалу повітряний потік зменшує сили опору та створює додаткову рушійну силу. Таким чином, подача всмоктуючого повітряного потоку збільшує продуктивність пневмошнекової установки в 1,5 рази.

### *2.7 Дослідження впливу кроку шнека та швидкості повітряного потоку на енергоємність пневмогвинтової установки.*

Крок гвинта має важливе значення для продуктивності обладнання. Для проведення експериментальних досліджень використано чотири шнеки, що мають однаковий діаметр 90 мм, але з різним кроком. Крок становив 72 мм, 86 мм, 99 мм, 113 мм. Дослідження проводилися з кожним гвинтом за різних значень швидкості повітряного потоку.

Вплив кроку гвинта на продуктивність має нелінійний характер при всіх швидкостях повітряного потоку. Без подачі повітряного потоку продуктивність зростає до значень кроку, що відповідають коефіцієнту кроку 0,95. Потім продуктивність поступово знижується, зменшуючись при коефіцієнті кроку 1,25 на 30%. Дана обставина пов'язана з тим, що зі збільшенням кроку відбувається збільшення кута нахилу гвинтової поверхні, а разом з нею і збільшення кута нахилу, що дорівнює дії всіх сил, що діють на частину вантажу. В результаті частинки матеріалу починають все більше прослизати по гвинтовій поверхні, що у свою чергу зменшує осьову швидкість руху частки. Зменшення осьової швидкості знижує продуктивність.

При подачі повітряного потоку, спрямованого вздовж осі гвинта, значення кроку, при якому досягається найбільша продуктивність, збільшується. При швидкості повітряного потоку 3 м/с продуктивність досягає максимуму при кроці 99 мм.

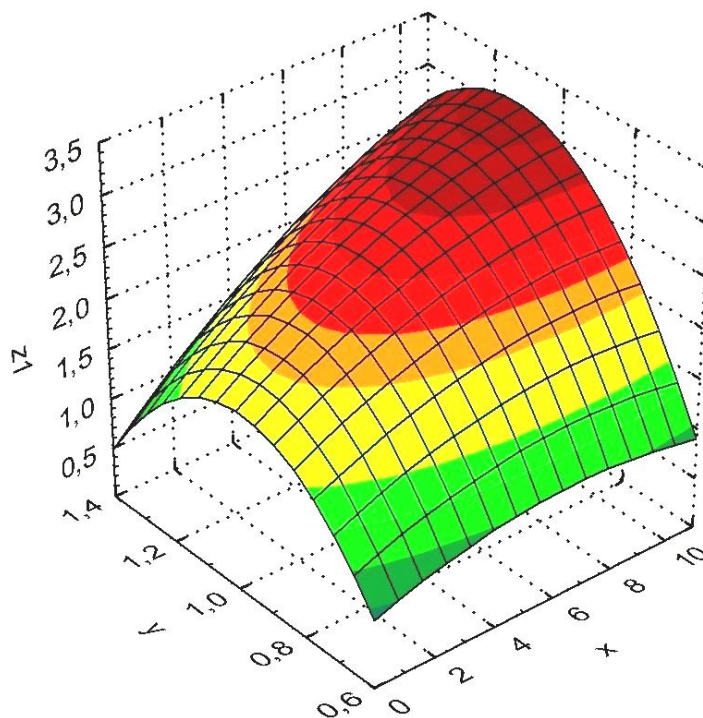


Рисунок 2.10 - Вплив швидкості повітряного потоку та коефіцієнта кроку гвинта на продуктивність пневмогвинтової установки

При цьому продуктивність пневмогвинтової установки з подачею повітряного потоку = 3 м/с більше продуктивності без повітряного потоку при всіх значеннях кроку гвинта. Крім того, продуктивність знижується менш інтенсивно – при коефіцієнті кроку 1,25 значення продуктивності склало майже 2 кг/с, що відповідає зниженню порівняно з максимальним значенням на 20%. Зі збільшенням швидкості повітряного потоку до 6 м/с продуктивність пневмошнекової установки також збільшується при всіх значеннях кроку. Максимуму за такої швидкості повітряного потоку продуктивність досягає при кроці 99 мм і становить 3 кг/с. При коефіцієнті кроку гвинта 1,25 швидкості повітряного потоку 6 м/с продуктивність

становить 4 кг/с, що на 10% менше від максимального значення.

Аналіз впливу кроку гвинта показує, що подача повітря потоку, спрямованого вздовж осі шнека до розвантажувального пристрою, призводить до зростання продуктивності пневмошнекової установки. Відбувається це за рахунок створення повітряним потоком додаткової сили, що діє на частку матеріалу у напрямку руху повітряного потоку – вздовж осі шнека. Дана додаткова сила зменшує кут нахилу рівнодійної всіх сил до осі гвинта. В результаті швидкість частинки в осьовому напрямку збільшується відповідно відбувається зростання продуктивності. Зі збільшенням кроку сумарна потужність приводу також збільшується. Найменше значення має потужність пневмошнекової установки без подачі повітряного потоку, найбільше – з максимальною швидкістю повітря, що всмоктує повітряного потоку.

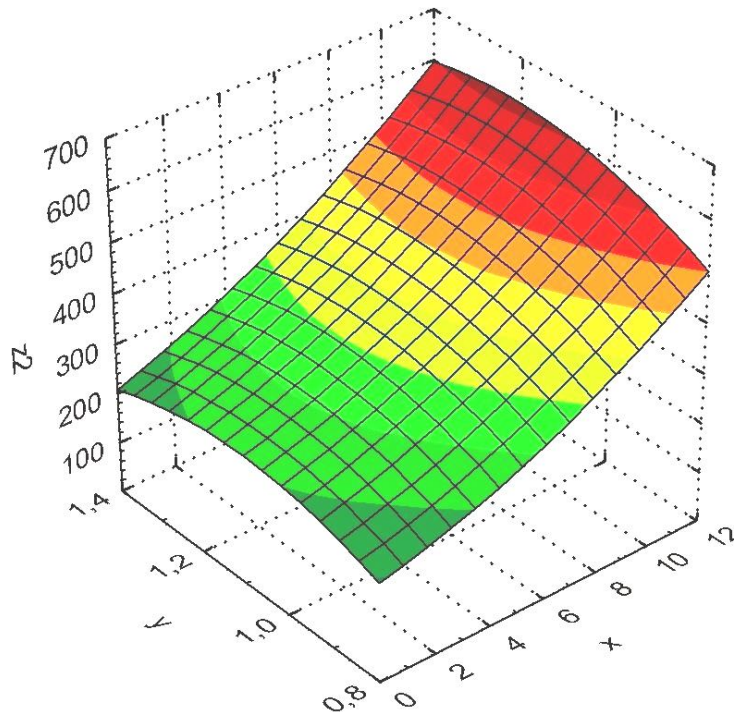


Рисунок 2.11 - Вплив швидкості повітряного потоку (x) та коефіцієнта кроку гвинта (y) на сумарну потужність приводу пневмошнекової установки

При цьому залежності мають аналогічний характер при всіх значеннях швидкості повітряного потоку. Має місце деяке усунення у велику сторону значення кроку, при якому сумарна потужність досягає максимального значення. При швидкості повітряного потоку 3 м/с сумарна потужність досягає максимального значення 326 Вт при кроці 99 мм. Збільшення необхідної приводної потужності пояснюється тим, що зі зростанням кроку збільшується осьова швидкість переміщення вантажу. При цьому зростає продуктивність, і робота, що здійснюється установкою в одиницю часу, що є споживаною потужністю. Збільшення швидкості повітряного потоку так само призводить до зростання продуктивності, що потребує збільшення витрат потужності.

