

УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ

Допускається до захисту
Завідувач кафедри
_____ Андрій ВОЙТІК
“ ____ ” _____ 20 ____ р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до магістерської роботи

_____ магістр

(освітній рівень)

на тему **«ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ
ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ
РОЗПОДІЛЬЧОГО ВНЕСЕННЯ ГРАНУЛЮВАНИХ ДОБРІВ»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 23м-ім
Спеціальність 208

«Агроінженерія»

_____ Максим СКЛЯРУК

(прізвище та ініціали)

Керівник Юрій КОВАЛЬЧУК

(прізвище та ініціали)

Рецензент Ірина ГАЙДАЙ

(прізвище та ініціали)

м. Умань - 2024 рік

УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА Агроінженерії

Освітній рівень _____ магістр _____
 Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія» _____
 (шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Завідувач кафедри
 _____ Андрій ВОЙТІК
 “ ____ ” _____ 20 ____ р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Скляруку Максиму Андрійовичу _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Обґрунтування конструктивних та кінематичних параметрів гвинтових робочих органів для розподільчого внесення гранульованих добрив»

керівник роботи _____ Ковальчук Ю.О., к.т.н., доцент

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від

“ 04 ” _____ листопада 20 24 р. № 01-06/298

2. Строк подання студентом роботи _____ 29.11.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: фізико-механічні властивості найпоширеніших мінеральних добрив; існуючі технологічні процеси та технічні засоби у виробничому процесі внесення мінеральних добрив.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): аналіз існуючих способів та засобів внесення мінеральних добрив, огляд попередніх досліджень з даного питання; вибір оптимального способу внесення мінеральних добрив; обґрунтування технологічної схеми розроблюваної машини; обґрунтування оптимальних параметрів робочих органів досліджуваної машини; визначення моделі руху частинки мінеральних добрив; оцінка рівномірності внесення мінеральних добрив; розробка заходів з охорони праці при роботі з начіпними машинами; визначення економічної ефективності впровадження розробленої машини.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 15 слайдів) як додаток до доповіді за темою магістерської роботи.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		

7. Дата видачі завдання 16 вересня 2023 року**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	02.03.2024 р.	
2.	Розділ 1. Стан питання та задачі досліджень	02.03.2024 р.	
3.	Розділ 2. Теоретичні дослідження	02.04.2024 р.	
4.	Розділ 3. Експериментальні дослідження	29.05.2024 р.	
5.	Розділ 4. Охорона праці	15.09.2024 р.	
6.	Розділ 5. Техніко-економічна ефективність	30.10.2024 р.	
7.	Виконання графічної частини роботи	17.11.2024 р.	
8.	Представлення роботи керівнику на перевірку	20.11.2024 р.	

Студент

(підпис)Максим СКЛЯРУК

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)Юрій КОВАЛЬЧУК

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Склярук М.А. Обґрунтування конструктивних та кінематичних параметрів гвинтових робочих органів для розподільчого внесення гранульованих добрив (Магістерська робота. Умань, Уманський національний університет садівництва, 2024. – 58 с.).

Об'єкт дослідження. Процес транспортування і висіву добрив з використанням шнекової розподільно-висівної системи.

Предмет дослідження. Параметри технологічного процесу і засобів локального внесення в ґрунт сипучих мінеральних добрив.

Метою роботи є підвищення ефективності використання мінеральних добрив шляхом поліпшення рівномірності їх розподілу за рахунок обґрунтування оптимальних параметрів процесу внесення їх у ґрунт, а також розробки конструкції розподільно-висівної системи з поліпшеними технологічними показниками.

В роботі написано вступ, дана характеристика та приведено аналіз робочих процесів і конструкцій машин для розподілу та висіву добрив по ширині з фіксованим захватом. Проведено огляд теоретичних і експериментальних досліджень транспортуючих труб і гвинтових конвеєрів. Виконано порівняння фізико-механічних властивостей сипучих мінеральних добрив, що впливають на технологічний процес РВС.

Проведено експериментальне дослідження залежності продуктивності розподільника від зміни кроку, діаметра і частоти обертання шнека.

Запропоновані заходи з покращення умов охорони праці та довкілля.

Визначено економічну ефективність від впровадження запропонованого пристрою у виробництво.

Зроблено висновки та складено список використаної літератури.

Ключові слова: транспортуючі труби, розподільно-висівна система, добрива, обойма, висівні отвори.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
Розділ 1. Стан питання і завдання досліджень.....	6
1.1. Аналіз існуючих способів і засобів основного внесення сипучих мінеральних добрив.....	6
1.2. Аналіз робочих процесів і конструкцій машин для розподілу та висіву добрив по ширині з фіксованим захватом.....	11
Розділ 2. Теоретичне дослідження руху частинок добрив розподільно-висівної системи.....	19
2.1. Огляд теоретичних і експериментальних досліджень транспортуючих труб і гвинтових конвеєрів.....	19
2.2. Рівняння руху частинки добрив у розподільно-висівної системи	26
2.3. Критична кутова швидкість обертання РВР.....	31
Розділ 3. Програма, методика та результати експериментальних досліджень.....	37
3.1. Програма експериментальних досліджень.....	37
3.2. Методика визначення фізико-механічних властивостей добрив.	38
3.3. Порівняльна оцінка подачі добрив гвинтовим конвеєром і шнековим розподільно-висівним пристроєм.....	41
3.4. Методика проведення дослідів по визначенню швидкості руху частинок добрив в розподільнику РВР.....	42
3.5. Методика визначення впливу режимних і конструктивних факторів розподільника на продуктивність.....	43
Розділ 4. Охорона праці.....	46
4.1. Аналіз умов та заходів з охорони праці під час транспортування і висіву добрив з використанням шнекової розподільно-висівної системи.....	46
4.2. Розробка організаційно-технічних заходів з охорони праці при зміні параметрів та режимів роботи шнекової розподільно-висівної системи.....	47
4.3. Моделювання виробничих небезпек при внесенні мінеральних добрив.....	48
Розділ 5. Економіка.....	50
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	55
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	58

ВСТУП

Одним з важливих завдань сільськогосподарського виробництва України є підвищення врожайності культурних рослин шляхом впровадження комплексних заходів щодо відновлення родючості ґрунту.

Серед першочергових резервів особливе значення мають заходи, спрямовані на підвищення ефективності використання мінеральних добрив.

На підставі вивчення літературних джерел і матеріалів передового досвіду можна стверджувати, що найбільш ефективним і економічним способом підвищення врожайності сільськогосподарських культур є локальне внесення сипучих мінеральних добрив.

Машинобудування в Україні в умовах ринкових відносин не випускає обладнання для локального внесення основної дози мінеральних добрив через недосконалість технологічного процесу і робочих органів розподільно-висівної системи (РВС).

Внесення основної дози добрив, основна і передпосівна обробка ґрунту, догляд в рядках і міжряддях за культурними рослинами проводяться окремо і різними агрегатами. Така багатоопераційність шкідливо впливає на ґрунт - при багаторазових проходах агрегатів він ущільнюється. Крім того, збільшуються загальні агротехнічні терміни обробки.

Таким чином, для сучасної сільськогосподарської механіки вирішення питань розробки та використання серії комбінованих машин і устаткування для локального внесення основного добрива є актуальним завданням і має велике науково-технічне та народногосподарське значення.

Метою роботи є підвищення ефективності використання мінеральних добрив шляхом поліпшення рівномірності їх розподілу за рахунок обґрунтування оптимальних параметрів процесу внесення їх у ґрунт, а також розробки конструкції розподільно-висівної системи з поліпшеними технологічними показниками.

У відповідності з поставленою метою необхідно вирішити такі основні завдання:

- Проаналізувати існуючі способи розподілу і висіву добрив шнековими засобами і розробити нову конструкцію РВС;
- Теоретично обґрунтувати основні параметри РВС;
- Експериментально обґрунтувати кількісні та якісні показники РВС і визначити раціональні значення їх параметрів;
- Проаналізувати ефективність практичного використання нової технології розподілу та висіву добрив.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Аналіз існуючих способів і засобів основного внесення сипучих мінеральних добрив

Ефективність добрив значною мірою залежить від строків їх внесення, що визначаються біологічними фазами розвитку рослин. Внесення добрив у відповідні терміни спрямоване на забезпечення потреби рослин в необхідних елементах живлення в різні періоди їх вегетації залежно від ґрунтово-кліматичних умов, особливостей обробки ґрунту та догляду за культурами, властивостей добрив і організаційно-господарських можливостей [2, 4, 6, 7, 11, 16].

На підвищення врожайності і родючості ґрунтів істотний вплив роблять якість внесення добрив і їх закладення в ґрунт. Саме від цього залежить ефективність використання добрив рослинами, закріплення поживних речовин у ґрунті, а також ступінь впливу добрив на забруднення навколишнього середовища.

Порівняльна оцінка внесення основної дози добрив при відповідних технологіях показує, що при поверхневому розкидному способі внесення туків, закладення яких здійснюють плугом, добрива перемішуються з усією масою орного шару ґрунту, внаслідок чого відбуваються їх фізико-хімічні та біологічні перетворення по всій товщині шару. При цьому частина поживних речовин безповоротно втрачається або переходить у важкодоступні форми використання добрив рослинами. Ці втрати не тільки знижують ефективність використання добрив, але і створюють умови для проникнення їх за межі кореневого шару, і потрапляючи у ґрунтові води і водойми, наносять цим шкоди довкіллю [101, 142, 11, 12,].

Крім того, істотним недоліком розкидного способу внесення добрив, виконуваного в основному відцентровими розкидачі, є висока нерівномірність розподілу туків по площі поля, яка нерідко досягає 50%, а іноді навіть більше. Це в кінцевому підсумку призводить не тільки до недобору врожаю, а й погіршення його якості [11, 14, 12].

Так, за даними ВІУА, при нерівномірності внесення добрив до 20% врожай культур знижується на 0,5%, при нерівномірності 25% - на 1%, при нерівномірності 35% - на 2%, а при нерівномірності більше 50% і особливо при використанні високих доз поживних речовин недобір урожаю досягає 4 - 7% і

вище. У середньому недобір становить: зерна 0,8 - 5,9 ц / га, коренів цукрових буряків 42,5 - 46,6 ц / га, силосної маси кукурудзи 38-77 ц / га і вище [12].

За даними дослідників Німеччини, внесення азотних добрив з нерівномірністю 30% призводить до втрати 1,7% урожаю озимої пшениці без вилягання та 21,8% - в умовах нерівномірного вилягання. Зі збільшенням ступеня нерівномірності до 50% втрати врожаю становлять відповідно 5,7% і 31,8%. За даними опитаних сільськогосподарських станцій Англії, через нерівномірність внесення добрив втрачається 13 - 18% урожаю цукрових буряків, 16% сіна, трав і до 10% картоплі і зерна. У Німеччині допустимим відхиленням при розсіві добрив вважається 10%. У Швеції нерівномірність висіву пневматичними розкидачами становить 4-14% [12].

Важливе значення при розкидному внесенні добрив має операція закладання туків в ґрунт ґрунтообробними знаряддями. В результаті досліджень, проведених на ґрунтах різного механічного складу, були встановлені наступні закономірності. При культивації поперек смуг добрив культиватором КРН-4,2 з стрілочастими лапами за межі смуг переміщається 24% добрив разом з ґрунтом, з них 15% переноситься на відстань до 40 см і 9% до 40 - 120 см. Перенесення гранул при роботі плуга без передплужників становить 40%, а з передплужниками - 20%. При цьому 50-75% гранул переноситься плугом на відстань 20 см. Частина гранул понад 1% переноситься плугом на відстань в 1м. Отже, нерівномірність розподілу добрив, що досягає 25 - 75% при внесенні відцентровими розкидачами, що не усувається ні культивацією, ні оранкою. Тому негативні наслідки нерівномірного внесення добрив проявляються і в наступні роки [11,14].

При обробці різними боронами і культиваторами поживні речовини знаходяться у верхньому пересихаючому шарі ґрунту і не можуть бути повною мірою використані рослинами. При закладенні плугами, враховуючи, що на чорноземних ґрунтах агровимогами зазвичай передбачається глибока зяблева оранка на 25 - 30 см, а добрива необхідно закладати тільки на 10 - 15 см, глибоко заорані добрива в початковий період розвитку рослин недоступні.

Отже, ґрунтообробні знаряддя мають обмежені можливості регулювання розміщення поверхнево висіяних добрив по глибині орного шару і незадовільно локалізують добрива в ґрунті, що призводить до невідповідності агровимог, пред'явленим до вирощування сільськогосподарських культур.

До недоліків розкидного способу слід віднести і те, що операції розсіву і закладення добрив здійснюються двома агрегатами, що веде не тільки до додаткових витрат, але і збільшує площу ущільненого ґрунту після проходження кожного агрегату по полю і супроводжується накопиченням залишкових деформацій орних, а також підорних шарів до 60 см і глибше, що призводить до

зниження родючості ґрунту. Так, за даними результатів спільних досліджень УНІІЗ і УНІІМЭСХ відзначено, що підвищення щільності ґрунту на 0,1 г / см³ призводить до зниження врожаю ячменю на 8% і озимої пшениці на 4% [1, 2]. Самовідновлення ущільнених шарів за рахунок природних процесів йде повільно, а глибоке розпушування і внесення великих доз (50 ... 60 т / га) органічних добрив не завжди можливо.

Таким чином, аналіз розглянутих літературних джерел поверхневого розкидного способу внесення добрив вказує на низьку його ефективність і необхідність пошуку більш раціональної технології внесення основної дози добрив.

Останнім часом в СНД і за кордоном вивченню локального способу внесення повної дози добрив під сільськогосподарські культури стали приділяти велику увагу [11, 12, та ін.]. Внесення добрив в рядки вперше було розроблено в нашій країні в 1880 р професором ХДУ ім. Каразіна А.Є. Зайкевич. Пізніше, в 1941 р Н.С. Авдонін запропонував вносити гранульований суперфосфат в рядки за допомогою звичайних сівалок, що істотно підвищило врожай у порівнянні з внесенням тих же добрив врозкид. У 1957 р Н.А. Авдонін і Л.М. Жукова на центральній дослідній станції в ВИУА вивчали вплив складу мінеральних добрив на збільшення врожаю при внесенні в рядки під різні сільськогосподарські культури [2]. За результатами дослідів був отриманий високий ефект від локалізації.

У США локальне внесення основного добрива до посіву і при посіві культурних рослин почали застосовувати в 30-і роки. Головним вважається припосівний спосіб, для якого встановлено граничні дози добрив [11].

У Скандинавських країнах детально вивчено і широко впровадили з 60-х років стрічкове внесення основного добрива при посіві зернових культур, де підвищення продуктивності праці досягається, в основному, суміщенням сівки з внесенням добрив, а також інших операцій, що дозволяє скоротити число заїздів на поле [11, 12, 14].

У Фінляндії стрічковим способом удобрюють 60% площі зернових культур. На 1/3 площі добрива вносять при посіві, на 1/4 - до посіву [11].

У країнах СНД широко проводилося порівняльне вивчення агрономічної дії добрив при різних способах їх внесення під багато сільськогосподарських культур. Тільки під керівництвом ВИУА вивченням різних питань, пов'язаних з локальним внесенням туків в різних зонах, займалося більше ста наукових установ. Мінеральні добрива вносили на тлі 20-30т / га органічних добрив. Узагальнені дані дослідів за минулі роки наведені в табл.1.1 і на рис.1.1, де результати показують очевидну перевагу локального способу внесення перед розкидним[14].