Слід зазначити, що інтенсивність зростання потужності із збільшенням швидкості повітряного потоку зростає.

## *2.8 Дослідження впливу швидкості повітряного потоку та частоти обертання гвинта на виділення пилу зі шлаку*

Повітряний потік, крім підвищення продуктивності, дозволяє виконувати ще одну важливу функцію – виділення пилу зі шлаку. До складу шлаку входить ряд домішок, які мають різну швидкість витання, що дозволяє виділяти їх з основного зерна. В результаті проведених експериментів отримані залежності продуктивності відділення легких домішок.

Аналіз отриманих залежностей показує, що при швидкості повітряного потоку 2 м/с продуктивність виділення домішок мала за будь-якої частоти обертання шнека. Вона становить 0,3 кг/хв. У цьому легкі домішки виділяються над повному обсязі. Зі збільшенням швидкості повітряного потоку до 4 м/с продуктивність виділення значно зростає.

					<b>АТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</b>	Лист
						49
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

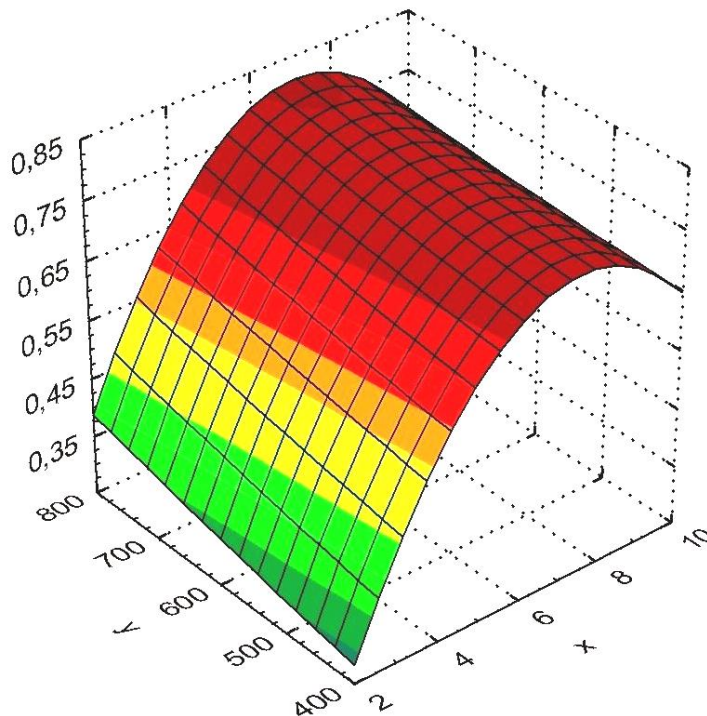


Рисунок 2.12 - Залежність продуктивності виділення пилу при транспортуванні шлаку пневмотранспортною установкою від швидкості повітряного потоку (x) та частоти обертання гвинта (y).

При частоті обертання шнека 560 об/хв продуктивність виділення становить 0,6 кг/хв, а при частоті обертання 720 об/хв – 0,8 кг/хв. При збільшенні швидкості повітряного потоку більше 4 м/с продовжується інтенсивне зростання, але після 6 м/с продуктивність стабілізується. При частоті обертання шнека 640 об/хв та швидкості повітряного потоку 6 м/с продуктивність виділення становить 0,7 кг/хв, а при швидкості 8 м/с відповідно 0,8 кг/хв. Таким чином, швидкість повітряного потоку 6 м/с забезпечує продуктивність виділення близьку до максимальної. Найбільша продуктивність виділення має місце за швидкості 8 м/с, проте при цьому зростають і енерговитрати.

Збільшення продуктивності виділення зі зростанням швидкості повітряного потоку пояснюється тим, що різні частки мають різну швидкість руху. У дрібного пилу вона становить меншу величину і видаляється із шлаку

швидше. Більші частинки мають швидкість руху 4-6 м/с, і тому видаляються при більшій швидкості повітря, що впливає на продуктивність. У цьому частота обертання шнека впливає процес виділення меншою мірою.

					<i>АТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		51

### 3. СТВОРЕННЯ 3D МОДЕЛІ ШНЕКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ЇЇ ВЗАЄМОДІЇ З ОБРОБЛЮВАНИМ СЕРЕДОВИЩЕМ

На даний час широкого поширення набуло комп'ютерне моделювання навантаження та руху матеріалу, що дозволяє проводити чисельні експерименти з високою точністю для вивчення складних процесів течії рідини і сипкого матеріалу в шнекових транспортерах.

Одним з основних етапів при комп'ютерному моделюванні є створення кінцево-елементної моделі. Але перед тим спочатку створюємо в середовищі SolidWorks 3D-моделі досліджуваного об'єкта - шнека (рисунки 3.1 – 3.4).

Наступним етапом створення кінцево-елементної моделі є процес дискретизації розрахункового об'єму. Створюється розрахункова сітка, яка розбиває твердотільну модель на елементарні осередки, для кожної з них в подальшому будуть розраховуватися параметри руху відповідно до алгоритму моделювання.

Якість дискретизації безпосередньо впливає на одержувані при моделюванні результати. Елементи малого розміру дозволяють з більшою точністю відобразити розрахункову геометрію і отримати більш детальну картину потоку в місцях різкої зміни параметрів, при цьому число елементів в моделі зростає. Максимальне число елементарних об'ємів в моделі обмежується доступними розрахунковими потужностями, тому слід раціонально підходити до подрібнення розрахункової сітки.