Таблиця 1.1 – Дія основного мінерального добрива при розкидному і локальному внесенні на врожай сільськогосподарських культур

Науково-дослідна установа	Грунт	Урожай без використан ня добрив	Приріст урожаю від внесення добрив, ц/га	
			розкид.	локальн.
Озима пшениця				
ВИУА	Дерново-підзолистий	11,4	8,5	10,7
Полтавський СХИ	Чорнозем вищелочени- ний	31,1	3,3	7,1
Ерастівська дослідна станція ВНДІ кукурудзи	Звичайний чорнозем (по чистому пару)	31,3	7,5	10,4
Картопля				
НДІ картопляного господарства	Дерново-підзолистий супіщаний	152	37	60
Поліська с. г. дослідна станція	Дерново-підзолистий піщана	257	58	84
Львівський СХИ	Темно-сірий опідзолений легко суглинистий	196	36	57
Кукурудза на зерно				
Полтавський СХИ	Чорнозем опідзолений	35,5	5,5-7,8	9,8
Ерастівська дослідна станція ВНДІ кукурудзи	Чорнозем звичайний малогумусний (по чистому пару)	31,3	7,4-7,6	9,8
Цукрові буряки (коріння)				
Сумська с. г. дослідна станція	Чорнозем потужний	264	44	65
Тернопільська с. г. дослідна станція	Чорнозем потужний	481	89	85
Ставрополь. СХИ	Чорнозем типовий	224	54	65

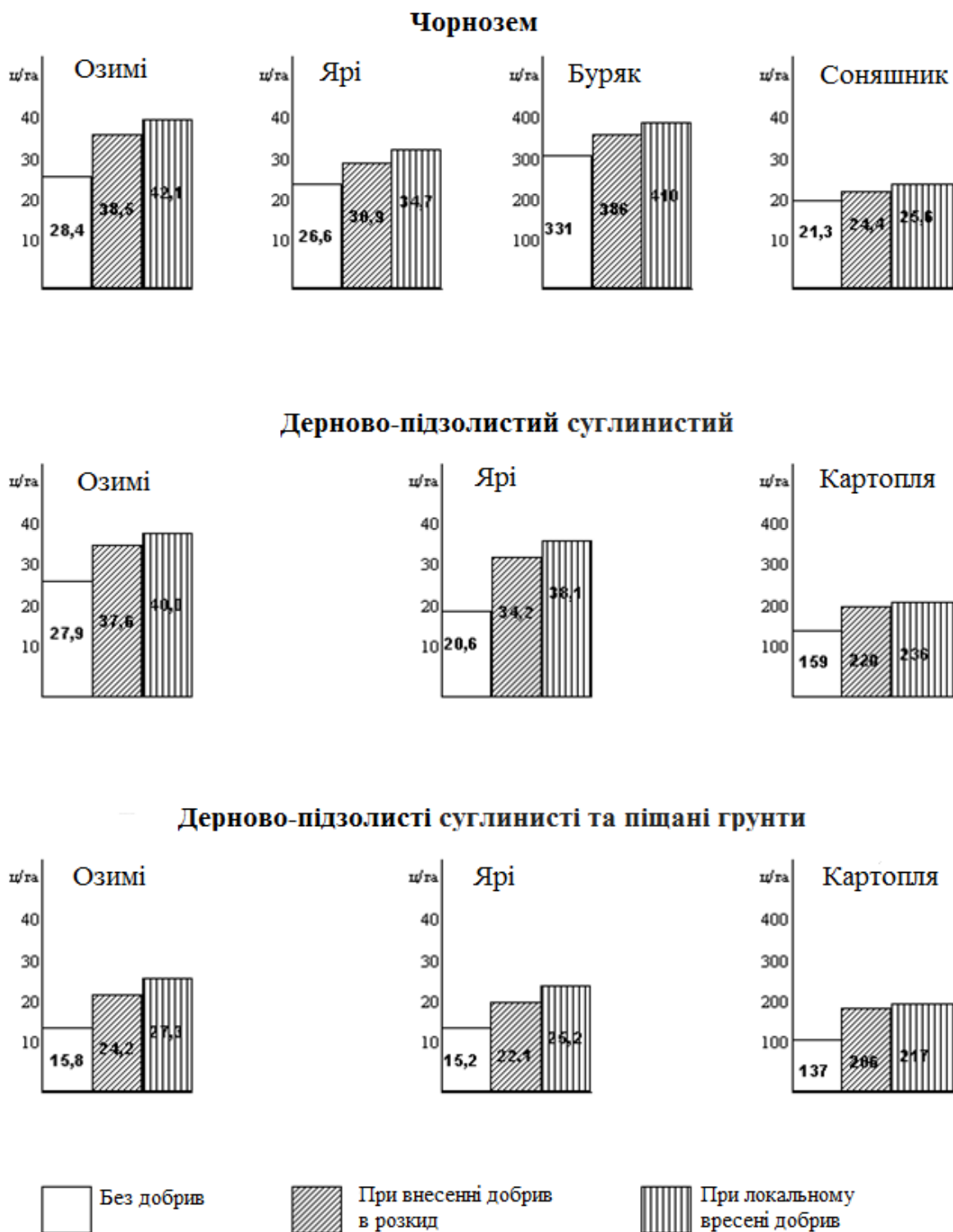


Рисунок 1.1 – Урожайність сільськогосподарських культур при різних способах внесення мінеральних добрив

Про високу ефективність добрив при локальному внесенні свідчать також досліді, проведені в Швеції, Нідерландах, Франції, Англії, США та інших країнах. Наприклад, за даними Шведського СХИ, локальний спосіб внесення добрив забезпечує додатковий збільшення врожаю картоплі на 20 - 30 ц / га. На

думку фінських учених, додатковий приріст урожаю зернових колосових культур при локалізації добрив досягає в середньому 14%. У дослідях, проведених на різних ґрунтах Франції, додатковий приріст врожаю кукурудзи при внесенні добрив локально в порівнянні з розкидним способом склав 8 - 35%.

На підставі проведеного аналізу слід зазначити, що локальне внесення основної дози сипучих мінеральних добрив є найбільш перспективним. Локальне внесення добрив з передпосівною обробкою ґрунту дозволить внести задану кількість добрив на необхідну глибину закладення ґрунту. Це скоротить терміни між внесенням і споживанням добрив, підвищить ефективність їх використання, а об'єднання операцій внесення добрив з іншими операціями по передпосівній обробці ґрунту або посіву дозволить скоротити кількість проходів агрегатів по полю, та зменшить ущільнення ґрунту і поліпшить її структурний склад.

Таким чином, актуальним напрямком дослідження є розробка нових конструкцій розподільно-висівної системи, створення нових комбінованих машин, а також удосконалення існуючих не тільки для припосівного внесення добрив, а й для локального внутріґрунтового внесення основного добрива у поєднанні з передпосівною обробкою ґрунту [103, 104].

1.2. Аналіз робочих процесів і конструкцій машин для розподілу та висіву добрив по ширині з фіксованим захватом

В даний час відомо велика різноманітність машин з постійним захватом для розподілу висіву сипучих мінеральних добрив [3, 4, 9, 77, 79, 95, 96, 97, 103, 104, 129 та ін.], які, на перший погляд, мають мало конструктивних подібностей, однак вони виконують однакову технологічну операцію з розподілу добрив на ширину захвату машини (рис.1.2).

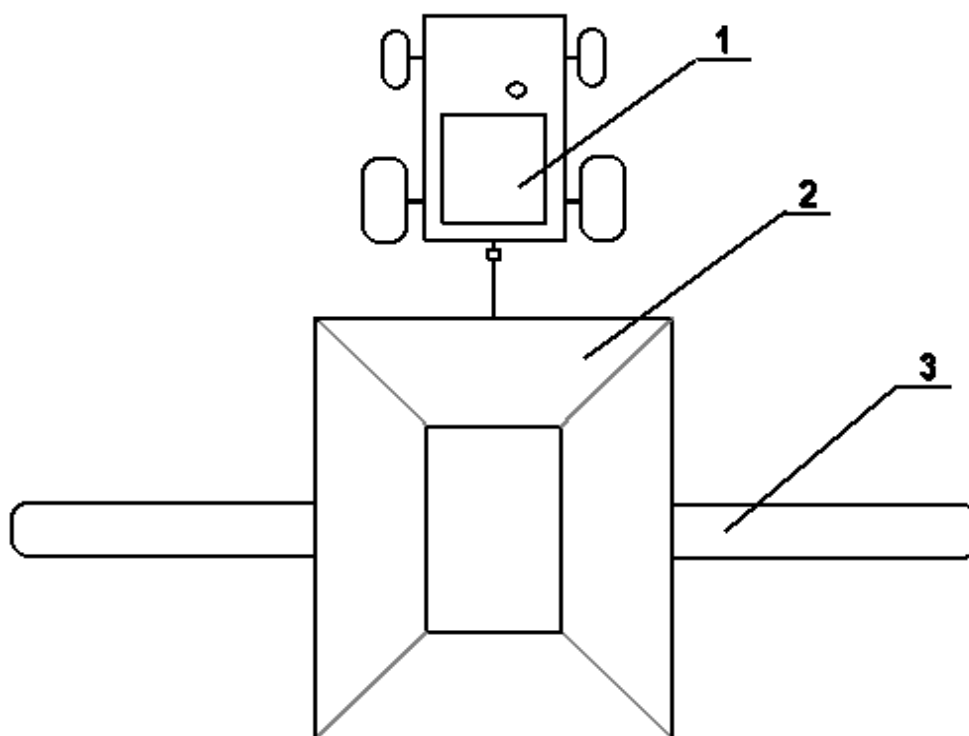


Рисунок 1.2 – Схема машин для внесення добрив з постійним захватом:

1 - трактор; 2 - бункер для добрив; 3 - механізми для розподілу висіву добрив: пневматичні, пневмоцентробіжні, відцентрові, металльні, стрічкові, лоткові, барабанні, шнекові, тарілчасті, аераційні, вібраційні, ланцюгові, пластинчасті, плунжерні, гвинтові (спіральні)

Їх можна об'єднати в дві групи по технологічному процесу. До першої групи слід віднести машини, в яких індивідуальне дозування добрив відбувається на виході з бункера, після чого вони транспортуються окремими каналами по ширині захвату машини і потім вносяться в ґрунт. До цієї групи відносяться пневматичні, пневмоцентробіжні, відцентрові, гравітаційні і металльні пристрої [66]. Досвід виробників показує, що в таких конструкціях має місце налипання добрив на стінках окремих каналів, що в кінцевому підсумку істотно знижується рівномірність внесення туків. У другій групі машин маса добрив надходить з бункера в розподільчий пристрій і транспортується ним по всій ширині захвату машини. Одночасно з цим по ходу транспортування проводиться частковий відбір добрив від загальної маси кожним висівним пристроєм згідно з встановленою дозою висіву. Отже, тут зазначений вище недолік відсутній. До даної групи відносяться стрічкові, лоткові, барабанні, шнекові, тарілчасті, аераційні і вібраційні пристрої. Практика показала, що в стрічкових, лоткових, барабанних пристроях існує надлишок не висіяних добрив, усунення якого призводить до невиправданих витрат. Крім того, в даних

конструкціях утруднений точний відбір дози добрив від загальної маси. Тарілчасті, аераційні та вібраційні пристрої дуже енергоємні і громіздкі.

Найбільш вдалою конструкцією є шнековий розподільчий пристрій, в якому поєднання позитивних особливостей, таких як простота конструкції, надійність процесу транспортування добрив, компактність, здавна привертає увагу вчених, конструкторів і експлуатаційників. У працях [9, 97] викладена класифікація шнекових розподільно-висівних системи (РВС) за трьома технологічними схемами роботи: кільцевою (рис.1.3 а, в), тупиковою (рис.1.3 б) і відкритою (рис.1.3 г).

По кільцевій схемі працюють навісна двосекційна шнекова сівалка англійської фірми "Lister" і причіпна сівалка датської фірми "Мас" [97]. Загальна компоновка вузлів сівалок подібна і складається з ємності 1 для добрив (рис.1.3 а), каналу 2 для транспортування добрив шнеком від бункера (вліво - лівою і вправо - правою навивкою витків шнека) і каналу 3 для транспортування шнеком надлишку добрив назад в бункер .

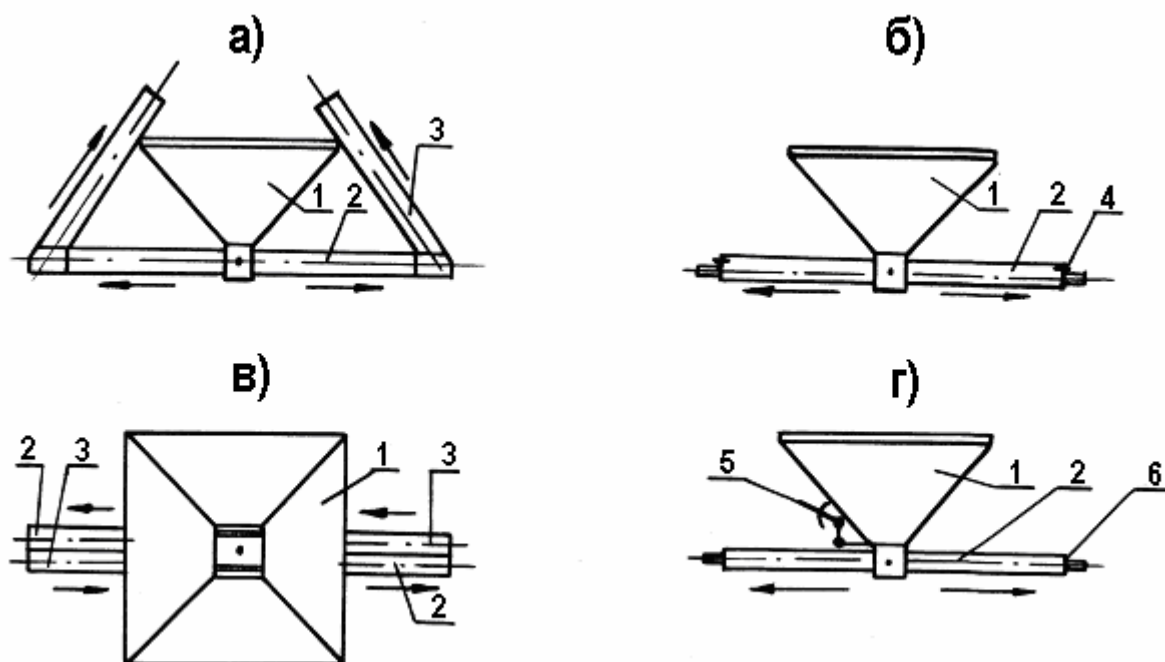


Рисунок 1.3 – Схема конструкцій шнекових розподільно-висівних систем:
а), в) - кільцеві; б) - тупикові; г) - відкриті;

1 - бункер; 2 - розподіляючі шнеки; 3 - шнеки для повернення надлишку; 4 - датчики автоматичного приводу шнека; 5 - регулювання подачі з бункера; 6 - підпружинений клапан

Автори відзначають, що така конструкція дозволяє рівномірно вносити добрива в ґрунт. Однак, наявність похилих шнеків для транспортування

надлишку добрив ускладнює конструкцію, збільшує металоємність і енергоємність.

У результаті багаторічних досліджень в УНІМЕСХ була створена вдосконалена конструкція РВС (рис.1.3.в) замкнутого типу [3, 4], що складається з ємності 1 для добрив, каналу 2 для транспортування добрив шнеком (лівої і правої навивки) з бункера і каналу 3 для транспортування шнеком надлишку назад у бункер. Причому, канали 2 і 3 розташовані паралельно відносно один одного, а поздовжні осі шнеків в зазначених каналах в горизонтальній площині. При роботі сівалки добрива надходять з бункера через завантажувальну горловину в канали 2 на подавальні шнеки, що розподіляють добрива по ширині захвату сівалки. При цьому їх основна частина відбирається і направляється висівальними апаратами по ходу розподілу в тукопроводи. Залишок невисіаних добрив надходить до розвантажувальних кінців подавальних шнеків і через отвір в перегородці суміжних каналів 2 і 3 перекидається на зворотні шнеки, після чого транспортується назад у бункер. Таким чином, туки постійно рухаються по замкнутому контуру. У даній конструкції зворотні шнеки розташовані паралельно подаючим, що дозволило дещо зменшити матеріалоємність і енергоємність у порівнянні з конструкцією (рис.1.3 а).

Тупикову технологічну схему має модель Perfekt 2000 фірми "Dreyer" (ФРН) [9] з двосекційним штанговим розподільником. Ця сівалка складається з бункера 1 (рис. 1.3 б), під яким закріплений сполучений з ним канал 2, зроблений у вигляді жолоба прямокутного перерізу. По всій довжині днища жолоба розташовані вікна, під якими додатково встановлені висівальні апарати гребінчастого типу. У даній конструкції на кінцях жолоба не передбачені випускні вікна, тому в процесі роботи маса добрив там поступово накопичується. Щоб уникнути запресовування добрив, у кінців штанги встановлюють вимірювальні пристрої 3, які при максимально допустимому тиску туків забезпечують відключення приводу шнека автоматично. При цьому добрива, що знаходяться в жолобі, самотпливом надходять до гребінок і після зниження рівня їхнього тиску до мінімуму шнек знову включається в роботу (лівий і правий незалежно один від одного).

Внесення добрив такими сівалками здійснюється з більшою рівномірністю. Однак наявність електрогідравлічної муфти, як відзначають дослідники в роботах [6, 7], і висівного апарату з індивідуальним приводом значно ускладнює конструкцію сівалки. Отже, підвищується її вартість і знижується надійність. Крім того, не виключена можливість залипання вимірювального пристрою 3, що призводить до порушення рівномірності внесення, а також до поломки машини, що є істотним недоліком даної конструкції.

Порівнюючи кільцеву і тупикову системи, неважко помітити, що тупикова система дозволила відмовитися від зворотних шнеків і їх приводу, що спростило технологічну схему, і за рахунок цього знизило витрати енергії на привід і зменшило матеріаломісткість.

Серед шнекових штангових сівалок відомі найбільш прості пристрої з відкритою розподільною системою (рис. 1.3 г), здатні підтримувати технологічний процес особливо погано підготовлених добрив. Фірмою "Amason" розроблений ряд моделей сівалок SW / 2000, ZG-5000, ZG-8000 та інших модифікацій з відкритою розподільною системою [97]. Під бункером 1 розміщена трисекційна штанга 2, середня секція жорстко кріпиться до бункера, а бічні шарнірно пов'язані із середньою і в робочому положенні утримуються розтяжками. Завантажувальне вікно розподільника з'єднане з вивантажувальним вікном роторного (або ланцюгово-планчатого) живильника, встановленого в нижній частині бункера для дозованої подачі добрив з допомогою регулювальної заслінки 3. В дні жолоба штанги по всій його довжині розташовані висівні апарати з механізмом регулювання норми висіву. У торцях передбачені збільшені вікна 4 для випуску надлишку добрив. При роботі таких сівалок встановлена доза подачі добрив потрапляє в завантажувальне вікно штанги, де захоплюється шнеком і розподіляється по ширині захвату і по ходу розподілу проводиться одночасно висів висівними апаратами. Для забезпечення нормальної роботи всіх висівних апаратів подача добрив в штангу здійснюється дещо більше, ніж їх висівається. Тому деяка кількість добрив (залишок) разом з грудками і чужорідними тілами виходить через вікна, розташовані по обидві сторони штанги. Причому, оператор спостерігає за залишком і при необхідності коректує подачу добрив в штангу з метою зниження впливу залишку на загальну рівномірність внесення.