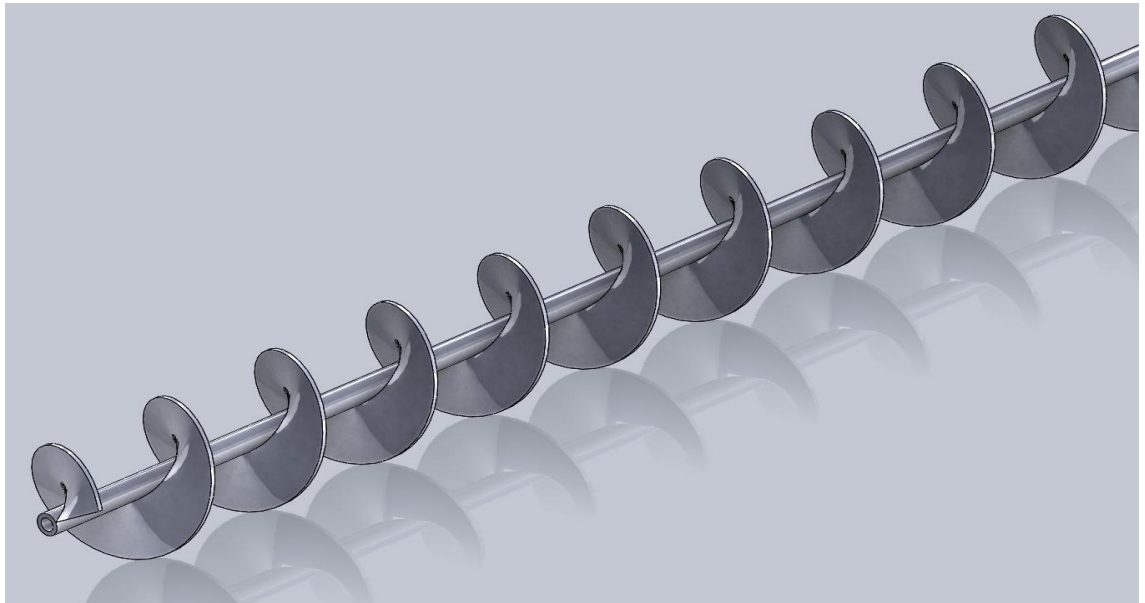


Рисунок 3.1 – 3D модель простого однозахідного гвинта

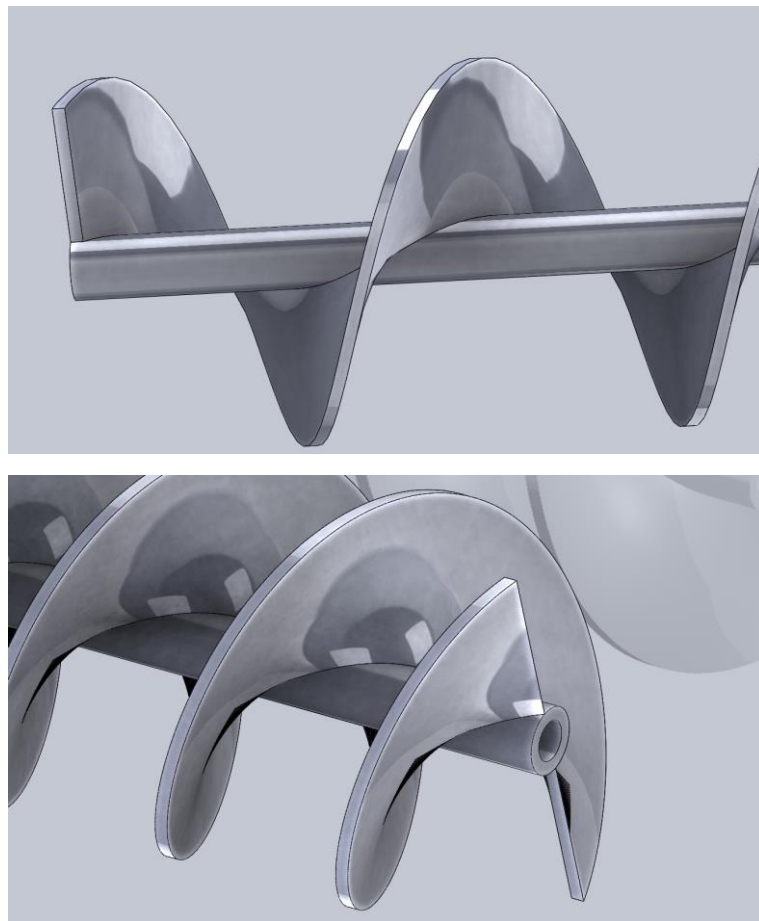


Рисунок 3.2 – Порівняльні 3D моделі простого однозахідного і двозахідного гвинта

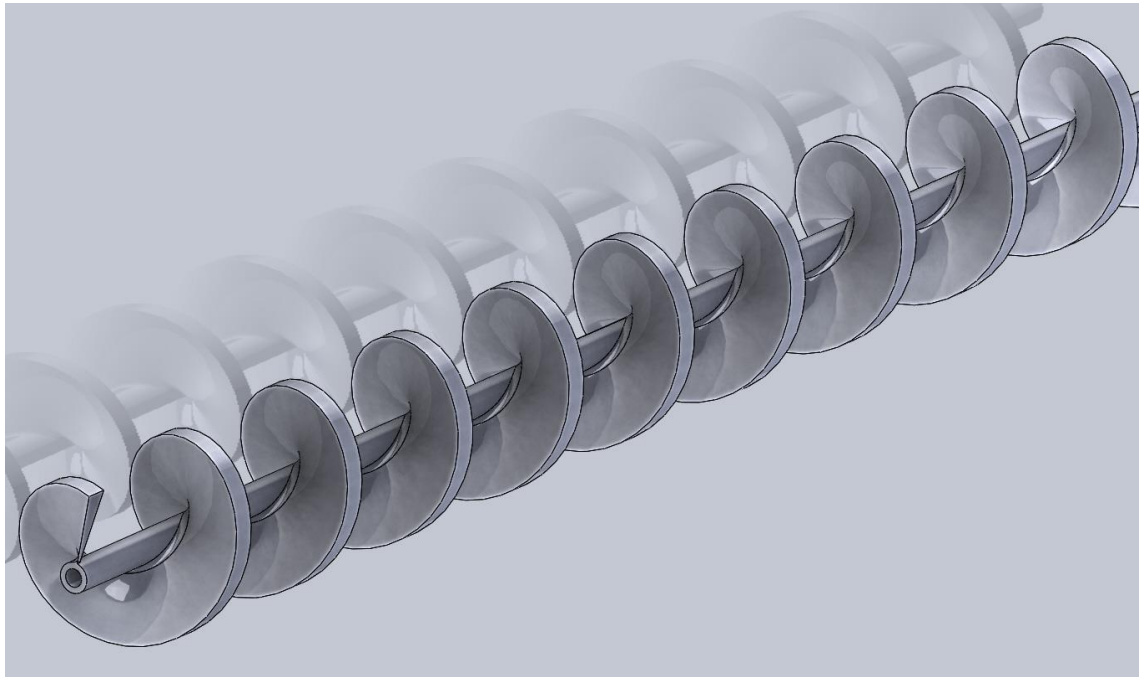


Рисунок 3.3 – 3D модель однозахідного гвинта складної поверхні



Рисунок 3.4 – 3D моделі однозахідних гвинтів складної поверхні у формі трапеції та еліптичних дуг

Найбільшого поширення набули два види сіток: тетраедричні і гексаедричні (структуровані). Сучасне програмне забезпечення дозволяє будувати сітки з тетраедрів практично для будь-яких розрахункових обсягів в автоматичному режимі. В основі створення гексаедричної сітки лежить побудова складної блокової структури, блоки в подальшому можуть бути розбиті на будь-яке число елементів при заданому законі зміни кроку елементів (для локального подрібнення сітки). Гексаедричні сітки вимагають менших обсягів пам'яті для зберігання даних, тобто, структурована сітка може містити більшу кількість елементів, ніж неструктурована, за однакових витрат розрахункових ресурсів.