Безсумнівно, розглянута сівалка має ряд переваг. Однак в польових умовах витримати синхронність подачі добрив в штангу і висіву їх висіваючи ми апаратами важко, що істотно знижує рівномірність внесення. З цієї причини такі сівалки для локального внесення добрив не застосовуються. До того ж загальним недоліком всіх трьох систем є те, що в процесі роботи шнек руйнує не тільки грудочки, але і гранули добрив, затискуючи їх в зазорі між дном жолоба і кромкою витків шнека [97], що вказує на зниження ефективності цих систем.

Відкрити технологічну схему застосовує західнонімецька фірма "Unsinn". За цією схемою в торцях штанги встановлюється виток зі зворотною навивкою на валу шнека для часткового повернення матеріалу.

Наведений аналіз показує високу популярність застосування шнекових штангових розподільних систем для внесення сипучих мінеральних добрив зарубіжними фірмами [7], незважаючи на загальний недолік таких систем -

надлишок добрив в торцях штанги. Причому зрозуміло, що зазначений недолік має місце, поки залишається відносний рух шнека в нерухомому кожусі. Звідси явно впливає умова його усунення - спільне обертання шнека з кожухом. Такі конструкції для транспортування сипучих матеріалів відомі і використовуються, наприклад, в цементній промисловості [16, 17]. Причому установка транспортуючих труб може бути виконана горизонтально або з невеликим нахилом. Переваги труб - порівняльна простота конструкції, надійність та ізоляція від зовнішнього середовища, а також зменшені витрати енергії. До недоліків слід віднести велику масу, значні габарити, занижену продуктивність транспортування в порівнянні з гвинтовими конвеєрами.

За вказаним вище принципом в Харківському державному технічному університеті сільського господарства розроблено ряд розподільно-висівних систем, загальним в конструкції яких є бункер і розподільник, що складається з шнеків і секційного кожуха, жорстко закріпленого на витках шнека. Причому кожух виконаний складовим, а кожна наступна частина встановлена щодо попередньої з зазором.

Перша з них включала обойми з виступами у формі півкілець, встановлені в зону зазорів кожуха, причому на кромках півкілець виконані скоси в напрямку виходу матеріалу. Однак, в цьому пристрої не виключалося заклинювання часток добрив між кожухом і обоймами.

Цих недоліків позбавлений пристрій, який відрізняється від попереднього установкою роликів з нескінченними стрічками в зону зазорів замість обойм. Але потрапляння добрив між стрічкою і секційним кожухом викликало прослизання стрічок і знижувало рівномірність висіву.

У наступній конструкції [8] на верхній обоймі був шарнірно закріплений туконапрямляч П-подібного перетину, який з'єднаний з механізмом регулювання норми висіву. Результати досліджень показали хорошу працездатність цієї РВС. Однак у такій конструкції туки, як хімічно активна речовина, що контактує з робочими органами по великій площі, що призводить до активної їх корозії. Як показала практика, шарнірні з'єднання часто виходили з ладу.

Зазначеного недоліку позбавлений пристрій, описаний у роботі [9]. У ньому зазор між секціями кожуха мав ущільнення у вигляді контактуючих між собою еластичних патрубків, закріплених на секціях кожуха. При цьому виток шнека в зоні зазору був виготовлений з діаметральною проточкою для відбірників добрив. Однак застосування зазначених проточок на витках шнека знижувало продуктивність осьової подачі добрив, а забезпечення нормальної подачі вимагало збільшення діаметра шнека, що призводило до збільшення матеріаломісткості РВС.

Усуваючи зазначені недоліки, розробили нову конструкцію РВС [89]. У ній верхня частина обойми щодо нижньої зміщена в бік шнека і забезпечена механізмом регулювання її положення. При цьому на суміжних секціях кожуха в зоні зазорів закріплені кільцеві диски, охоплюючи суміжні сторони розташованих між собою обойм. Дослідження підтвердили гарну працездатність даної конструкції системи з високою рівномірністю висіву. Але поряд з цим пристрій мав ще один недолік: складність технологічно правильної установки дисків, які повинні бути розташовані в зоні зазорів попарно і строго паралельно. Непаралельне розташування дисків приводить до заклинювання обойм або просипання добрив між ними.

Зазначені вище недоліки усунуті в пристрої [8], який зображено на рис.1.4. Конструкція системи складається з рами 1, бункера 2, що має в нижній частині вихідні отвори 3 і закріплений на рамі розподільний пристрій, виконаний у вигляді секційного кожуха 4, секції якого встановлені одна відносно іншої з зазором. У середині кожуха 4 встановлений шнек 5, жорстко з'єднаний з ним. У зазорі між секціями кожуха 4 встановлені обойми 6, виконані з двох частин, верхня частина яких з'єднана за допомогою загальної осі 7 з регулювальним механізмом 8. Кромки суміжних секцій кожуха спільно з торцями обойм утворюють висівні вікна 9. Привід кожуха зі шнеком здійснюється від ходового колеса машини за допомогою зірочки 10.

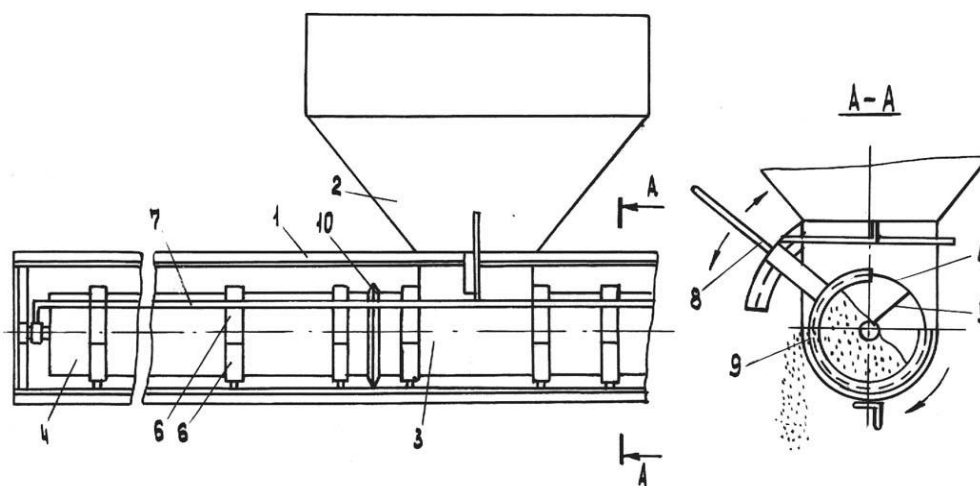


Рисунок 1.4 – Схема конструкції розподільно-висівної системи:

1 – рама; 2 – бункер; 3 – вихідний отвір; 4 – розподільний пристрій, виконаний у вигляді секційного кожуха; 5 – шнек; 6 – обойми; 7 – загальна вісь; 8 – регулювальний механізм; 9 – висівні отвори; 10 – зірочка

Машина працює таким чином. Добрива з бункера 2 через вихідні вікна 3 надходять в кожух 4, де захоплюються витками шнека 5 і обертовим кожухом 4

подаються до висівних вікон 9. Після виходу з кожуха 4 добрива надходять у тукопроводи і далі в закладаючі робочі органи. Норма внесення добрив регулюється зміною величини висівних вікон 9 шляхом переміщення верхніх частин обойм 6 регулювальним механізмом 8.

Як випливає з наведеного огляду, описана РВС (рис.1.4) є найбільш перспективною. Вона компактна, проста по конструкції і допускає широкий діапазон дозування добрив, що робить її використання універсальною по відношенню до рослин, що вимагають різних норм внесення добрив. Застосування вищевказаної нової шнекової РВС дозволить підвищити рівномірність внесення в ґрунт основної дози добрив у поєднанні з передпосівною обробкою ґрунту або посівом, а також для підживлення просапних культур спільно з міжрядною обробкою ґрунту.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ЧАСТИНОК ДОБРИВ РОЗПОДІЛЬНО - ВИСІВНОЇ СИСТЕМИ

2.1. Огляд теоретичних і експериментальних досліджень транспортуючих труб і гвинтових конвеєрів

Транспортуючі труби, призначені для переміщення насипних вантажів, поділяють на два види – гладкостінні і гвинтові [6, 13].

Гвинтова транспортуюча труба, як зазначають у своїй роботі Співаковський А. О. і Дяківські В. К. [16], обертається на встановлених на деякій відстані один від одного парних роликах. Всередині труби на її стінці укріплені гвинтові витки. Гвинтові транспортуючі труби встановлюють горизонтально або з невеликим нахилом. Різновидом пристроїв цього типу є транспортуючі труби без гвинтових витків всередині, тобто з гладкою циліндричною поверхнею.

До переваг гвинтових транспортуючих труб відноситься порівняльна простота конструкції і надійність, широкий діапазон продуктивності і довжини. До недоліків – велика маса, значні габаритні розміри, висока витрата енергії.

Ходоров Е. І. [146,147] розглядає швидкість руху матеріалу в обертовій трубі (без шнека):

$$W_m = ADn \frac{\sin \omega}{\sin \beta} \varphi. \quad (2.1)$$

Коефіцієнт заповнення труби матеріалом визначається за формулою:

$$\varphi = \frac{G}{\gamma_m W_m 0,785 D^2}, \quad (2.2)$$

У співвідношеннях (2.1), (2.2) позначено:

A - коефіцієнт пропорційності;

D - внутрішній діаметр труби, м;

n - швидкість обертання циліндра, об/год.;

ω - Нахил труби, град.;

β - кут природного укосу матеріалу, град.;

G - продуктивність труби, кг/год.;

W_m - швидкість руху матеріалу, м/год.;

γ_m - насипний вага матеріалу, кг/га;

Бушуєва Л.П., Ворошилов А.П., Валуйський В.Я. [14, 15, 16, 25] розглядали рух ковзання твердих частинок по похилій площині з метою

визначення переміщення матеріалу уздовж осі барабана, проте ця схема досліджень в застосуванні до шнекових системам виявляється грубою.

У роботах [55, 56, 136] показано, що товщина шару збільшується при збільшенні частоти обертання барабана і що ступінь заповнення менше впливає на товщину шару, ніж частота обертання барабана. У дослідницьких роботах [16, 67] розглядається рух матеріалу в барабанах з великим ступенем заповнення (50%).

У роботі Кожуховського І.Є. [67] частота обертання циліндричного решета обмежується умовою:

$$\omega^2 R < g, \quad (2.3)$$

де ω - кутова швидкість циліндра, рад/с;

R - радіус циліндра, м;

g - прискорення сили тяжіння, м/с².

Звідси граничне значення частоти обертання виявляється рівним:

$$n_{np} \approx \frac{30K}{\sqrt{R}} \quad (2.4)$$

де 30 - коефіцієнт розмірності, числовий коефіцієнт K вибирається в межах від 22 до 25.

Кінематичний режим циліндричного решета визначається відношенням доцентрового прискорення його поверхні ($\omega^2 R$) до прискорення сили тяжіння:

$$K = \frac{\omega^2 \cdot R}{g} \quad (2.5)$$

Волков В. Ф. [24] пропонує математичну модель руху матеріалу на лопаті барабанної сушарки. У моделі прийнято, що в русі на лопаті бере участь лише матеріал, розташований вище кута укошу. Крім того, в ці роботі не уточнюється, які використовують кут укошу и коефіцієнт тертя, статистичні чи динамічні, що ускладнює перевірку й застосування запропонованих формул.

Основними показниками, що характеризують ефективність застосування шнекових транспортерів з жорстким валом, є продуктивність і споживана потужність.

Зенков Р. Л. [55, 56] пропонує визначити продуктивність гвинтового конвеєра з виразу:

$$II = 3,6 \cdot q_m \cdot V. \quad (2.6)$$

V - швидкість переміщення матеріалу, м/с;

q_m - витрата сипучого матеріалу, кг/с.

Застосування даного виразу для визначення продуктивності накладає деякі труднощі, так як відсутній ряд значень параметрів і коефіцієнтів.

Пізніше продуктивність горизонтальних і похило нахилених гвинтових конвеєрів Зенков Р. Л. запропонував визначати за наближеною формулою:

$$Q = 48n_B S_B \rho h^2 \sqrt{\frac{D_B}{h} - 1}, \quad (2.7)$$

де ρ - об'ємна маса, т/м³;

h - розрахункова висота шару рухомого матеріалу, м;

n_B - частота обертання гвинта, об/хв.;

S_B - крок гвинта, м;

D_B - зовнішній діаметр гвинта, м;

Залежно від заданої продуктивності діаметр гвинтового конвеєра (ГОСТ 2037-75) знаходиться в межах 100...800 мм.

Професором Самусем А. М. було запропоновано вираз для визначення продуктивності шнека, який Морін В. В. [98, 99] рекомендує застосовувати і зараз:

$$П = \frac{\pi}{4} (D_B^2 - d_B^2) \frac{S n}{60} \gamma \psi \quad (2.8)$$

де $\frac{\pi}{4} (D_B^2 - d_B^2) \gamma \psi$ - кількість матеріалу на одиницю довжини гвинтового

конвеєра, а $\frac{S n}{60}$ - швидкість переміщення;

ψ - коефіцієнт наповнення поперечного перерізу;

γ - об'ємна вага переміщення матеріалу, кг/м³;

d_B - діаметр вала гвинта, м.

Однак при застосуванні в розрахунках даного виразу слід врахувати осьове відставання матеріалу, яке утворюється за рахунок зазору між шнеком і кожухом і залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу, що транспортується. Величина осьового відставання матеріалу від осьової швидкості гвинта вперше була обґрунтована Силіним В.А. [133].

Федюкова К.В. [144] показує, що коефіцієнт ψ виражає не степінь наповнення шнека, а коефіцієнт подачі, який складається з двох частин:

$$\psi = \psi_n \cdot \psi_c, \quad (2.9)$$

де ψ_n - коефіцієнт наповнення жолоба матеріалом;

ψ_c - коефіцієнт швидкості (або ступінь відставання в русі вздовж осі шнека).

Автор роботи Іванов В. Р. [58] приєднується до думки Федюкової К. В. і вважає, що таке уточнення слід взяти до уваги при інженерних розрахунках.

Вивченням наповнення гвинтових конвеєрів з жорстким валом займалися багато дослідників: Василенко П.М. [17,18], Григор'єв А.М. [31], Гут'яр Е.М. [34], Опейко Ф.А. [110], Омельченко А.А. [109], Пономар'єв В.І. [119] та ін. Наповнення для гвинтових конвеєрів, повідомляє Григор'єв А.М. [32], коливається від 0,25 до 0,75 і залежить від фізико-механічних властивостей переміщуваного матеріалу і параметрів гвинтового конвеєра.

Федюкова К.В. і Хозіна П.І. запропонували визначати чисельне значення коефіцієнта наповнення за формулою [144, 149]:

$$\varphi = \frac{G_m}{\gamma \left[\frac{\pi (D_k^2 - d_B^2)}{\psi} L - V_{\pi} \right]}. \quad (2.10)$$

D_k - зовнішній діаметр трубопроводу, м;

d_B - внутрішній діаметр гвинта, м;

L - довжина висівної щілини, м;

V_{π} - швидкість витікання добрив;

ψ - кут внутрішнього тертя;

γ - об'ємна вага переміщення добрив, кг/м³;

G - прискорення вільного падіння.

Однак ряд дослідників [32, 33] вважає, що максимальне значення коефіцієнта $\varphi_{\max}$ можна визначати тільки експериментальним шляхом, оскільки воно залежить від багатьох факторів, вплив яких важко піддається теоретичному визначенню.

Довжина завантажувального вікна або довжина забірної частини гвинта повинна бути в межах 0,9 - 2. Багато вчених вважають, що збільшення довжини забірної частини призводить до невиправданих витрат енергії [108, 160].

Серед багатогранних способів дослідження гвинтових конвеєрів, як зазначається в роботі Григор'євої В.А., Штукова Н.Д. [33], віддається перевага експериментальним, в результаті яких отримують емпіричні залежності для розрахунку продуктивності та енергоємності. Процес осьового руху матеріалу здійснюється від забірної до вихідної його частини. Цей процес з теоретичної точки зору досить складний і досі вивчений недостатньо, хоча і вивчався багатьма дослідженнями.

Серед аналітичних напрямків у дослідженні гвинтових конвеєрів слід відзначити спроби аналізу їх за допомогою теорії розмірності і подібності. Публікації з цих питань досить численні – Григор'єв А. М. [32], Груздев В. Е. [35], Омельченко А. А. і Куцин Л. М. [109], Морін В.В. [98,99].

Багато авторів у своїх роботах розглядають потік як рух ряду незв'язаних між собою частинок, а потім цей рух переноситься на весь рухомий потік сипучого матеріалу.

Значне спрощення процесу переміщення з отриманням простих аналітичних виразів та включенням значної кількості коефіцієнтів, які визначаються дослідним шляхом, запропоновано в роботах [56, 99].

У літературі є й інші тлумачення з розгляду переміщення матеріалу вздовж осі шнека. Так, наприклад, Опейко Ф.А. [110] розглядає матеріал як однорідне тіло всебічного стиснення.

У роботах Моріна В.В. [98, 99], Анакіна І.А. [5], Заїки П.М. [52, 53] викладено аналітичні дослідження приватних режимів роботи гвинтового конвеєра, в яких аналізується рух маси сипкого матеріалу.

Труднощі аналітичного характеру змушують багатьох авторів висловлювати думку про те, що найбільш надійним способом отримання інформації про роботу гвинтового конвеєра залишається експеримент. Цю тенденцію підтримує Іванов В.Р. [57, 58], Желтов В.П. [43, 44] та ін.

Шихов В.Ю. [153] пропонує комплексний метод дослідження параметрів гвинтових конвеєрів. Складність явищ, що протікають в сипучому матеріалі під час його переміщення по поверхні гвинтового конвеєра, змушує вдаватися до різних підходів вивчення процесу. В ході досліджень виникає ряд перешкод, за яких дослідники часом втрачають багато часу. Причиною цього є відсутність загальної методики розрахунку та єдиної класифікації принципів і схем роботи гвинтових конвеєрів. Щоправда, спроби оптимізувати параметри, при яких забезпечується максимальна продуктивність при мінімальному споживанні енергії, проявляються як загальна вимога у всіх роботах.

Анакін І.А. [5] секундну продуктивність гвинтового конвеєра комбайна визначав формулою:

$$\Pi = \frac{\pi(D_B^2 - d_B^2) S n \gamma}{240} \left[\frac{1}{2} - \frac{\sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1}{4(\alpha_2 - \alpha_1)} + \frac{f(\cos 2\alpha_2 - \cos 2\alpha_1)}{4(\alpha_2 - \alpha_1)} \right], \quad (2.11)$$

де: α_1, α_2 – відповідно мінімальне та максимальне значення кута нахилу витка;
 f - коефіцієнт зовнішнього тертя добрив.

Омельченко А. А., Куцин Л. М. [109] рекомендують наступний вираз:

$$\Pi = 377 S n \gamma \psi \left[\frac{R_o^2 - r^2}{2} - C^2 - \frac{f_c h_o r}{C^2 + R_o r} (R_o - r) \right]. \quad (2.12)$$

де: R_o^2, r^2 - радіуси гвинта і вала;
 C - обсяг міжвиткового простору;

h_0 - висота шару добрив, вихідних з висівних щілин;

f_c - коефіцієнт тертя.

У роботах Янчина С.К. зазначається, що підбором параметрів S , D і n можна отримати конвеєр будь-якої продуктивності за умови забезпечення завантажувальним пристроєм необхідної подачі добрив [16, 11].

Янчин С.К. рекомендує вибирати крок гвинта так, щоб відношення змінювалося в межах від 1,5...2, а коефіцієнт наповнення вважати рівним одиниці. На жаль, ці рекомендації не узгоджуються з даними інших робіт.

Пономарьов В.І., аналізуючи ряд зарубіжних джерел, зазначає, що за американськими даними S коливається від 0,5 до 1,2 діаметра шнека, а за німецьким - від 0,7 до 0,9 діаметра шнека[119].

Ці дані добре узгоджуються результати теоретичних і експериментальних досліджень вітчизняних вчених Григор'єва А.М.[32], Омельченко А.А. і Куцина Л.М. [109]. Аналізуючи вираз:

$$S = \frac{0,75 \cdot D_b}{2} \sqrt{f^2 + 2\pi - f} \quad (2.13)$$

автори приходять до висновку, що максимальна продуктивність гвинтових конвеєрів буде при кроці, рівному $0,7 \dots 0,9 D_b$

Як зазначає Григор'єв А.М., на серійно випускаємих гвинтових конвеєрах, призначених для сільськогосподарського виробництва, $S = D_b$ [32].

Преображенський П.А. рекомендує визначати мінімальний кут нахилу зовнішньої гвинтовий лінії за висловом [117]:

$$\alpha_{\min} = \frac{1}{2} \arctg \frac{\omega R f}{q \cos \beta} - \frac{\varphi}{2}, \quad (2.14)$$

де: ω - кутова швидкість гвинта;

φ - кут внутрішнього тертя сипкого матеріалу;

q - витрата сипучого матеріалу, г.

Але зміна параметрів в сторону зменшення або збільшення оптимальних значень призводить до зниження продуктивності, перевитрати матеріаломісткості, а також до невиправданої перевитрати енергії на заводі.

Заїка П.М. [5, 3] прийшов до висновку, що наповнення більш 0,48 вважається недоцільним через посилений обертальний руху матеріалу навколо гвинта, а при $\varphi = 1,0$ осьове відставання матеріалу досягає максимуму.

В роботі Федюковой К. Ф. [14] повідомляється, що при $\psi = 0,15 \dots 0,20$ і $n = 80$ об/хв. починається перекидання матеріалу через вал гвинта.

У літературних джерелах подаються рекомендації для визначення ψ в різних випадках:

а) для швидкохідних конвеєрів у роботі Іванова В. Р. [57]:

$$\psi = 1 - A \frac{n}{1000}; \quad (2.15)$$

б) для похилих в роботі Хозиной П.І. [149]:

$$\psi = \frac{A}{\sqrt{n}} (1 - 0,4 \cdot \sin \beta) m, \quad (2.16)$$

де m - коефіцієнт, що залежить від довжини завантажувального вікна;

в) для вертикальних в роботі Соколова А. Я. [135]:

$$\psi = 1 - \frac{t_o^2}{t_1^2}, \quad t_o = \frac{S}{2R_k}, \quad t_1 = \frac{S}{2R_{кр}}, \quad (2.17)$$

де: R_k - радіус кожуха;

$R_{кр}$ - критичний радіус.

Григор'єв А.М. [32] і Соколов А.Я. [13] пропонують визначити максимальну частоту обертання гвинта з жорстким валом емпіричною залежністю:

$$n_{\max} = \frac{B}{\sqrt{n}}, \quad (2.18)$$

де B - коефіцієнт, що залежить від властивостей переміщуваного матеріалу.

Дослідженнями роботи Омельченко А. А. і Куцина Л. М. [109] показано, що максимальне значення величини $n_{\max}$ не повинно перевищувати деякого числа, що залежить від багатьох параметрів:

$$n_{\max} < \frac{60}{\pi t_o (t_o + f \pi)} \sqrt{\frac{q}{2 f D_B}} (\pi - f t_o) \sqrt{(t_o^2 + \pi^2)^3}, \quad (2.19)$$

де q - витрата сипучого матеріалу.

Якубаускас В.І. [159] досліджував фізико-механічні властивості мінеральних добрив і прийшов до залежності для визначення потужності, споживаної шнеком:

$$N = K' \cdot K_{\Pi} \cdot Q_T \cdot L_T; \quad (2.20)$$

де K' - коефіцієнт опору переміщенню матеріалу;

K_{Π} - коефіцієнт, що враховує опір, що виникає при проході вантажу близько внутрішніх підшипників;

L_T - довжина транспортування матеріалу.

Значення змінюється в широких межах. Це значення дається конкретно в залежності від властивостей матеріалу.

У роботі Обертишева А.І. [18] досить добре вивчено вплив форми завантажувального пристрою і його розмірів на показники роботи гвинтового конвеєра. Довжина завантажувальної горловини повинна відповідати умові:

$$1,5S \leq l_3 \leq 2,5S. \quad (2.22)$$

Канторович З.Б. [6] розглянув рух одиночної частинки в обертовому барабані, де була врахована різниця між коефіцієнтом тертя ковзання і спокою. При визначенні середньої швидкості частинки автор був змушений ввести дослідний коефіцієнт.

Значні результати отримані Гутьяр Е.М. [34], Груздевим І.Е. [5], Григор'євим А.М. [3] по дослідженню руху матеріальної точки в конвеєрі з подальшим перенесенням отриманих результатів на рух всієї маси матеріалу, що транспортується. Останній з них має значне число дослідників - Желтов В.П. [3, 44], Штуков Н.К. [14], Преображенський П.А. [117] та ін.

Літературні джерела показують, що дослідниками значну увагу було спрямовано на обґрунтування параметрів гвинтового конвеєра з нерухомим кожухом. Транспортуючі труби в народному господарстві не знайшли широкого застосування, тому дослідні роботи були спрямовані на вирішення конкретних завдань і обмежувалися тільки зазначеною областю застосування. Ні аналітичних, ні експериментальних досліджень щодо застосування транспортуючої труби як розподільника мінеральних добрив не проводили.

2.2. Рівняння руху частинки добрив у розподільно-висівній системі

Особливістю розподільного робочого органу машини для локального внесення сипучих мінеральних добрив є те, що кожух шнекового розподільника закріплений без зазорів до периферійних точок гвинтової поверхні і під час роботи обертається разом з валом гвинта навколо загальної осі. Така конструкція розподільника певним чином впливає на процес взаємодії обертових частин (гвинтової поверхні і кожуха) з транспортованими сипкими мінеральними добривами, тому процес руху в ньому матеріалу відрізняється від аналогічного руху в гвинтовому конвеєрі з нерухомим кожухом. Як було показано в попередньому параграфі, найбільш розповсюдженими підходами для вирішення завдань, пов'язаних з технологією переміщення сипучих матеріалів гвинтовими конвеєрами, є: напівемпіричний підхід, заснований на корекції "поведінки" ідеально сипучого середовища емпіричними коефіцієнтами; аналітичний підхід, заснований на представленні руху частинок сипучого середовища матеріальною точкою. Перший з них має деякі переваги в точності, якщо мова йде про

дослідження однотипних конструкцій, що працюють в одних і тих же умовах. Але ці переваги втрачаються, якщо параметри конструкції і властивості оброблюваного матеріалу змінюються в широких діапазонах. При цьому більшою мірою проявляється основний недолік цього методу – висока трудомісткість, викликана необхідністю уточнення поправочних коефіцієнтів для різних варіантів настройки пристрою. У цьому випадку найбільш відповідним виявляється другий підхід, який дає найбільш точне якісне уявлення про фізику процесів і в багатьох випадках прийнятну точність у розрахунках. Такий підхід прийнятий в цій роботі для проведення теоретичних досліджень.

Розрахункова схема руху частинки добрив в РВС, як матеріальної точки, представлена на рис. 2.1. Нехай точка O є початком прямокутної системи координат $Oxyz$, жорстко пов'язаної з обертовим розподільником, причому вісь Oz розташована горизонтально вздовж осі гвинта. Гвинтова поверхня разом із зовнішнім циліндром обертається навколо загальної осі Oz з постійною кутовою швидкістю ω .

Особливістю руху добрив в РВС є їх одночасне взаємодія як з гвинтовою, так і з внутрішньою поверхнею кожуха. Тому будемо розглядати частку добрив, розташовану у місці з'єднання і циліндричної гвинтової поверхні в точці M (рис. 2.1). При цьому частка контактує, а значить і взаємодіє з обома поверхнями, зазначеними вище, що відповідає реальним умовам руху добрив в РВС.

Нехай $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ – одиничні вектори осей x, y, z відповідно. Тоді радіус-вектор точки M може бути записаний наступним чином:

$$\vec{r} = r_x \cdot \vec{i} + r_y \cdot \vec{j} + r_z \vec{k}; \quad (2.23)$$

де r_x, r_y, r_z – проекції радіус вектора точки M на осі координат x, y, z .

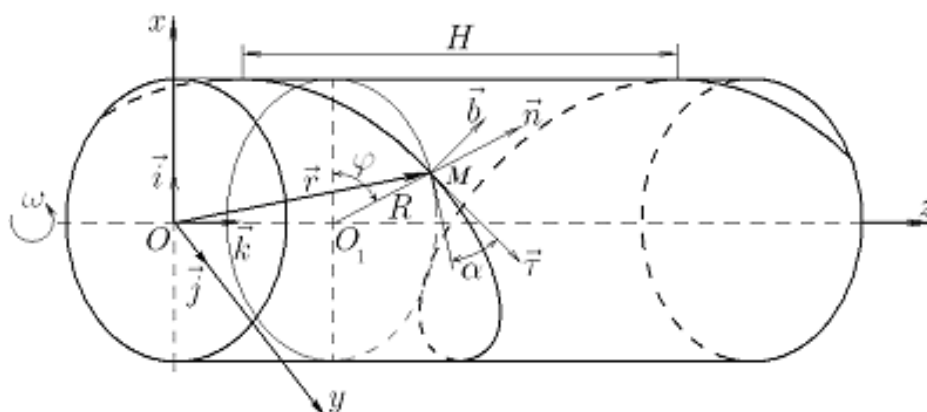


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема руху частинки добрив розподільно-висівної системи

При обертанні шнекового розподільника з постійною кутовою швидкістю частка матеріалу переміщається по лінії з'єднання і циліндричної гвинтової

поверхні. Тому положення точки у відносній системі координат характеризується кутом φ , повороту площини OO_1M спільно з вектором $\vec{r} = \overline{OM}$ навколо осі Oz (φ відраховується від площини xOz), радіусом внутрішньої поверхні циліндра R і кутом підйому гвинтової поверхні α :

$$x = r_x = R \cos \varphi; \quad y = r_y = R \sin \varphi; \quad z = R \varphi \operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{2\pi} \varphi. \quad (2.24)$$

Оскільки величини R і α процесі руху не змінюються, то невідомою залишається залежність кута від часу, яку можна отримати рішенням зворотної задачі динаміки. Розглянемо для цього сили тяжіння до рухомої частинки (рис. 2.2): $\vec{N}_1$, $\vec{F}_1$ – відповідно, нормальна реакція з боку поверхні шнека і сила тертя об його поверхню; $\vec{N}_2$, $\vec{F}_2$ – теж для поверхні кожуха; $\vec{G}$ – сила тяжіння частинки.

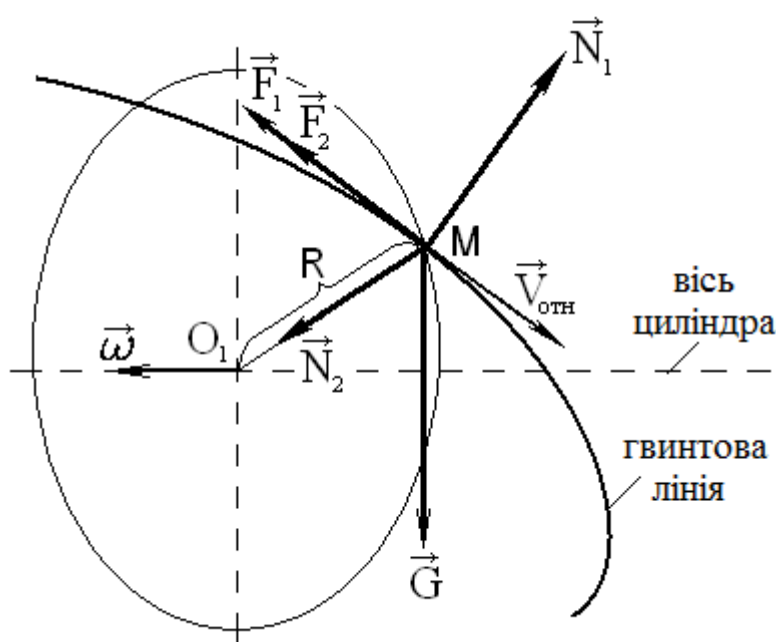


Рисунок 2.2 – Схема розташування сил і швидкостей при русі частинки добрів в РВС

Динамічне рівняння руху частинки в векторному вигляді з урахуванням наведених сил має вигляд:

$$m\vec{W}_a = \vec{G} + \vec{N}_1 + \vec{F}_1 + \vec{N}_2 + \vec{F}_2, \quad (2.25)$$

де $\vec{W}_a$ - абсолютне прискорення частинки.

Рівняння (2.25) записано в абсолютній системі координат, яка в початковий момент часу співпадає з системою $хуз$, але не має обертального руху. Для того, щоб вивчити рух частинки в РВС, необхідно записати рівняння динаміки у відносній системі координат $хуз$. У цьому випадку має місце складний рух точки, для якого справедлива теорема Коріоліса [6, 13, 17, 45, 78, 81]:

$$\vec{W}_a = \vec{W}_{пер} + \vec{W}_{отн} + \vec{W}_{кор} \quad (2.26)$$

де $\vec{W}_{пер}$ - переносне прискорення частинки;

$\vec{W}_{отн} = \ddot{\vec{r}}$ - відносне прискорення частинки;

$\vec{W}_{кор} = 2(\vec{\omega}_{пер} \times \vec{v}_{отн})$ - коріолісове (поворотне) прискорення частинки;

$\omega_{пер} = \omega$ - кутова швидкість переносного руху;

$v_{отн}$ - швидкість відносного руху.

З урахуванням співвідношення (2.26) рівняння руху частинки можна записати наступним чином:

$$m \cdot \ddot{\vec{r}} = -m \cdot \vec{W}_{пер} - 2m \cdot (\vec{\omega}_{пер} \times \vec{v}_{отн}) + \vec{G} + \vec{N}_1 + \vec{F}_1 + \vec{N}_2 + \vec{F}; \quad (2.27)$$

Введемо орти природного тригранника, як показано на рис. 2.1. З геометрії руху частинки знаходимо зв'язок зазначених орт з координатними ортами осей хуз:

$$\vec{\tau} = -\sin \varphi \cos \alpha \cdot \vec{i} + \cos \varphi \cos \alpha \cdot \vec{j} + \sin \alpha \cdot \vec{k}; \quad (2.28)$$

$$\vec{n} = \cos \varphi \cdot \vec{i} + \sin \varphi \cdot \vec{j}; \quad (2.29)$$

$$\vec{e} = \sin \varphi \sin \alpha \cdot \vec{i} - \cos \varphi \sin \alpha \cdot \vec{j} + \cos \alpha \cdot \vec{k}. \quad (2.30)$$

Розкладемо тепер вхідні до співвідношення (2.27) вектори по ортам $\vec{\tau}, \vec{n}, \vec{e}$:

$$V_{отн} = \dot{\vec{r}} = \frac{R\dot{\varphi}}{\cos \alpha} \cdot \vec{\tau}; \quad (2.31)$$

$$\ddot{\vec{r}} = \frac{R\ddot{\varphi}}{\cos \alpha} \cdot \vec{\tau} - R\dot{\varphi}^2 \cdot \vec{n}; \quad (2.32)$$

$$\vec{N}_1 = N_1 \cdot \vec{e}; \quad \vec{N}_2 = -N_2 \cdot \vec{n}; \quad (2.33)$$

$$\vec{F}_1 = -f_1 N_1 \cdot \vec{\tau}; \quad \vec{F}_2 = -f_2 N_2 \cdot \vec{\tau}; \quad (2.34)$$

$$\vec{W}_{пер} = -R\omega^2 \cdot \vec{n}. \quad (2.35)$$

де f_1, f_2 - коефіцієнти тертя частинки по поверхні, відповідно, шнека і кожуха.