На рисунку 3.5 представлена кінцево-елементна модель для розрахунку напружено-деформованого стану дрібномеленого шлаку перед обертальним шнеком зі структурованою сіткою, створеною за наведеними вище рекомендаціями.

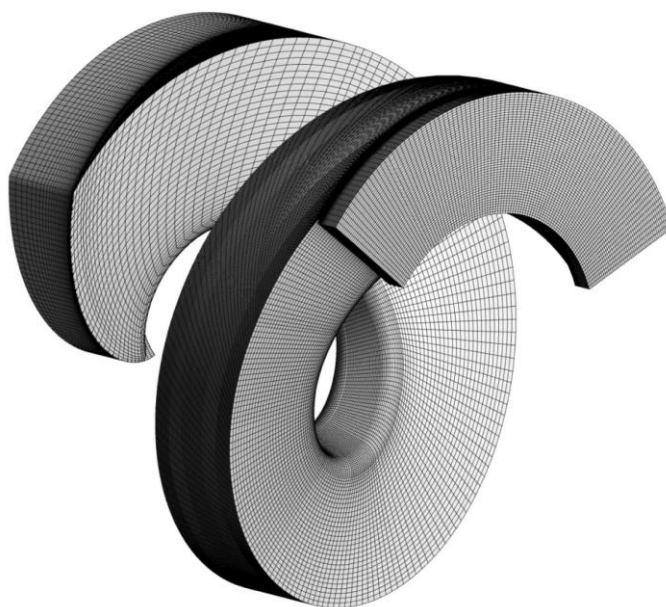


Рисунок 3.5 – Кінцево-елементна модель для розрахунку напружено-деформованого стану дрібномеленого шлаку перед обертальним шнеком

## ВИСНОВКИ

- на основі аналізу існуючих засобів механізації виявлений напрям вдосконалення процесу переміщення сипких дрібномелених шлаків;
- проведено моделювання з дослідженням характеристик процесу транспортування сипких дрібномелених шлаків пневмошнековими робочими органами;
- визначені аналітичні вирази для розрахунку основних параметрів пневмошнекових робочих органів, а також математичні вирази для визначення залежності продуктивності пневмошнекового механізму від конструктивно-режимних параметрів транспортуючого пристрою;
- обґрунтована перспективність використання способу переміщення сипких дрібномелених шлаків у закритих жолобах в технологічних лініях при завантаженні і вивантаженні гвинтовими транспортувальними робочими органами;
- виконане комп'ютерне моделювання конструкції пневмошнекових робочих органів в залежності від характеристик оброблюваного середовища.

					<i>А ТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		56

## 4. ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПНЕВМОШНЕКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ

### 4.1 Конструктивні параметри робочого органу

Розрахунок похилого шнекового робочого органу виконаємо для змінної продуктивності  $Q_{зм}=70$  т/зм, задамося довжиною робочого органу  $L = 30$  м, висотою підйому матеріалу  $H = 4$  м, і режимом роботи робочого органу  $\tau = 50$  хв/год.

#### 4.1.1 Розрахункова годинна продуктивність робочого органу:

$$Q_p = \frac{Q_{зм} K_H}{T_{зм} K_B}, \text{ Т/ГОД} \quad (3.1)$$

$Q_{зм}$  - продуктивність змінна, т/зм;

$K_H$  - коефіцієнт нерівномірності подачі вантажу;

$K_B$  - коефіцієнт використання за часом;

$$K_B = \frac{\tau}{60} = \frac{50}{60} = 0,8.$$

$T_{зм}$  - тривалість зміни, годин

$$Q_p = \frac{70 \times 1,35}{8 \times 0,8} = 14,76$$

#### 4.1.2 Необхідний діаметр гвинта

$$D_B = 0,275 \times \sqrt[3]{\frac{Q}{k_D \times n_B \times \psi \times \rho_r \times C}} \quad (3.2)$$

$k_D$  - коефіцієнт співвідношення між кроком і діаметром гвинта;

$\psi$  - коефіцієнт заповнення робочого органу;

$\rho_r$  - насипна маса вантажу, т/м<sup>3</sup>;

$C$  - коефіцієнт, що враховує кут нахилу робочого органу;

$$D = 0,275 \times \sqrt[3]{\frac{14,76}{1 \times 60 \times 0,4 \times 0,7 \times 0,8}} = 0,283 \text{ м}$$

Отриманий діаметр заокруглюємо до найближчого стандартного значення. Діаметр шнека вибираємо за ГОСТ 2037-82 з нормального ряду = 0,32 м, при  $n = 60$  об/хв.

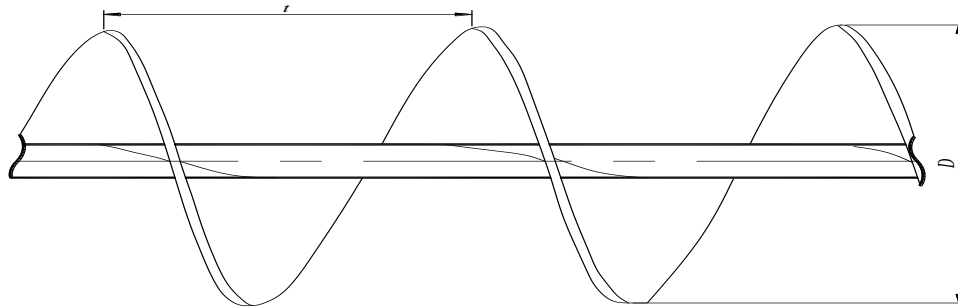


Рисунок 3.1 - Ескіз суцільного гвинта

#### 4.1.3 Крок шнека

$$S = K_D \times D_B \quad (3.3)$$

$k_D$  - коефіцієнт співвідношення між кроком і діаметром; для сипучих, дрібнокускових, зернистих, гранульованих і пилоподібних вантажів  $k_D = 1,0$ ;

$$S = 1 \times 0,32 = 0,32 \text{ м}$$

#### 4.1.4 Кут нахилу робочого органу

$$H = L \times \sin\beta \quad (3.4)$$

де  $H$  - висота підйому вантажу, м;

$L$  - довжина робочого органу, м;

$\beta$  - кут нахилу робочого органу, град

$$\sin\beta = \frac{H}{L} = \frac{4}{30} = 8^\circ \quad (3.5)$$

Прийняте значення  $n$  треба порівняти зі знайденим за формулою:

$$n \leq n_{max} = \frac{A}{\sqrt{D}} \quad (3.6)$$

де  $A$  - коефіцієнт, що враховує вид вантажу.

$$n_{max} = \frac{65}{\sqrt{0,32}} = 114 \text{ об/хв.}$$

$60 \leq 114$  отже умова виконується.