Розглядаючи співвідношення (2.28) – (2.30) як систему, знайдемо з неї координатні орти $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$:

$$\vec{i} = (-\sin \varphi \cos \alpha) \vec{\tau} + (\cos \varphi) \vec{n} + (\sin \varphi \sin \alpha) \vec{e}; \quad (2.36)$$

$$\vec{j} = (\cos \varphi \cos \alpha) \vec{\tau} + (\sin \varphi) \vec{n} + (-\cos \varphi \sin \alpha) \vec{e}; \quad (2.37)$$

$$\vec{k} = (\sin \alpha) \vec{\tau} + (\cos \alpha) \vec{e}. \quad (2.38)$$

З урахуванням виразу (2.38) знайдемо:

$$\begin{aligned}\vec{\omega}_{\text{пер}} \times \vec{V}_{\text{отн}} &= (-\omega \cdot \vec{k}) \times \frac{R\dot{\phi}}{\cos \alpha} \cdot \vec{\tau} = -\omega (\sin \alpha \cdot \vec{\tau} + \cos \alpha \cdot \vec{\epsilon}) \times \frac{R\dot{\phi}}{\cos \alpha} \cdot \vec{\tau} = \\ &= -\omega \cdot \tan \alpha \cdot R \cdot \dot{\phi} (\vec{\tau} \times \vec{\tau}) - \omega \cdot R \cdot \dot{\phi} (\vec{\epsilon} \times \vec{\tau}) = \omega \cdot R \cdot \dot{\phi} (\vec{\tau} \cdot \vec{\epsilon}) = \omega \cdot R \cdot \dot{\phi} \cdot \vec{n}.\end{aligned}\quad (2.39)$$

Оскільки рухома система координат виходить з поворотом навколо нерухомої осі z на кут ωt , (t – час повороту), то у відносній системі координат вектор $\vec{G}$ буде мати такий вигляд:

$$\vec{G} = -mg [\cos(\omega t) \vec{i} + \sin(\omega t) \vec{j}]. \quad (2.40)$$

Використовуючи вирази для векторів $\vec{i}, \vec{j}, \vec{\epsilon}$ (2.37) і (2.38) через орти $\vec{\tau}, \vec{n}, \vec{\epsilon}$, отримуємо розкладений вектор $\vec{G}$ по цим ортам:

$$\begin{aligned}\vec{G} &= -mg \{ \cos \alpha [-\sin \varphi \cos \omega t + \cos \varphi \sin \omega t] \vec{\tau} + \\ &\quad + [\cos \varphi \cos \omega t + \sin \varphi \sin \omega t] \vec{n} + \\ &\quad + [\sin \varphi \sin \alpha \cos \omega t - \cos \varphi \sin \alpha \sin \omega t] \vec{\epsilon} \} = \\ &= -mg [\cos \alpha \sin(\omega t - \varphi) \vec{\tau} + \cos(\omega t - \varphi) \vec{n} - \sin \alpha \sin(\omega t - \varphi) \vec{\epsilon}].\end{aligned}\quad (2.41)$$

Введемо позначення $S = \text{sign } \dot{\phi}$. Проектуючи векторну рівність (2.27) на напрями, що задаються ортами $\vec{\tau}, \vec{n}, \vec{\epsilon}$, з використанням співвідношень (2.31)–(2.35), а також (2.39), (2.41) отримаємо:

$$m \frac{R\ddot{\phi}}{\cos \alpha} = -mg \cos \alpha \sin(\omega t - \varphi) - (f_1 N_1 + f_2 N_2) S, \quad (2.42)$$

$$-m R \dot{\phi}^2 = -mg \cos(\omega t - \varphi) - N_2 - (-m R \omega^2) - 2m R \omega \dot{\phi}; \quad (2.43)$$

$$mg \sin(\omega t - \varphi) \sin \alpha + N_1 = 0 \quad (2.44)$$

З (2.43) і (2.44) можна знайти вирази для нормальних реакцій N_1 і N_2 :

$$N_1 = -mg \sin(\omega t - \varphi) \sin \alpha; \quad (2.45)$$

$$N_2 = m R (\dot{\phi} - \omega)^2 - mg \cos(\omega t - \varphi). \quad (2.46)$$

Підставляючи вирази нормальних реакцій у співвідношення (2.42), отримаємо диференціальне рівняння руху частинки в такому вигляді:

$$\begin{aligned}\frac{\ddot{\phi}}{\cos \alpha} &= \frac{g}{R} \{ -\cos \alpha \sin(\omega t - \varphi) + [f_1 \sin \alpha \sin(\omega t - \varphi) + f_2 \cos(\omega t - \varphi)] S \} - \\ &\quad - f_2 (\dot{\phi} - \omega)^2 S.\end{aligned}\quad (2.47)$$

Для складного руху абсолютна швидкість дорівнює векторній сумі переносної і відносної швидкостей [6, 45, 78, 81]:

$$\vec{V}_a = \vec{V}_{\text{пер}} + \vec{V}_{\text{отн}}, \quad (2.48)$$

Представимо вектор переносної швидкості $\vec{V}_{\text{пер}}$ в системі орт $\vec{\tau}, \vec{n}, \vec{e}$, спираючись на залежності (2.36), (2.37):

$$\begin{aligned} \vec{V}_{\text{пер}} &= \omega R (\sin \varphi \cdot \vec{i} - \cos \varphi \cdot \vec{j}) = \\ &= \omega R [\sin \varphi (-\sin \varphi \cos \alpha) - \cos \varphi (\cos \varphi \cos \alpha)] \cdot \vec{\tau} + \\ &+ \omega R [\sin \varphi (\sin \varphi \sin \alpha) - \cos \varphi (-\cos \varphi \sin \alpha)] \cdot \vec{e} = \\ &= \omega R (-\cos \alpha \cdot \vec{\tau} + \sin \alpha \cdot \vec{e}). \end{aligned} \quad (2.49)$$

Підставивши (2.31) і (2.49) (2.48), отримаємо:

$$\vec{V}_a = \vec{V}_{\text{пер}} + \vec{V}_{\text{отн}} = \left(\frac{R \dot{\varphi}}{\cos \varphi} - \omega R \cos \alpha \right) \cdot \vec{\tau} + \omega R \sin \alpha \cdot \vec{e}. \quad (2.50)$$

Використовуючи (2.28), (2.30), запишемо швидкість $\vec{V}_a$ (2.50) в проекціях на координатні осі відносної системи координат хуz:

$$\vec{V}_a = R [(\omega - \dot{\varphi}) \sin \varphi \cdot \vec{i} - (\omega - \dot{\varphi}) \cos \varphi \cdot \vec{j} + \dot{\varphi} \operatorname{tg} \alpha \cdot \vec{k}]. \quad (2.51)$$

Відзначимо тут, що при переході через найвищу точку ($t = 0$, $\varphi = 0$) частка перестає взаємодіяти зі шнеком ($N_1=0$) і, якщо в цей момент не відбувається відриву частинки від циліндричної поверхні кожуха, починається її рух спільно з кожухом.

2.3. Критична кутова швидкість обертання РВР

При деяких значеннях конструктивних параметрів розподільника, а також великих коефіцієнтах тертя f_1, f_2 частинки об кожух і гвинтову поверхню можливе припинення її відносного руху: частка буде обертатися разом з розподільником як одне ціле з кутовою швидкістю переносного руху ω . Визначимо, при якому значенні кутової швидкості розподільника можливо такий рух.

Оскільки відносний рух відсутній, то $r = \text{const}$, $\varphi = \text{const}$, $\dot{r} = 0$, $\ddot{r} = 0$ і рівняння (2.27) приймає вигляд:

$$\vec{G} + \vec{N}_1 + \vec{F}_1 + \vec{N}_2 + \vec{F}_2 - m \cdot \vec{W}_{\text{пер}} = 0. \quad (2.52)$$

Проекції активних сил на нормальне напрямлення до циліндра і гвинтової поверхні дорівнюють:

- на нормаль до циліндра

$$(\vec{G} - m\vec{W}_{\text{пер}}) \cdot \vec{n} = -mg \cos(\omega t - \varphi) + m R \omega^2; \quad (2.53)$$

- на нормаль до гвинтової поверхні

$$(\vec{G} - m\vec{W}_{\text{пер}}) \cdot \vec{e} = -mg \sin \alpha \sin(\omega t - \varphi). \quad (2.54)$$

Із співвідношення (2.54) випливає, що частка чинить тиск на гвинтову поверхню при

$$\sin(\omega t - \varphi) < 0 \quad (2.55)$$

і не чинить тиск на неї при

$$\sin(\omega t - \varphi) > 0. \quad (2.56)$$

Розглянемо випадок, який зумовлює нерівність (2.55). На частинку діють сили реакцій з боку обох поверхонь. Проектуючи рівність (2.52) на бінормальний напрямок, приходимо до співвідношення:

$$mg \sin \alpha \sin(\omega t - \varphi) + N_1 = 0. \quad (2.57)$$

Проектуючи ту саму рівність на напрямок головної нормалі, знайдемо:

$$-mg \cos(\omega t - \varphi) + m R \omega^2 - N_2 = 0. \quad (2.58)$$

З (2.57) і (2.58) визначаємо величини нормальних тисків на частинку, відповідно, зі сторони витка шнека і кожуха:

$$N_1 = -mg \sin \alpha \sin(\omega t - \varphi); \quad (2.59)$$

$$N_2 = -m R \omega^2 - mg \cos(\omega t - \varphi). \quad (2.60)$$

Величину сили зчеплення знаходимо, проектуючи рівність (2.52) на дотичне напрямлення

$$F_1 + F_2 - mg \cos \alpha \sin(\omega t - \varphi) = 0, \quad (2.61)$$

Звідки

$$F_1 + F_2 = mg \cos \alpha \sin(\omega t - \varphi). \quad (2.62)$$

Умовою відсутності проковзування частинки буде нерівність:

$$|F_1 + F_2| < f_1 \cdot N_1 + f_2 \cdot N_2. \quad (2.63)$$

Підставляючи в (2.63) вирази (2.59) - (2.61) з урахуванням (2.55), отримаємо:

$$\begin{aligned} -mg \cos \alpha \sin(\omega t - \varphi) < -f_1 mg \sin \alpha \sin(\omega t - \varphi) + \\ + f_2 [m R \omega^2 - mg \cos(\omega t - \varphi)]. \end{aligned} \quad (2.64)$$

Перетворимо співвідношення (2.64) до виду:

$$-\sin(\omega t - \varphi) \frac{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha}{f_2} + \cos(\omega t - \varphi) < \frac{R \omega^2}{g}. \quad (2.65)$$

Визначимо максимум величини виразу, що стоїть в лівій частині нерівності (2.65), за умови, коли аргумент $(\omega t - \varphi)$ задовольняє нерівності (2.55). При цьому слід розрізняти два випадки.

В першому випадку:

$$\cos \alpha - f_1 \sin \alpha > 0 \text{ або } \operatorname{ctg} \alpha > f_1. \quad (2.66)$$

При цьому можна вибрати аргумент, що задовольняє співвідношенням:

$$-\sin(\omega t - \varphi) = \frac{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha}{\sqrt{(\cos \alpha - f_1 \sin \alpha)^2 + f_2^2}}; \quad (2.67)$$

$$\cos(\omega t - \varphi) = \frac{f_2}{\sqrt{(\cos \alpha - f_1 \sin \alpha)^2 + f_2^2}}, \quad (2.68)$$

при яких ліва частина нерівності (2.65) досягає свого екстремального значення:

$$\begin{aligned} & -\sin(\omega t - \varphi) \frac{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha}{f_2} + \cos(\omega t - \varphi) = \\ & \left[\sqrt{\left(\frac{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha}{f_2} \right)^2 + 1} \right] \left[\sin^2(\omega t - \varphi) + \cos^2(\omega t - \varphi) \right] = \\ & = \sqrt{\left(\frac{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha}{f_2} \right)^2 + 1}. \end{aligned} \quad (2.69)$$

Таким чином, на кутову швидкість переносного руху, тобто, на обертання циліндра, отримано обмеження:

$$\sqrt{\left(\frac{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha}{f_2} \right)^2 + 1} < \frac{R \omega^2}{g}. \quad (2.70)$$

У другому випадку, коли:

$$\cos \alpha - f_1 \sin \alpha < 0; \text{ или } \operatorname{ctg} \alpha < f_1; \quad (2.71)$$

ліва частина нерівності (2.65) досягає максимального значення при $\omega t - \varphi = 0$. Тоді обмеження на кутову швидкість обертання РВС прийме вигляд:

$$1 < \frac{R \omega^2}{g}. \quad (2.72)$$

Розглянемо тепер ділянку руху частинки, що обумовлюється

співвідношенням (2.56). При цьому частка тисне лише на циліндричну поверхність, а реакція з боку гвинтової поверхні дорівнює нулю:

$$\bar{N}_1 + \bar{F}_1 = 0. \quad (2.73)$$

Проектуючи співвідношення (2.52) на основні напрямки системи координат (орти $\vec{\tau}, \vec{n}, \vec{e}$) з урахуванням (2.73), отримаємо:

$$-mg \cos(\omega t - \varphi) + m R \omega^2 - N_2 = 0; \quad (2.74)$$

$$-mg \sin(\omega t - \varphi) \cos \alpha + F_2^\tau = 0; \quad (2.75)$$

$$-mg \sin(\omega t - \varphi) \sin \alpha + F_2^e = 0. \quad (2.76)$$

З цих співвідношень одержуємо вирази для кожної з складових сили реакції:

$$N_2 = m R \omega^2 - mg \cos(\omega t - \varphi); \quad (2.77)$$

$$F_2^\tau = mg \sin(\omega t - \varphi) \cos \alpha; \quad (2.78)$$

$$F_2^e = -mg \sin(\omega t - \varphi) \sin \alpha. \quad (2.79)$$

Умова відсутності проковзування в даному випадку полягає у виконанні нерівності

$$|F_2| = \sqrt{(F_2^\tau)^2 + (F_2^e)^2} < f_2 N_2. \quad (2.80)$$

Підставивши (2.77) - (2.79) (2.80) отримаємо:

$$mg \sin(\omega t - \varphi) < f_2 [m R \omega^2 - mg \cos(\omega t - \varphi)] \quad (2.81)$$

або

$$\frac{1}{f_2} \sin(\omega t - \varphi) + \cos(\omega t - \varphi) < \frac{R \omega^2}{g}. \quad (2.82)$$

В даному випадку, при допустимій зміні аргументу максимальне значення виразу, що стоїть в лівій частині співвідношення (2.82), досягається при умові:

$$\sin(\omega t - \varphi) = \frac{1}{\sqrt{f_2^2 + 1}}; \quad \cos(\omega t - \varphi) = \frac{f_2}{\sqrt{f_2^2 + 1}} \quad (2.83)$$

і становить

$$\begin{aligned} & \frac{1}{f_2} \sin(\omega t - \varphi) + \cos(\omega t - \varphi) = \\ & = \sqrt{\frac{1}{f_2^2} + 1} \left[\sin^2(\omega t - \varphi) + \cos^2(\omega t - \varphi) \right] = \sqrt{\frac{1}{f_2^2} + 1}. \end{aligned} \quad (2.84)$$

Таким чином, у другому випадку на кутову швидкість обертання циліндра накладається обмеження:

$$\sqrt{\frac{1}{f_2^2} + 1} < \frac{R\omega^2}{g}. \quad (2.85)$$

Оскільки $\sqrt{1 + f_2^2/f_2} > 1$, то нерівність (2.72) є наслідком нерівності (2.85).

Можна також показати, що нерівність (2.72) є наслідком нерівності (2.85).

Дійсно,

$$0 < \cos \alpha - f_1 \sin \alpha < 1. \quad (2.86)$$

Отже,

$$\left(\frac{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha}{f_2} \right)^2 < \frac{1}{f_2^2} \quad (2.87)$$

$$\sqrt{\left(\frac{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha}{f_2} \right)^2 + 1} < \sqrt{\frac{1}{f_2^2} + 1}. \quad (2.88)$$

Таким чином, критичне значення кутової швидкості обертання шнекового розподільника визначається нерівністю (2.85):

$$\omega_{кр}^2 = \frac{g}{R} \sqrt{\frac{1}{f_2^2} + 1}. \quad (2.89)$$

Вважаючи, що $f_2 = tg \varphi_2$, де φ_2 - кут тертя частинки про кожух розподільника, вираз (2.89) можна перетворити до такого виду

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{R \sin \varphi_2}}. \quad (2.90)$$

Таким чином, критична кутова швидкість обертання розподільника виявилася залежною тільки від коефіцієнта тертя частинки об циліндричну поверхню кожуха і незалежною від тертя об гвинтову поверхню, а також незалежною від геометрії гвинтової поверхні (рис. 2.3).

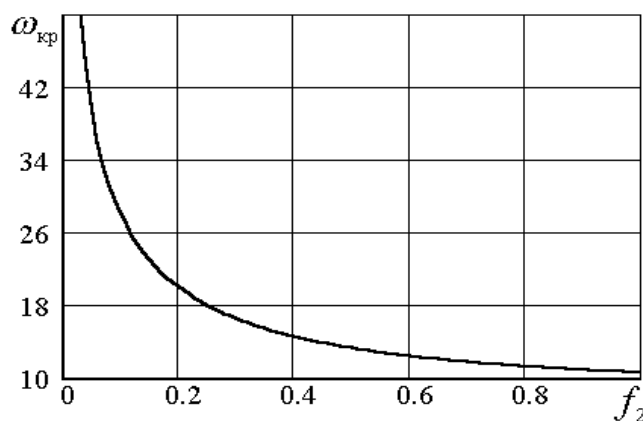


Рисунок 2.3 – Залежність критичної кутової швидкості обертання РВС від коефіцієнта тертя частинки по кожуху

Це пов'язано з тим, що гвинтова поверхня підтримує частку на одній з сторін її знаходження в розподільнику – на тій стороні, де місце з'єднання гвинтової і циліндричної поверхонь переміщується вгору. На цьому діапазоні фазового кута частку утримують як гвинтові, так і циліндричні поверхні. На іншій стороні, де місце з'єднання гвинтових і циліндричних поверхонь опускається вниз, частка утримується у відносно нерухомому стані тільки за рахунок зв'язку з циліндричною поверхнею, яка звичайно виявляється більш слабкою. Тому критична частота знаходиться з можливості утримання частки за рахунок відцентрових сил у другому її положенні.

РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Методика визначення фізико-механічних властивостей добрив

При розрахунку конструктивних і режимних параметрів РВС використовували чисельні показники деяких фізико-механічних властивостей добрив, вивченням яких займалися багато дослідників. Однак при експериментальних дослідженнях необхідно було уточнити їх значення, так як властивості туків дуже мінливі і залежать, в основному, від їх вологості, умов зберігання і використання. Це відноситься до кута природного укусу, гранулометричного складу, коефіцієнту зовнішнього тертя.

Визначення фізико-механічних властивостей мінеральних добрив проводили для середньої проби, відібраної за загальноприйнятою методикою. Фізико-механічні властивості визначали для тих добрив, які використовували при дослідженні розподільника. Застосовували найбільш поширені і різні за агрегатним та хімічним складом мінеральні добрива.

Кути природного укусу визначали за загальноприйнятою методикою. Матеріалом, на якому формувалися кути, була пофарбована сталь. Фізико-механічні властивості, які не увійшли в план досліджень, були взяті з робіт [65, 92, 107, 145, 150, 159].

Гранулометричний склад сипучих мінеральних добрив визначали наступним чином. Партію добрив поміщали в розташовані один над одним вісім сит, розмір отворів яких зменшується від верхніх до нижніх. Потім сита струшували. Залишилися в ситах добрива зважували і визначали вміст кожної фракції в процентному відношенні до пропущеного через сита кількості матеріалу. Струшування сит продовжували до припинення зміни ваги фракції, що знаходиться на нижніх решетах, при триразовій повторності дослідів. Обчислення проводили за формулою:

$$P_i = \frac{q_i \cdot 100}{Q_n}, \quad (3.1)$$

де q_i ($i = 1, 2, \dots, 8$) – вага окремих фракцій, кг;

Q_n – загальна вага проби, кг

Визначали середній діаметр частинок фракції:

$$d_{cp} = \frac{\sum d_i \cdot P_i}{100}, \quad (3.2)$$

де d_i – діаметр отворів i -го сита;

Пі – вміст фракції у відсотках.

Проби брали вагою 1...2 кг і розподіляли за схемою конверта. При дослідженні

гранулометричного складу були використані сита з отворами діаметром 0,010; 0,007; 0,005; 0,003; 0,002; 0,001; 0,0005; 0,00025 м.

За результатами ситового аналізу були обчислені статистичні оцінки розмірних характеристик гранул основних видів мінеральних добрив.

Перед початком проведення всіх експериментів на окремій площадці просівали необхідний вид добрив з метою виявлення і видалення грудок і сторонніх предметів, потім з допомогою електросушильної шафи СЭШ-3М визначали вміст вологи G_v за виразом:

$$G_v = \frac{m_b - m_c}{m_c - m_g} \cdot 100\%, \quad (3.3)$$

де: m_b – маса добрив з буюсом до висушування, кг;

m_c – маса добрив з буюсом після висушування, кг;

m_g – маса буюси, кг.

Кути природного укосу добрив визначали на аркушах розміром 0,5×0,5 м з пофарбованої сталі шляхом вільного насипання добрив тонким струменем на площину сталевого, горизонтально розташованого листа. Потім вимірювали кут природного укосу, утворений між похилою поверхнею добрив і горизонтом.

3.2. Порівняльна оцінка подачі добрив гвинтовим конвеєром і шнековим розподільно-висівним пристроєм

Основною умовою, що забезпечує рівномірний висів мінеральних добрив по всій ширині захвату машини, є створення однакової висоти добрив у зоні висівних вікон уздовж розподільника. З метою експериментальної перевірки цього положення було сплановано досліди з дослідження робочого процесу розподільника, які дозволяли провести порівняльний аналіз із звичайним шнеком при рівних умовах і визначити чисельні значення осьової подачі добрив, а також коефіцієнт заповнення розподільника. Для проведення цих досліджень була розроблена конструкція експериментальної лабораторної установки (рис. 3.1, 3.2) зі змінними робочими органами звичайного гвинтового конвеєра та розподільника, яка складається з рами 1, бункера 2, горловини 3, шнекового розподільника 4, висівної секції, що складається з двох частин обойми 9 і 11, туконапрямлячів 12 і приводної станції.

Рама 1 установки виготовлена зі швелера, на якій виконані посадочні місця для наступних вузлів: під горловину 3, шнековий розподільник 4, висівачу секцію і приводну станцію.

Бункер 2 місткістю $0,3 \text{ м}^3$ виконаний з листової сталі. У вертикальному перерізі він має форму трапеції, до нижньої частини якого кріпиться горловина 3 з боковим отвором, діаметр якого дорівнює діаметру шнека розподільника.

Шнековий розподільник 4 складається з однозахідного шнека з наступними значеннями параметрів: довжиною 2 м, діаметром – 0,25 м і кроком витків – 0,25 м. На витках шнека жорстко закріплений циліндричний складовою секційний кожух, який виготовлений з листової сталі, а інший варіант виготовлений з прозорого органічного скла (рис. 3.2). Причому, секції кожуха виконані таким чином, що можуть з'єднуватися між собою, утворюючи різні значення зазору від 0,001...0,015 м.

Висівна секція виконана у вигляді обойми, розташованої між суміжними секціями кожуха, що складається з двох складових частин. Верхня частина 9 обойми рухлива з метою зміни висоти відкриття висівного вікна 10 в межах від 0,007...0,05 м. Нижня частина обойми 11 нерухома. Крім того, в конструкцію цієї висівної секції закладена можливість зміни кута розташування висівного вікна стосовно кола кожуха шнека в зоні розташування добрив в межах від -20° до 120° градусів.

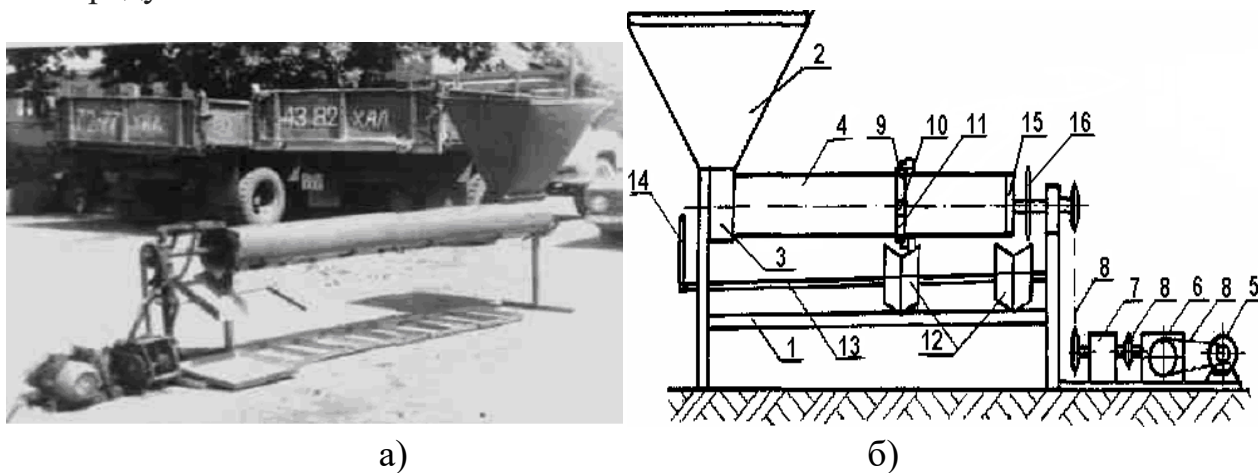
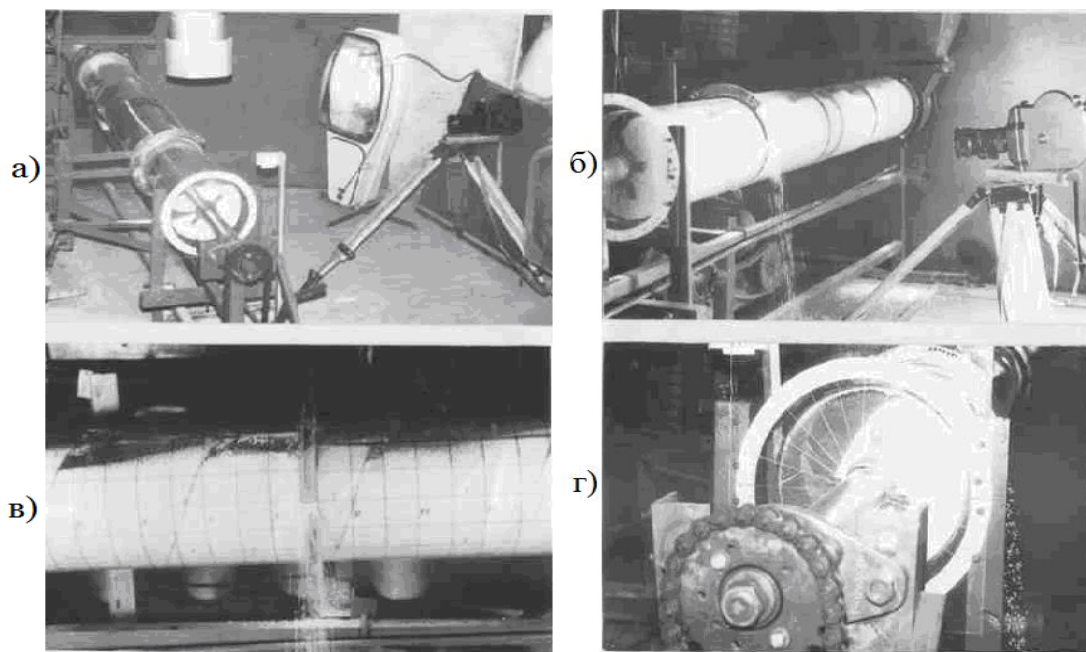


Рисунок 3.1 – а) Загальний вигляд гвинтового конвеєра; б) Схема універсальної лабораторної установки: 1 – рама; 2 – бункер; 3 – горловина; 4 – шнековий розподільник; 5 – електродвигун; 6 – понижуючий редуктор; 7 – механізм передач; 8 – ланцюгові передачі; 9, 11 – складові частини обойми висівної секції; 10 – висівне вікно; 12 – туконапрямляч; 13 – вісь туконапрямлячів; 14 – важіль управління туконапрямлячів; 15 – прозора кришка

Під розподільником розташовані туконапрямлячі 12, які жорстко закріплені на осі 13. Управління туконапрямлячів здійснюється за допомогою важеля 14, який дозволить змінювати напрямок руху добрив. У торці розподільника встановлена прозора кришка, з допомогою якої можна відкривати шнековий розподільник. Паралельно цій кришці встановлено коло зі шкалою поділу від 0° ... 360° для вимірювання кута підйому матеріалу відносно осі обертання. На прозорому кожусі шнека нанесена сітка, в якій кожна з клітин дорівнює $0,05 \times 0,05$ м (рис.3.2).



Рисунок

3.2 – Схема установки з прозорим кожухом шнека для вивчення процесу розподілу та висіву добрив: а) схема розташування обладнання для дослідження процесів взаємодії РВР з добривами; б) дослідження процесу висіву; в) дослідження процесу розподілу; г) визначення граничного і критичного кута підйому добрив

Приводна станція складається з електродвигуна 5, черв'ячного редуктора 6, механізму передач 7 і ланцюгових передач 8. Зміна зірочок в приводі і перемикання передач дозволяло змінювати частоту обертання розподільника в межах 5...147 об/хв.

Конструкція універсальної лабораторної установки (рис. 3.1, 3.2) дозволяє проводити досліди з вивчення процесу розподілу та висіву добрив за впливом шнекового розподільника і гвинтового конвеєра на продуктивність і на місце розташування висівного вікна, тобто:

- а) ступеня заповнення шнекового розподільника;
- б) режиму руху добрив;
- в) параметрів режиму шнекового розподільника;

- г) технологічних властивостей різних видів добрив;
- д) геометричних параметрів шнекового розподільника;
- ж) фактичної картини розподілу добрив в розподільнику.

3.3. Методика проведення дослідів по визначенню швидкості руху частинок добрив в розподільнику РВР

Дослідження процесів переміщення вздовж осі розподільника і висіву висівними секціями добрив має важливе значення для визначення раціональних геометричних і режимних параметрів РВС. З існуючих методів дослідження найбільш прийнятним є кінематографічний. Він дозволяє фіксувати загальну фізичну картину складних і швидкоплинних процесів і з достатнім ступенем точності визначати кінематичні параметри окремих частинок сипучого середовища, що знаходиться в шнековому розподільнику.

При вивченні фізичних явищ процесу визначали наступне:

- а) характер і швидкість руху туків в розподільнику при заданих параметрах і при різній висоті висівного вікна;
- б) вплив кількості наповнення добрив в бункері на процес заповнення і швидкість осьової подачі добрив в розподільнику.

При вивченні процесу застосовували такі способи: фотографування розташування добрив по мірі їх вивантаження з бункера; фотографування переміщення пошарово забарвлених добрив через прозору боковину; фіксування зміщення мічених і покладених у певному порядку гранул через заданий інтервал часу; вимірювання кутів, утворених добривами при їх русі; візуальне спостереження процесу, що відбувається.

Проведення дослідів по виявленню характеру і швидкості руху добрив здійснювалося наступним чином. Бункер повністю заповнювали добривами, потім після кожного повного обороту розподільника вводили рівні партії добрив, пофарбовані в червоний, чорний і зелений кольори. Після чого включали привід розподільника і проводили кіно-фотозйомку технологічного процесу лабораторної установки (рис. 3.2) з допомогою кінокамери «Красногорськ-3». Для освітлення об'єкта зйомки застосовували три кіноосвітлювача з урахуванням частоти обертання розподільника. Тривалість зйомки проводили у межах 50...60 с. Обробку результатів кінозйомки проводили поетапно. При русі плівки на екрані фіксували положення частинок і визначали величину їх вертикального переміщення.

Проведення дослідів по впливу частоти обертання і кількості добрив в бункері на осьову подачу і висів добрив із зміною висоти відкриття висівного

вікна здійснювалося наступним чином. Після заповнення бункера добривами включали привід розподільника і через 30...40 с після стабілізації процесу відбирали проби при різному наповненні бункера добривами 100, 80, 60, 40, 20% і різній частоті обертання 5...147 об/хв. розподільника. Після кожного дослідження проби зважували і результати заносили в журнал спостережень.

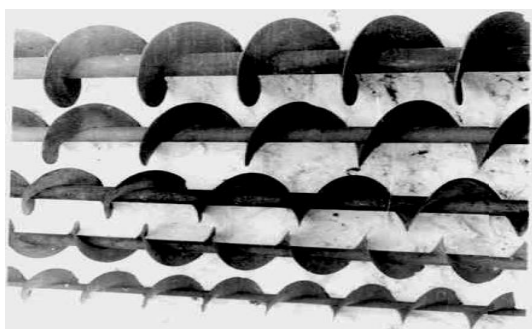
3.4. Методика визначення впливу режимних і конструктивних факторів розподільника на продуктивність

В літературі продуктивність гвинтового конвеєра та розподільника визначається одним і тим же математичним виразом при рівних інших умовах [16]. Однак, спостерігаючи рух матеріалу вздовж осі транспортуючої труби, можна прийти до висновку, що він істотно відрізняється від руху пристрою з нерухомим кожухом, незважаючи на ідентичні параметри пристроїв: діаметр кожуха, крок витка шнека, число обертів шнека, що транспортується матеріал і т. п. Крім того, в літературі немає даних про дослідження конструктивних і режимних параметрів осьової подачі сипучих мінеральних добрив. У зв'язку з цим представляється доцільним провести дослідження впливу на продуктивність РВС конструктивних та режимних факторів.