## 4.2 Потужність електродвигуна

1. Потужність електродвигуна:

$$N = \frac{Q_p \times K_H}{367 \times K_B} \times (H + L + \omega) \quad (3.7)$$

де  $\omega$  – загальний коефіцієнт опору руху.

$$N = \frac{14,76 \times 1,35}{367 \times 0,8} \times (4 + 30 + 1,2) = 2,4 \text{ кВт}$$

За ГОСТ 19523-81 вибираємо асинхронний електродвигун типу: 4А100S4У3 з номінальною потужністю 3,0 кВт і асинхронної частотою обертання  $n_{дв.ном.} = 1500 \text{ хв}^{-1}$ .

2. Передавальне число

Для цього необхідно визначити загальне передавальне число:

$$i_{общ} = \frac{n_{де}}{n} \quad (3.8)$$

$$i_{общ} = \frac{1500}{60} = 25$$

За каталогом вибираємо циліндричний двоступінчастий редуктор типу ГОСТ 20373-94: Ц2В - 125 з передавальним числом  $i_p = 25$

Дійсна частота обертання  $n_{дв} = 1435 \text{ об/хв.}$

Уточнюємо частоту обертання гвинта  $n_B = \frac{n_{де}}{i_p} = \frac{1435}{25} = 57 \text{ об/хв.}$

### 4.3 Розрахунок навантажень на валу шнека

1. Крутний момент на валу шнека:

$$M_{кр} = \frac{1000 \times 60 \times N \times \eta}{2 \times \pi \times n}, \quad (3.9)$$

де  $\eta$  - ККД механізму приводу.

$$M_{кр} = \frac{1000 \times 60 \times 3 \times 0,82}{2 \times 3,14 \times 57} = 412,33 \text{ Н} \times \text{м}$$

2. Найбільша осьова сила:

$$F_{ос} = \frac{2M_{кр}}{k \times D \times \text{tg}(\alpha + \rho_\epsilon)} \quad (3.10)$$

де  $r$  - радіус шнека (наведений), м;

$\alpha$  - кут підйому шнекової лінії шнека, град;

$\rho_\epsilon$  - кут тертя вантажу по поверхні робочого органу, град;

$k$  - коефіцієнт, що враховує радіус дії сили ( $k = 0,7 \dots 0,8$ ).

$$\alpha = \text{arctg} \frac{s}{\pi \times D} = \frac{0,32}{3,14 \times 0,32} = 17,66^\circ \quad (3.11)$$

$$\rho_\epsilon = \text{arctg} f'_\epsilon = \text{arctg} 0,44 = 23,74^\circ \quad (3.12)$$

$$F_{ос} = \frac{2 \times 412,33}{0,8 \times 0,32 \times \text{tg}(17,66 + 23,74)} = 3502 \quad (3.13)$$

3. Маса вантажу, який переміщується по робочий органу:

$$q = \frac{Q_p}{3,6 \times V}, \quad (3.14)$$

де  $V$  - швидкість вантажу, м / с.

$$V = \frac{s \times n_\epsilon}{60} = \frac{0,32 \times 57}{60} = 0,304 \text{ м/с} \quad (3.15)$$

$$q = \frac{14,76}{3,6 \times 0,304} = 13,48 \text{ кг}.$$

4. Визначимо силу, що діє на один виток

$$F = q' \times S, \quad (3.16)$$

де  $q'$  - вага, що пересувається по робочий органу, Н / м

$$q' = q \times g \times \cos 8^\circ = 13,48 \times 9,8 \times \cos 8^\circ = 130,81 \text{ Н/м} \quad (3.17)$$

$$F = 130,81 \times 0,32 = 41,86 \text{ Н/м}.$$

5. Діаметр валу шнека

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{0,2 \times [\tau]}}, \quad (3.18)$$

де  $[\tau]$  – допустиме дотичне напруження при попередньому розрахунку валу.

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{412,33 \times 10^3}{0,2 \times 20}} = 45 \text{ мм}$$

6. Поперечне навантаження на ділянку гвинта між опорами:

$$P_{\text{попер}} = \frac{2M_{\text{кр}} \times l}{k \times D \times L}, \quad (3.19)$$

де  $l$  - довжина секцій між опорами, приймаємо конструктивно  $l = 3$  м

$$P_{\text{попер}} = \frac{2 \times 412,33 \times 3}{0,8 \times 0,32 \times 30} = 322,13 \text{ Н.}$$

7. Поперечна сила прикладена до гвинта на відстані середнього радіусу гвинта.

$$r = \frac{D - d_{\text{вн}}}{2} = \frac{320 - 51}{2} = 134,5 \text{ мм.}$$

#### 4.4 Визначення геометричних характеристик вала шнека

Вал виготовляють порожнистим. Його зовнішній діаметр дорівнює:

$$d_{\text{внеш}} = (0,1 \dots 0,35) \times D, \quad (4.1)$$

$$d_{\text{внеш}} = 0,16 \times 0,32 = 0,051 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр валу знайдемо із співвідношення:

$$c = \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{внеш}}}, \quad (4.2)$$

де  $c$  - коефіцієнт відношення внутрішнього діаметра валу до зовнішнього діаметра,  $c = 0,75$ .

Перетворюючи формулу, отримаємо:

$$d_{\text{вн}} = 0,75 \times d_{\text{внеш}}, \quad (4.3)$$

$$d_{\text{вн}} = 0,75 \times 0,051 = 0,0382 \text{ м}$$

Визначимо число проміжних опор:

$$z = \frac{L}{l} - 1, \quad (4.4)$$

$$z = \frac{30}{3} - 1 = 9 \text{ опор.}$$

#### 4.5 Розрахунок валу шнека на міцність

Розглянемо одну секцію валу

Вал гвинта розраховується на складне опір від ексцентрично прикладеною на радіусі  $r$  осьової сили  $F_{oc}$  і  $P_{попер}$ .

Визначимо реакції  $R_A$  та  $R_B$ :

$$R_A = \frac{\frac{P_{попер} \times l^2}{2l} + F_{oc} \times r}{l}$$

$$R_A = \frac{\frac{322,13 \times 3^2}{2 \times 3} + 3502 \times 0,1345}{3} = 318,07 \text{ Н}$$

$$R_B = \frac{\frac{P_{попер} \times l^2}{2l} - F_{oc} \times r}{l}$$

$$R_B = \frac{\frac{322,13 \times 3^2}{2 \times 3} - 3502 \times 0,1345}{3} = 4,05 \text{ Н}$$

Будуємо епюри згинальних моментів, для чого визначасмо величини згинаючих моментів в характерних перерізах:

$$M_{зг} = R_A \times \frac{l}{2} - \frac{P_{попер} \times l^2}{8l}$$

$$M_{зг} = R_B \times \frac{l}{2} - \frac{P_{попер} \times l^2}{8l}$$

$$M_{зг} = 318,07 \times \frac{3}{2} - \frac{322,13 \times 3^2}{8 \times 3} = 356,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{зг} = 4,05 \times \frac{3}{2} - \frac{322,13 \times 3^2}{8 \times 3} = -114,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

На основі отриманих результатів креслимо епюру згинаючих і крутних моментів (рисунок 4.1).

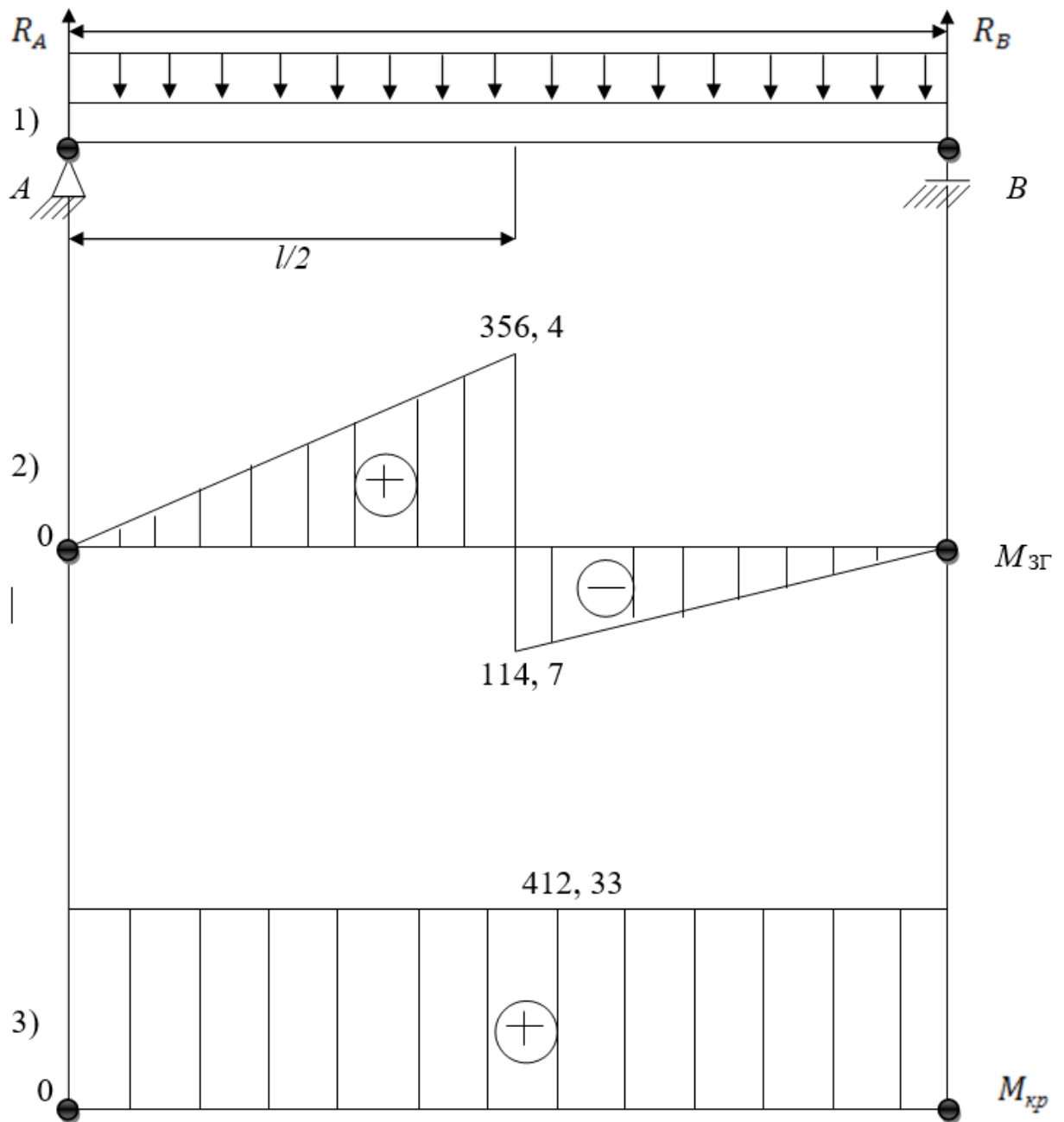


Рисунок 4.1 - Епюри згинального і крутного моментів

#### 4.6 Перевірочний розрахунок

З епюр згинального і крутного моментів видно, що небезпечний перетин валу розташовано посередині прольоту між опорами. Вал гвинта буде виготовлений зі сталі марки Сталь 45 з межею міцності  $\sigma_B = 700$  МПа.

Визначимо для небезпечного перетину запас міцності і порівняємо його

з допустимими:  $[S] = 1,25 \dots 2,5$

### 1. Визначення напруження в небезпечному перерізі валу.

Нормальні напруження змінюються по симетричному циклу, при якому амплітуда напружень  $\sigma_a$  дорівнює розрахунковим напруженням вигину  $\sigma_{3Г}$ :

$$\sigma_B = \sigma_{3Г} = \frac{M_{3Г}}{W_{\text{нетто}}} \quad (3.24)$$

де  $W_{\text{нетто}}$  – осьовий момент опору перерізу валу,  $\text{мм}^3$ .

Для круглого валу порожнистого перерізу:

$$W_{\text{нетто}} = 0,1 \times \frac{d_{\text{зовн}}^4 - d_{\text{вн}}^4}{d_{\text{зовн}}}, \quad (3.25)$$

$$W_{\text{нетто}} = 0,1 \times \frac{51^4 - 38^4}{51} = 9176 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_a = \sigma_{\text{н}} = \frac{356,3 \times 10^3}{9176} = 38,82 \text{ Н/мм}^2$$

Дотичні напруження змінюються по нульовому циклу, при якому амплітуда циклу  $\tau_a$  дорівнює половині розрахункових напружень кручення  $\tau_K$ :

$$\tau_a = \frac{\tau_K}{2} = \frac{M_{\text{кр}}}{2 \times W_{\text{рнетто}}}, \quad (3.26)$$

де  $W_{\text{рнетто}}$  – полярний момент інерції опору перерізу валу,  $\text{мм}^3$ .