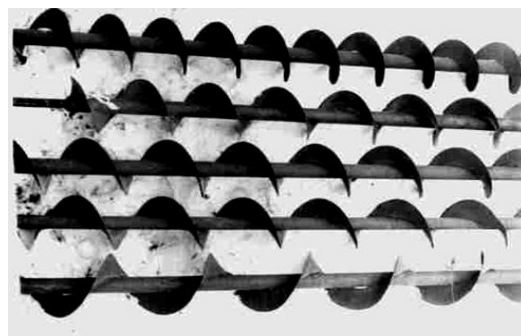
Враховуючи умови агровимог, в яких вказаний кут нахилу полів до $\pm 8^\circ$, для досліджень були прийняті наступні діапазони зміни параметрів:

- а) кут нахилу розподільника відносно горизонту - $\pm 10^\circ$;
- б) частота обертання розподільника - 5...147 об/хв.;
- в) крок витків шнека - 130...200 мм;
- г) діаметр шнека - 164...311 мм.

При проведенні дослідів використовували секційний кожух, причому установка секцій кожуха здійснювалася без зазорів відносно один одного, що дозволило використовувати розподільник як транспортуючу трубу зі шнеками (рис.3.3).



а)



б)

Рисунок 3.3 – Зміна геометричних параметрів шнеків розподільника:

а) – діаметра; б) – кроку

Досліди по продуктивності гвинтового конвеєра та розподільника (транспортуючої труби) проводили при рівних інших умовах, що давало можливість для порівняльного аналізу. Крім того, проводили досліди по впливу на продуктивність розподільника геометричних і режимних параметрів для різних видів добрив, найбільш відрізняються між собою за фізико-механічними властивостями.

Всі досліди проводили після заздалегідь проведеної підготовки, яка включала наступні операції:

- а) заповнення бункера заздалегідь підготовленими добривами;
- б) підготовка спеціальних відтарованих пробовідбірників;
- в) встановлення необхідного кута нахилу розподільника до горизонту;
- г) встановлення необхідної частоти обертання розподільника.

Установку включали для заповнення розподільника добривами, закриваючи при цьому стінку у торці розподільника. Заповнення тривало до припинення зниження рівня добрив в бункері. Потім відкривали повністю стінку у торці і після встановленого режиму роботи розподільника, який досягався за 30...40 с, зміною положення лотка добрива направляли в пробовідбірники протягом 5...30 с, причому із збільшенням частоти обертання розподільника тривалість відбору проб зменшували. Після закінчення часу експерименту добрива направляли за допомогою зміни положення лотка знову в додаткову ємність. Проби зважували і результати заносили в журнал спостережень. Після обробки дані представляли графічно і використовували для визначення раціональних значень параметрів розподільника.

3.5. Фізико-механічні властивості мінеральних добрив

Результати експериментальних досліджень фізико-механічних властивостей чотирьох видів мінеральних добрив (табл.3.1) свідчать про те, що добрива за своїм фракційним складом, на перший погляд, мало відрізняються один від одного, але вміст різних фракцій в процентному відношенні до загальної маси коливається в досить широких межах.

Тому слід вважати доцільним створення таких робочих органів для внесення мінеральних добрив, які дозволяли б розподіляти весь склад фракцій рівномірно.

Таблиця 3.1 – Фізико-механічні властивості сипучих мінеральних добрив

Найменування добрив	Гранульований склад		Середнє значення діаметра частинок $\times 10^{-3}$, м	Оптимальна вологість, %
	Розмір фракцій $\times 10^{-3}$, м	у % від ваги маси		
1.Гранульований суперфосфат	7,0 – 5,0	2,1	2,71	3,2 - 4,8
	5,0 – 3,0	37,9		
	3,0 – 2,0	35,8		
	2,0 – 1,0	16,2		
	1,0 – 0,5	4,9		
	0,5 – 0,25	3,1		
2.Хлористий калій	2,0 – 1,0	9,2	0,51	0,52
	1,0 – 0,5	28,0		
	0,5 – 0,25	37,2		
	0,25 ...	25,6		
3.Нітрофоска	7,0 – 5,0	5,6	3,1	2,2 – 2,8
	5,0 – 3,0	63,5		
	3,0 – 2,0	20,3		
	2,0 – 1,0	11,6		
4.Аміачна селітра	7,0 – 5,0	0,7	1,83	0,54 – 1,4
	5,0 – 3,0	3,5		
	3,0 – 2,0	11,7		
	2,0 – 1,0	49,0		
	1,0 – 0,5	35,1		

Аналізуючи фізико-механічні показники мінеральних добрив, неважко помітити, що аміачна селітра, нітрофоска не містять у своєму складі частинок розміром $0,5 \times 10^{-3}$ м, хлористім калії відсутні фракції великих частинок відповідно розміром 2×10^{-3} м, 3×10^{-3} м і 5×10^{-3} м, і тільки гранульований

суперфосфат має в своєму складі весь діапазон фракцій від 7 до $0,25 \times 10^{-3}$ м. У цьому зв'язку при проведенні експериментальних досліджень використовувався гранульований суперфосфат як матеріал, що включає всі існуючі фракції добрив. Залежності критичних значень частоти обертання розподільника на осьову подачу добрив є наслідком поєднання властивостей гранул, що визначають критичну швидкість руху добрив (табл. 3.2).

Таблиця 3.2 – Значення об'ємної маси вільно-насипних і ущільнених добрив

№	Найменування добрив	Об'ємна маса ω , %	Щільність вільно насипного вантажу ρ , г/см ³	Щільність ущільненого вантажу ρ_g , г/см ³	Коефіцієнт ущільненої маси k_ρ
1.	Гранульований суперфосфат	3,0	1,06	1,22	1,15
		6,0	1,04	1,22	1,17
		8,0	1,05	1,22	1,16
2.	Хлористий калій	0,6	0,86	0,96	1,12
		2,0	0,88	1,0	1,14
3.	Нітрофоска	2,5	0,85	0,93	1,09
4.	Аміачна селітра	0,8	0,89	0,98	1,10
		2,0	0,91	1,04	1,14

Величина швидкості переміщення в розподільнику гранул добрив визначається комплексом їх фізико-механічних властивостей, основними з яких є розмір і щільність речовин гранул, їх форма і шорсткість поверхні.

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ

Законодавство з охорони праці є частиною трудового права і повинне забезпечувати здорові та безпечні умови праці, сприяти зростанню її продуктивності.

Охорона праці - це система всебічних методів направлених на створення здорових та безпечних умов праці. Сучасне сільськогосподарське виробництво укомплектоване різноманітними складними машинами і механізмами, управління та праця на яких, неможлива без знань охорони праці та техніки безпеки і вчасне проведення інструктажів. Це дає можливість запобігти виникненню аварійних ситуацій, травматизму і загибелі людей у сільськогосподарському виробництві.

Основні принципи законодавства з охорони праці базуються на положеннях, закріплених Конституцією України, Закон України про охорону праці та нормативно-правові акти, постанови Кабінету Міністрів і відомств.

4.1. Аналіз умов та заходів з охорони праці під час транспортування і висіву добрив з використанням шнекової розподільно-висівної системи

В цілому основні заходи з охорони праці, які проводяться, відповідають «Положенню про організацію роботи по охороні праці».

При роботі з добривами треба дотримуватись заходів особистої безпеки: працювати в рукавицях, масках, так як багато добрив подразнюють шкіру і дихальні шляхи. Якщо добрива злежалися, їх перед внесенням у ґрунт треба подрібнити, так як від ступеня подрібнення добрив залежить не тільки зручність внесення їх у ґрунт, а й їх ефективність.

Перед початком роботи перевіряють з'єднання гальмівної системи розкидачів і причепів до гідросистеми трактора та її справність. Перед роботою перевіряють машину на холостому ходу впродовж 10-15 хв. В вітряну погоду навішують на розкидач вітрозахисні пристрої. Перевіряють наявність і справність засобів індивідуального захисту, наявність чистиків для очищення робочих органів у розкидачів. Ознайомлюються з передбаченим маршрутом переміщення машини (агрегату) до місця проведення робіт. Одягають спецодяг, засоби індивідуального захисту.

При завантаженні машин добривом водій (тракторист) і робітники знаходяться з навітряної сторони агрегатів. Мінеральні добрива, навантажені в причеп, не повинні завантажуватися вище верхніх країв бортів. При перевезенні добрив насипом самоскидами, кузов накривають брезентом. При завантаженні

незатарених добрив в причеп-розкидача над кузовом розкидача встановлена решітка з отворами розміром 7x7 см, щоб запобігти попадання в кузов каміння та інших сторонніх предметів.

При внесенні мінеральних добрив вибирають напрямок руху по полю, щоб вітер був боковим чи зустрічним. При груповому методі внесення мінеральних добрив розкидачі рухаються по полю з урахування напрямку і сили вітру, щоб добрива, від попереду ідучої машини не попадали на рухаючих позаду. При завантаженні машин безпосередньо в полі з мішків, робітники розташовуються з навітряної сторони і одягнені в відповідний спецодяг. При цьому трактор загальмований, а важелі включення вала відбору потужності і гідророзподільника поставлені в нейтральне положення. При застосуванні тукових сівалок для внесення концентрованих мінеральних добрив перед початком роботи тракторист подає попереджувальний сигнал і отримує сигнал-відповідь про можливість починати роботу. Кришки тукових ящиків повинні бути щільно зачинені в період всього процесу роботи. Регулювання і усунення несправностей машин і агрегатів проводять тільки при повній їх зупинці. При безперервній роботі з добривами в респіраторі (протигазі) через кожні 30 хвилин роблять 5-ти хвилинну перерву.

Після закінчення роботи всі вузли і деталі розкидачів очищають від пилу, бруду, залишків добрив. Автомобілі і тракторні причепа ретельно очищують і обмивають гарячою водою (дерев'яні частини обробляють хлорним вапном, а металеві протирають бензином чи гасом на спеціальній ділянці, відведеної місцевими органами санінспекції. Знезаражують гумову частину респіратора (протигаза) і зовнішню поверхню респіраторних патронів (протигазних коробок) мильно-содовим розчином (25 г мила + 5 г кальцинованої соди на 1 л води), обмивають в чистій воді і просушують. Потім лицеві частини протигаза і респіратора дезінфікують в 0,5% -му розчині марганцевокислого калію чи в спирті. Спецодяг та засоби індивідуального захисту кладуть у відведене для них місце. Миють руки, лице теплою водою з милом; при можливості приймають душ. Доповідають керівнику робіт про всі недоліки, які мали місце під час роботи.

4.2. Розробка організаційно-технічних заходів з охорони праці при зміні параметрів та режимів роботи шнекової розподільно-висівної системи

При використанні вдосконаленого агрегату для внесення мінеральних добрив, необхідно дотримуватися вимог безпеки праці які описані в попередньому розділі, так як значних змін в конструкції машини, які впливалиб на зміну вимог з техніки безпеки і охорони праці, ми не робили.

Конструкція системи складається з рами, бункера, що має в нижній частині вихідні отвори і закріплений на рамі розподільний пристрій, виконаний у вигляді

секційного кожуха, секції якого встановлені одна відносно іншої з зазором. У середині кожуха встановлений шнек, жорстко з'єднаний з ним. У зазорі між секціями кожуха встановлені обойми, виконані з двох частин, верхня частина яких з'єднана за допомогою загальної осі з регулювальним механізмом. Кромки суміжних секцій кожуха спільно з торцями обойм утворюють висівні вікна. Привід кожуха зі шнеком здійснюється від ходового колеса машини за допомогою зірочки.

Машина працює таким чином. Добрива з бункера через вихідні вікна надходять в кожух, де захоплюються витками шнека і обертовим кожухом подаються до висівних вікон. Після виходу з кожуха добрива надходять у тукопроводи і далі в закладаючі робочі органи. Норма внесення добрив регулюється зміною величини висівних вікон шляхом переміщення верхніх частин обойм регулювальним механізмом.

4.3. Моделювання виробничих небезпек при внесенні мінеральних добрив.

Метод логічного моделювання небезпек, аварій і травм сприяє розробці досконалої системи управління безпекою життєдіяльності виробництва, яка базується на оперативному пошуку виробничих небезпек, їх глибокому логічному аналізу і терміновій розробці заходів для усунення потенційних небезпек ще до виникнення травмонебезпечних ситуацій.

Моделювання небезпечної ситуації під час внесення мінеральних добрив:

НУ1 – відсутні захисні щитки рухомих та обертаючих частин трактора та інших машин;

НУ2 – кришка ящика з мінеральними добривами не герметизована;

НУ3 – відсутність двостороннього зв'язку на агрегатах де працює два і більше працівників;

НУ4 – відсутність кваліфікованих працівників при налагодженні трактора чи інших машин;

НУ5 – недотримання правил техніки експлуатації трактора або інших сільськогосподарських машин і механізмів.

НД1 – механізатор не вимкнув двигун, або елементи, які обертаються на тракторі чи машинах для внесення мінеральних добрив;

НД2 – працівник працює без індивідуальних засобів захисту (спецодяг, респіратори);

НД3 – тракторист без попередження починає рух або маневрування агрегату;

НС1 – потрапляння одягу на елементи, що обертаються та його замотування.

НС2 – у зону дихання працівника проникає шкідливий пил або пари.

НС3 – Падіння працівника під робочі органи або колеса агрегату.

А – аварія ;
Т – травма.
О – отруєння;
З – захворювання.

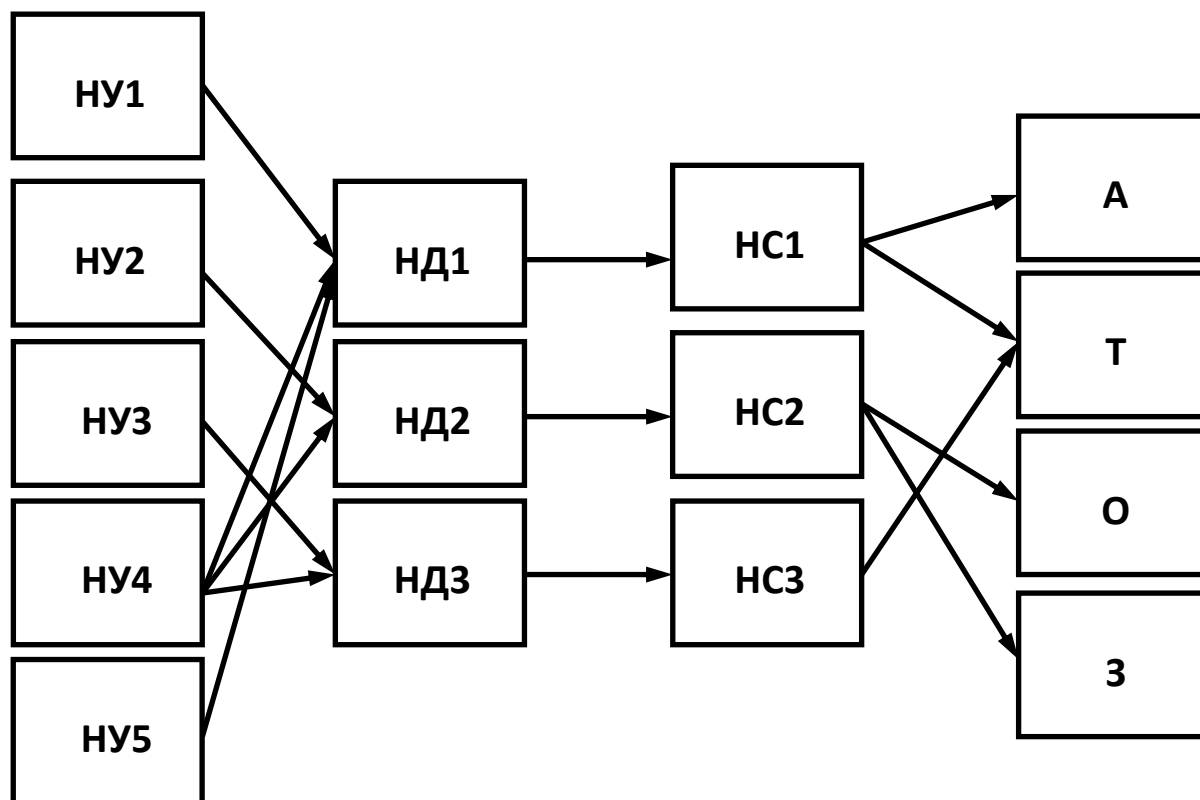


Рисунок 4.1 – Модель небезпечних ситуацій при внесенні мінеральних добрив.

Заходи запобігання небезпек: встановлення захисних щитків над рухомими та обертаючими деталями; герметизувати бункер та тукопроводи для мінеральних добрив; встановлення двостороннього зв'язку; недопускати до роботи та налагодження агрегату не кваліфікованих працівників; проводити інструктажі з охорони праці.

Розгляд питань з охорони праці дав можливість визначитися з основними небезпечними та шкідливими факторами, які можуть привести до нещасних випадків або професійних захворювань в господарстві.

РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОЕКТУ

Таблиця 5.1 Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності машини

Площа, га	100
Культура	кукуруза
Врожайність, т/га.	14
Ринкова ціна реалізації одиниці продукції, грн./т.	3400
Енергетичний засіб	МТЗ-82
Ціна енергетичного засобу, грн.	230000
Ціна палива, грн.	20

Розрахунок вартості нової конструкції $C_{\text{нк}}$ за елементами:

$$C_{\text{нк}} = C_{\text{м}} + Z_{\text{р}} + C_{\text{кв}} + C_{\text{в}}, \text{ грн.}, \quad (5.1)$$

$C_{\text{м}}$ – вартість витрачених металевих матеріалів, грн.;

$Z_{\text{р}}$ – заробітна плата робітників, зайнятих на складанні нової конструкції, грн.;

$C_{\text{кв}}$ – вартість комплектуючих виробів, грн.;

$C_{\text{в}}$ – витрати по організації виробництва й управління, приймають 30-40% від суми перших трьох складових виразу (5.1), грн.