Полярний момент інерції для круглого порожнистого перерізу валу визначимо за формулою:

$$W_{\text{рнетто}} = 0,2 \times \frac{d_{\text{зовн}}^4 - d_{\text{вн}}^4}{d_{\text{зовн}}} \quad (3.27)$$

$$W_{\text{рнетто}} = 0,2 \times \frac{51^4 - 38^4}{51} = 18353 \text{ мм}^3$$

$$\tau_a = \frac{\tau_K}{2} = \frac{412,33 \times 10^3}{18353} = 22,46 \text{ Н/мм}^2$$

2. Визначення коефіцієнта концентрації нормальних і дотичних напружень для розрахункового перерізу валу:

$$(K_{\sigma})_D = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \times \frac{1}{K_y} \quad (3.28)$$

$$(K_{\tau})_d = \left( \frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \times \frac{1}{K_y} \quad (3.29)$$

$K_{\sigma}$  – ефективний коефіцієнт концентрації нормального напруження, для небезпечного перерізу валу  $K_{\sigma} = 2,2$ ;

$K_{\tau}$  – ефективний коефіцієнт концентрації дотичного напруження, для небезпечного перерізу валу  $K_{\tau} = 1,6$ ;

$K_d$  – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу,  $K_d = 0,81$ ;

$K_F$  – коефіцієнт впливу шорсткості,  $K_F = 1,0$ ;

$K_y$  – коефіцієнт впливу поверхневого зміцнення,  $K_y = 2$

$$(K_{\sigma})_D = \left( \frac{2,2}{0,81} + 1 - 1 \right) \times \frac{1}{2} = 0,891$$

$$(K_{\tau})_d = \left( \frac{1,6}{0,81} + 1 - 1 \right) \times \frac{1}{2} = 0,987$$

3. Визначення меж витривалості в розрахунковому перерізі валу:

$$(\sigma_{-1})_D = \sigma_{-1} / (K_{\sigma})_D \quad (3.30)$$

$$(\tau_{-1})_D = \tau_{-1} / (K_{\tau})_D \quad (3.31)$$

$\sigma_{-1}$  – межа витривалості при симетричному циклі згину, Н/мм<sup>2</sup>;

$\tau_{-1}$  – межі витривалості при симетричному циклі кручення Н/мм<sup>2</sup>.

$$\sigma_{-1} = 0,43 \times \sigma_b = 0,43 \times 700 = 301 \text{ Н/мм}^2$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \times \sigma_{-1} = 0,58 \times 301 = 174,58 \text{ Н/мм}^2$$

$$(\sigma_{-1})_D = 301 / 0,891 = 337,8 \text{ Н/мм}^2$$

$$(\tau_{-1})_D = 174,58 / 0,987 = 176,87 \text{ Н/мм}^2$$

4. Визначення коефіцієнта запасу міцності по нормальних і дотичних напруженнях:

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a}$$

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a}$$

$S_{\sigma}$  – коефіцієнт запасу міцності по нормальному напруженню.

$S_{\tau}$  – коефіцієнт запасу міцності по дотичному напруженню.

$$S_{\sigma} = \frac{337,8}{38,82} = 8,7$$

$$S_{\tau} = \frac{176,87}{22,46} = 7,87$$

5. Визначення загальних коефіцієнтів запасу міцності:

$$S = \frac{S_{\sigma} + S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}$$

$$S = \frac{8,7 + 7,87}{\sqrt{8,7^2 + 7,87^2}} = 1,41 \geq 1,25$$

#### 4.7 Розрахунок підшипникових опор шнека

Приймаємо в якості опори валу дворядний самовстановлюваний підшипник, виходячи з наступних міркувань [13].

- значна відстань між опорами (3 м);
- неможливість підтримки в опорі високого допуску на співвісність;
- велике значення навантаження.

З урахуванням визначеного діаметру валу приймаємо підшипник №1210 ГОСТ 28428-90.

Характеристика підшипника №1210 за [13] наведена в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Характеристики підшипника

$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$C$ , кН	$n$ , об/хв
50	90	20	22,8	7000

Визначаємо довговічність підшипника  $L$  у млн. обертів

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^{\alpha},$$

де  $C$  – динамічна вантажопідйомність, кН;  $C = 22800$  Н;

$P$  – зведене навантаження, кН;

$$P = (XVF_r + YF_0)k_6k_T$$

$\alpha$  - показник ступеню, для роликів підшипників,  $\alpha = 10/3$

де  $F_r$  – радіальне навантаження,  $\kappa H$ , яке дорівнює реакції опори А.

$$F_r = R_A = 318,07 H$$

де  $F_a$  – осьове навантаження, в нашому випадку  $F_a = 0$ ;

$X$  і  $Y$  – коефіцієнти радіального та осьового навантаження;

$k_t$  – температурний коефіцієнт, так як температура підшипника не перевищує  $t = 105^{\circ}C$  приймаємо  $k_t = 1$ ;

$k_6$  – коефіцієнт безпеки, який враховує характер роботи.

Для підшипників шнекових робочий органів  $k_6 = 1,2$ ;

$V$  – коефіцієнт обертання. Якщо прийняти, що вектор навантаження нерухомий і обертається внутрішнє кільце, то  $V = 1,0$ .

$$P = (1 \cdot 1,0 \cdot 318,07 + 0) \cdot 1,2 \cdot 1 = 369,8 H,$$

$$L = \left( \frac{22800}{369,8} \right)^{\frac{10}{3}} = 925890.$$

Довговічність підшипника  $L_h$  в годинах:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n},$$

де  $n$  – частота обертання підшипника, об/хв;  $n = 1000$ .

$$L_h = \frac{925890 \cdot 10^6}{60 \cdot 1000} = 15,4 \cdot 10^6 \text{ год.}$$

Заміна підшипників вала шнека планується при поточному або капітальному ремонті через  $15,4 \cdot 10^6$  годин роботи, тобто умови довговічності підшипників виконуються.

## 5. ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

### 5.1 Небезпечні і шкідливі фактори, що виникають при роботі устаткування

При роботі пневмошнекового живильника найбільш небезпечними є шум, вібрація, і можливість ураження електричним струмом.

Шум визначається як хаотичне сполучення різних по частоті і силі звуків. Вібраючі частини шнекового живильника викликають коливання повітря дотичного до них. Ці коливання частинок повітря при проходженні звукової хвилі викликають почергове стискання і розрядження, і тиск в даній точці простору становиться більшим або меншим атмосферного. Різниця між цим коливним тиском і атмосферним називається звуковим тиском. Згідно санітарних норм встановлені допустимі рівні звукового тиску в діапазоні частоти 45...1300 Гц і восьми октавних смуг. Значення рівня  $L_0$  інтенсивності звука, що нормуються, для постійних робочих місць і робочих зон виробничих приміщеннях на території підприємства наведені в таблиці 6.1.

Таблиця 5.1 – Значення рівня інтенсивності звуку

$f_{cm}, \text{Гц}$	63	125	250	500	1000	2000	4000
$L_0, \text{дБ}$	99	92	86	83	80	78	76

де  $f_{cm}$  – середнє геометричне значення активної смуги

В залежності від місць впливу розрізняють загальну вібрацію, що передається на опорні частини тіла людини, яка стоїть, і місцеву вібрацію, що передається на кісті рук (наприклад від важелів управління). Загальна вібрація нормується в межах частот 0,7...89 Гц, а місцева – 5,7...1400 Гц. Більш великі значення нормованих величин для місцевої вібрації пояснюється доброю віброізолюючою здатністю руки.

Розглядаючи пневмошнековий робочий орган як джерело шуму і

вібрації, визначаємо заходи по найбільшому зниженню їх рівня згідно норм, що створює більш сприятливі умови для роботи персоналу на ділянці.

## **5.2 Заходи з техніки безпеки передбачені в проекті**

### **5.2.1 Методи і засоби зниження вібрації**

Розробляючи комплекс засобів із захисту персоналу від вібрації, перш за все слід оцінити можливість і доцільність зниження інтенсивності вібрації і шуму в джерелах їх збуджування.

Повне усунення вібрації в машинах неможливе. Більш того в багатьох машинах інтенсивна динамічна взаємодія виконавчих органів з об'єктами обробки являється основою успішного технологічного процесу. Однак в багатьох випадках мають місце шляхи зниження вібрації.

Віброізоляція – метод захисту від дії вібрації шляхом розміщення між джерелом вібрації і об'єктом, що захищається (в нашому випадку це фундамент) пристроїв, що деформуються – віброізоляторів. Основний елемент віброізолятора пружний елемент відповідної жорсткості.

За необхідності, можуть бути використані засоби індивідуального захисту, основані на використанні віброізоляції. До цих засобів відносяться килимки з високоеластичних матеріалів, м'які сидіння, спеціальне взуття на товстих гумових підборах, віброізолюючі рукавички тощо.

### **5.2.2 Методи і засоби зниження шуму**

Не завжди засоби зниження вібрації являються достатніми для доведення шуму у виробничих приміщеннях до бажаного рівня. Універсальними методами зменшення інтенсивності шуму являються звукопоглинання і звукоізоляція.

В загальному випадку енергія звукових коливальних хвиль,

розподіляється на чотири частини.

Перша з них – енергія відбитих хвиль, друга – енергія поглинута перешкодою, третя – енергія звука, що пройшов через перешкоду, четверта – енергія хвилі, що обігнула перешкоду, якщо її розміри менше довжини хвилі, або близькі до неї.

Радикальним засобом захисту персоналу являється звукоізоляція, причому найбільш дешевим засобом зниження шуму у виробничих приміщеннях являється улаштування звукоізолюючих кожухів, які повністю закривають найбільш шумливі агрегати. Суттєва перевага цього засобу – можливість зниження шуму на будь-яку необхідну величину в розрахункових точках, розташованих на робочих місцях обслуговуючого персоналу.

Кожухи мають оглядові вікна, а також прорізи для вводу комунікації, а також можуть виконуватись знімними або розбірними.

Кожухи можуть виконуватись із сталі, дюралюмінію, фанери і інших листових матеріалів. В середині кожуха рекомендують облицьовувати звукопоглинаючими матеріалами завтовшки 30...50 мм.

### ***5.2.3 Запобігання можливості ураження електричним струмом***

Електродвигун вібраційного шнекового живильника має потужність 3,0 кВт.

У випадку пошкодження ізоляції струмоведучих частин на коробі і металоконструкції шнекового живильника може виникнути значний електричний потенціал відносно землі, а також можливе ураження електричним струмом внаслідок пікової напруги.

З метою усунення цих явищ застосовуємо заземлення металевих частин шнекового живильника.

Для монтажу заземлюючого пристрою із вертикальних і горизонтальних електродів попередньо підготовлюється траншея глибиною 0,7 м.

Вертикальні електроди занурюють таким чином, щоб верхній кінець виступав над рівнем траншеї на висоту 0,1 м. Горизонтальний електрод прикладаємо дном траншеї.

Електроди захищені від іржі і залишків масла не повинні бути пофарбовані. Електроди не слід розміщати в місцях, де ґрунт просочений нафтопродуктами. Після монтажу траншея повинна бути засипана землею, яка не містить каміння, щебню, будівельного сміття з послідовним ущільненням.

					<i>АТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		71

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів. – К.: Либідь, 1999. – 386 с.
2. Ловейкін В. С. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів [Текст] / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – 2005. – Вип. 23. – С. 181–195.
3. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І, Матвійчук А.В. - Львів: Світ, 1993. - 208 с.
4. Рогатинський Р. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. Рогатинський, І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С.197–210.
5. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. - М.: Машиностроение, 1972. - 184 с.
6. Спиваковский А. О, Дьячков В. К. Транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.
7. Ромакин, Н.Е. Машины непрерывного транспорта: учеб. пособие /Н.Е. Ромакин.– М.: Изд-во «Академия», 2008.- 432 с.
8. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. - Львов:Вища школа, 1986. - 128 с.
9. Катанов Б.А., Кузнецов В.И. Определение закономерности движения одиночной частицы по шнеку // Изв. Вузов // Горный журнал. - 1972. - № 2
10. Сурашов Н. Т., Гудович М. И. Подъемно-транспортные машины: Учеб.пособие. – Алматы: КазНТУ, 2012. – 322 с.

					<b>АТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</b>	Лист
						72
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

11. Автоматизированное проектирование и расчет шнековых машин: Монография / М.В. Соколов, А.С. Клинков, О.В. Ефремов, П.С. Беляев, В.Г. Однолько. М.: "Издательство Машиностроение-1", 2004. 248 с.
12. Nobuhiro Yamanishi, Shinji Fukao. LES Simulation of Backflow Vortex Structure at the Inlet of an Inducer. J. of Fluids Engineering, vol. 129, May 2007
13. Kato, C., Kaiho, M., and Manabe, A., 2003, "An Overset Finite-Element Large-Eddy Simulation Method With Applications to Turbomachinery and Aeroacoustics," ASME J. Appl. Mech. 0021-8936, 70, pp. 32–43.

## ДОДАТКИ

					<i>АТЕСТАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		74