Вартість витрачених металевих матеріалів $C_{\text{м}}$ розраховується з урахуванням втрат при обробці на «чисту» вагу конструкції:

$$C_{\text{м}} = K \cdot \sum M_{\text{д}} \cdot C, \text{ грн.}, \quad (5.2)$$

$$C_{\text{м}} = 1,5 \cdot 30 \cdot 8,5 = 382,5 \text{ грн}$$

де K – поправочний коефіцієнт, що враховує втрати матеріалу при виготовленні деталі (відношення «чорної» ваги деталі до «чорної» ваги), $K = 1,2 - 2$;

$M_{\text{д}}$ – «чиста» вага виготовлених деталей машини без комплектуючих виробів, кг;

C – вартість 1 кг матеріалу, грн./кг.

Заробітна плата робітників визначається наступним чином:

$$Z_{\text{р}} = K_{\text{зп}} \cdot T \cdot П, \text{ грн.}, \quad (5.3)$$

$$Z_{\text{р}} = 1,64 \cdot 16 \cdot 9 = 236,16 \text{ грн}$$

де T – трудомісткість відповідних робіт, год.;

$П$ – погодинна тарифна ставка робітника за середнім розрядом, грн./год.;

$K_{\text{зп}}$ – коефіцієнт, що враховує всі нарахування на зарплату, такі як нарахування додаткової заробітної плати, відрахування в пенсійний фонд, фонд соціального страхування та фонд зайнятості. $K_{\text{зп}} = 1,64$.

Вартість комплектуючих виробів $C_{\text{кв}}$ розраховується за формулою:

$$C_{\text{кв}} = C_{\text{нм}} + C_{\text{кр}}, \text{ грн.}, \quad (5.4)$$

$$C_{\text{кв}} = 520 + 8900 = 9420 \text{ грн}$$

де $C_{\text{нм}}$ – вартість неметалевих деталей конструкції, грн.;

$C_{\text{кр}}$ – вартість кріплення та стандартних виробів (підшипників, болтів, гайки, шайби тощо), грн.

$$C_{\text{нк}} = 382,5 + 236,16 + 9420 + 3011,6 = 13050,26 \text{ грн}$$

Для визначення економічної ефективності впровадження розробки застосовують метод порівняння результатів розрахунку основних економічних показників базового та проектного варіанту машин. Цей метод дозволяє простими засобами визначити кращий із варіантів технологічного чи організаційного рішення. Для їх порівняння необхідно спочатку визначити виробничу собівартість одиниці продукції для обох варіантів. Дана величина обраховується з урахуванням тільки розглядуваної технологічної операції, яка зазнає змін внаслідок використання проектного варіанту техніки.

Спочатку розрахуємо прямі експлуатаційні витрати на одиницю продукції під час використання розглядуваної технологічної операції для базового варіанту $C_{\text{ПЕб}}$ та для проектного варіанту $C_{\text{ПЕп}}$ наступним чином:

$$C_{\text{ПЕ}} = \frac{(C_{\text{зп}} + C_{\text{пмм}} + C_{\text{р}}) \cdot S}{n_6}, \text{ грн./т}; \quad (5.5)$$

де $C_{\text{зп}}$ – нарахування заробітної плати працівникам із врахуванням додаткової зарплати та відрахувань у відповідні фонди під час виконання розглядуваної технологічної операції, грн./га;

$C_{\text{пмм}}$ – вартість витрачених паливо-мастильних матеріалів під час виконання розглядуваної технологічної операції, грн./га;

$C_{\text{р}}$ – відрахування на реновацію, капітальний і поточний ремонт та технічне обслуговування МТП для виконання розглядуваної технологічної операції, грн./га;

S – площа вирощування відповідної культури, га;

n_6 – кінцевий обсяг виробленої продукції за базовим варіантом техніки (для обох варіантів) із врахуванням підвищення урожайності культури, т.

Нарахування заробітної плати працівникам під час виконання розглядуваної технологічної операції визначається за формулою:

$$C_{\text{зп}} = K_{\text{зп}} \cdot \frac{m \cdot \Pi}{W_{\text{зод}} \cdot T_{\text{зм}}}, \text{ грн./га}; \quad (5.6)$$

$$C_{\text{зпб}} = 1,64 \cdot \frac{1 \cdot 63}{14,1 \cdot 7} = 1,05 \text{ грн./га}$$

$$C_{\text{зпп}} = 1,64 \cdot \frac{1 \cdot 63}{14,8 \cdot 7} = 0,99 \text{ грн./га}$$

де m – кількість працівників потрібного розряду на відповідному агрегаті;

П – оплата праці за зміну норму виробітку працівника потрібного розряду, грн.;

$T_{зм}$ – нормативний час зміни, год.;

$K_{зп}$ – коефіцієнт, що враховує всі нарахування на зарплату, такі як нарахування додаткової заробітної плати, відрахування в пенсійний фонд, фонд соціального страхування та фонд зайнятості. $K_{зп} = 1,64$.

Вартість витрачених паливо-мастильних матеріалів під час виконання розглядуваної технологічної операції обраховується так:

$$C_{пмм} = Ц_{пмм} \cdot Q \text{ грн./га}; \quad (5.7)$$

де Q – витрата палива енергетичного засобу на одиницю роботи, кг/га;

$Ц_{пмм}$ – комплексна ціна 1кг паливно-мастильних матеріалів, грн./кг.

Витрата палива енергетичного засобу на одиницю роботи під час виконання розглядуваної технологічної операції визначається за формулою:

$$Q = \frac{N_{ен} \cdot g_e \cdot K_z}{W_{год}}, \text{ кг/га}; \quad (5.8)$$

$$Q_6 = \frac{260 \cdot 0,238 \cdot 0,7}{14,1} = 3,07 \text{ кг/га}$$

$$Q_{п} = \frac{260 \cdot 0,238 \cdot 0,7}{14,8} = 2,92 \text{ кг/га}$$

де $W_{год}$ – продуктивність відповідного агрегату за годину змінного часу, га/год.;

$N_{ен}$ – номінальна потужність двигуна енергетичного засобу даного агрегату, кВт;

g_e – питома витрата палива даного енергетичного засобу, кг/кВт·год.;

K_z – коефіцієнт завантаження двигуна даного енергетичного засобу (для енергомістких операцій $K_z = 0,60 \dots 0,70$).

$$C_{пмм6} = 20 \cdot 3,07 = 61,4 \text{ грн/га}$$

$$C_{пммп} = 20 \cdot 2,92 = 53,6 \text{ грн/га}$$

Відрахування на реновацію, капітальний і поточний ремонт та технічне обслуговування МТП для виконання розглядуваної технологічної операції визначаються наступним чином:

$$C_p = \frac{B_{тр} \cdot k_{тр}}{W_{год} \cdot t_{тр}} + \frac{B_m \cdot k_m \cdot n_m}{W_{год} \cdot t_m}, \text{ грн./га}; \quad (5.9)$$

$$C_p = \frac{230000 \cdot 0,22}{14,1 \cdot 1600} + \frac{50000 \cdot 0,22 \cdot 1}{14,1 \cdot 210} = 5,95 \text{ грн./га}$$

$$C_p = \frac{230000 \cdot 0,22}{14,8 \cdot 1600} + \frac{56030 \cdot 0,22 \cdot 1}{14,8 \cdot 210} = 6,1 \text{ грн./га}$$

де $B_{тр}$, B_m – відповідно балансова вартість трактора та сільськогосподарської машини, що застосовуються під час виконання розглядуваної технологічної операції, грн.;

$t_{тр}$, t_m – нормативне річне завантаження вищезгаданих трактора та сільськогосподарської машини, год.;

k_{mp} , k_m – нормативний коефіцієнт відрахувань на реновацію, капітальний і поточний ремонт та технічне обслуговування відповідно трактора та сільськогосподарської машини; $k_{mp} = k_m = 0,22$.

$$C_{ПЕб} = \frac{(1,05 + 61,4 + 5,95) \cdot 100}{1400} = 4,88 \text{ грн/т}$$

$$C_{ПЕп} = \frac{(0,99 + 53,6 + 6,1) \cdot 100}{1470} = 4,12 \text{ грн/т}$$

Для порівняння результатів розрахунку основних економічних показників базового та проектного варіантів доцільно визначити виробничу собівартість одиниці продукції проектного варіанту $C_{оп}$ за допомогою вже відомої із відповідних технологічних карт виробничої собівартості одиниці продукції, що приймається для базового варіанту, та вище розрахованих прямих експлуатаційних витрат на одиницю продукції під час виконання розглядуваної технологічної операції для обох варіантів:

$$C_{оп} = C_{об} - (C_{ПЕб} - C_{ПЕп}), \text{ грн./т} \quad (5.10)$$

$$C_{оп} = 288,6 - (4,88 - 4,12) = 287,84 \text{ грн./т}$$

де $C_{об}$ – виробнича собівартість одиниці продукції, що приймається для базового варіанту із відповідних технологічних карт, грн./т;

$C_{ПЕб}$ та $C_{ПЕп}$ – прямі експлуатаційні витрати на одиницю продукції під час виконання розглядуваної технологічної операції для базового та проектного варіанту відповідно, грн./т.

Кінцевий обсяг виробленої продукції n із врахуванням відсотку втрат зерна або підвищення урожайності культури для базового варіанту ($n_б$) та для проектного варіанту ($n_п$), визначається наступним чином:

$$n = S \cdot U \cdot \frac{100 \pm K_B}{100}, \text{ т}; \quad (5.11)$$

$$n_б = 100 \cdot 14 \frac{100}{100} = 1400 \text{ т}$$

$$n_п = 100 \cdot 14 \frac{100 + 5}{100} = 1470 \text{ т}$$

Визначення річного економічного ефекту та терміну окупності капіталовкладень.

Оцінка економічної ефективності розробки здійснюється на основі отриманого річного економічного ефекту та терміну окупності капіталовкладень.

Річна економія E від впровадження проектного варіанту машин чи технологій порівняно із базовим варіантом може визначатися на основі

розрахованої для обох варіантів виробничої собівартості одиниці продукції C_0 наступним чином:

$$E = (C_{0б} - C_{0п}) \cdot n_б + \Delta E, \text{ грн.}; \quad (5.12)$$

де $C_{0б}$ – виробнича собівартість одиниці продукції за базовим варіантом, грн./т;

$C_{0п}$ – виробнича собівартість одиниці продукції за проектованим варіантом грн./т;

$n_б$ – кінцевий обсяг виробленої за базовим варіантом, т;

ΔE – Додаткова річна економія від впровадження проектного варіанту машин чи технологій за рахунок підвищення урожайності культури або зменшення втрат зерна, грн.

Додаткова річна економія розраховується наступним чином:

$$\Delta E = (n_п - n_б) \cdot C_p, \text{ грн.}; \quad (5.13)$$

$$\Delta E = (1470 - 1400) \cdot 3400 = 238000 \text{ грн}$$

де $n_п$ – кінцевий обсяг виробленої продукції за проектним варіантом, т;

C_p – ринкова ціна реалізації одиниці продукції, грн./т.

$$E = (288,6 - 287,84) \cdot 1400 + 238000 = 239064 \text{ грн}$$

Далі потрібно обрахувати капіталовкладення K , які необхідні для розробки нової конструкції агрегату.

У випадку розробки нової конструкції капіталовкладення визначаються вартістю виготовлення даної конструкції:

$$K = C_{нк} \cdot n_{нк}, \text{ грн.}; \quad (5.14)$$

$$K = 13050,26 \cdot 1 = 13050,26 \text{ грн}$$

де $C_{нк}$ – вартість виготовлення нової конструкції, грн.;

$n_{нк}$ – кількість конструкцій, які необхідно виготовити.

Необхідну кількість агрегатів n_a для виконання заданого об'єму робіт у встановлені агростроки знайдемо так:

$$n_a = \frac{S}{W_{год} \cdot T_{зм} \cdot K_{зм} \cdot N_{дн}}; \quad (5.15)$$

$$n_{a.б} = \frac{100}{14,1 \cdot 7 \cdot 1 \cdot 3} = 0,34$$

$$n_{a.п} = \frac{100}{14,8 \cdot 7 \cdot 1 \cdot 3} = 0,32$$

де $W_{год}$ – продуктивність відповідного агрегату за годину змінного часу, га/год.;

$T_{зм}$ – нормативний час зміни, год.;

$K_{зм}$ – коефіцієнт змінності;

$N_{дн}$ – тривалість виконуваних робіт, днів.

Термін окупності капіталовкладень T , що показує, за який період може бути здійснено повернення вкладень у разі відрахування для цього повністю всіх коштів річної економії, визначають за формулою:

$$T = \frac{K}{E}, \text{ років.} \quad (5.16)$$

$$T = \frac{13050,26}{239064} = 0,05 \text{ років}$$

На практиці передбачається кошти річної економії не всі одразу повертати на погашення капіталовкладень, а тільки частково, використовуючи решту коштів за іншим необхідним призначенням.

Річний економічний ефект E_p показує залишок коштів річної економії після відрахування їх частини на поступове повернення капіталовкладень:

$$E_p = E - E_n \cdot K, \text{ грн.;} \quad (5.17)$$

$$E_p = 239064 - 0,15 \cdot 13050,26 = 236182,46 \text{ грн}$$

де E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень, для даної галузі $E_n = 0,15$.

Після проведення відповідних розрахунків основні економічні показники функціонування господарства, заносяться до таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Основні економічні показники функціонування господарства, розраховані за спрощеною методикою

Показник	Варіант	
	базовий	проектний
Площа вирощування культури, га	100	
Обсяг виробленої продукції, т	1400	1470
Витрати під час розглядуваної технологічної операції:		
– на заробітну плату, грн./га	1,05	0,99
– на паливо, грн./га	61,4	53,6
– на реновацію, ремонти та ТО, грн./га	5,95	6,1
Експлуатаційні витрати, грн./т	4,88	4,12
Собівартість одиниці продукції, грн./т	288,6	287,84
Капіталовкладення, тис. грн.	13050,26	
Річна економія, тис. грн.	239064	
Річний економічний ефект, тис. грн.	236182,46	
Термін окупності капіталовкладень, років	0,05	

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Найбільш раціональним способом внесення основної дози сипучих мінеральних добрив є локальний.

2. Нова шнекова розподільно-висівна система є найбільш перспективною, тому що в цій конструкції відсутній надлишок добрив на її торцях і, отже, всі висіваючі секції мають однакові умови для рівномірного висіву добрив.

3. З графіка залежності продуктивності розподільника (рис.3.6 б) випливає, що найбільша продуктивність подачі добрив вздовж шнека за один оберт досягається при частоті обертання до $n = 20$ об/хв. Подальше збільшення частоти обертання призводить до плавного зниження продуктивності. Це пояснюється тим, що після $n = 20$ об/хв. частково кількість добрив переходить з осьового напрямку в обертальний.

4. Аналіз результатів дослідів (рис.3.7) показує, що із збільшенням діаметра шнека продуктивність зростає і при частоті обертання $n = 10$ об/хв. для шнеків з різними діаметрами становить: 164 мм – 0,72 кг/об; 196 мм – 1,12 кг/об; 250 мм – 2,76 кг/об; 311 мм – 5,06 кг/об. Найбільш інтенсивний ріст отриманий після діаметра шнека 250 мм. Це пояснюється тим, що із збільшенням площі поперечного перерізу розподільника зростає площа поперечного транспортуючого шару добрив, отже, збільшується продуктивність.

5. При подальшому збільшенні діаметра розподільника значно збільшується дія відцентрової сили, що значною мірою знижує її ефективний діапазон обертання. Крім того, збільшення діаметра розподільника призводить до підвищеної енерго - і матеріаломісткості, хоча продуктивність транспортування збільшується за рахунок збільшення площі поперечного перерізу розподільника. Отже, застосування розподільника з діаметром труби більше 0,25 м в машинах для локального внесення добрив можна вважати недоцільним.

6. Результати дослідів показують, що найбільш доцільно використовувати частоту обертання розподільника $n = 20$ об/хв. при кроці $S = 130...200$ мм і $D = 164$ мм, так як при подальшому збільшенні виникає недолік, який призводить до невиправданих втрат енергії і зниження ефективності транспортування добрив. Крім того, результати вимірювання продуктивності в залежності від зміни кроку шнека в межах $S = 130...200$ мм показують, що найбільша продуктивність розподільника спостерігається при $S = 130$ мм і подальше збільшення кроку до 200 мм призводить до зниження продуктивності. При проектуванні РВС до машин для локального внесення сипучих мінеральних добрив слід враховувати, що раціональним значенням кроку шнека є $S = 130$ мм при $D = 164$ мм.

7. Розгляд питань з охорони праці дав можливість визначитися з основними небезпечними та шкідливими факторами, які можуть привести до нещасних випадків або професійних захворювань в господарстві.

8. Економічний ефект досягнутий в повній мірі, при використанні даної РВС річний економічний ефект буде становити 236182,46 грн., собівартість одиниці продукції зменшиться на 0,76 грн., а термін окупності капіталовкладень буде становити 0,05 років. Також можна зауважити що, при збільшенні площі посіву прибутки зростуть в рази.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Адамчук В.В. Обґрунтування параметрів гравітаційних висівних апаратів тукової шнекової сівалки //Вісник сільськогосподарської науки. - 1983. - № 6. - С. 58-61.
2. Адамчук В.В. Визначення конструктивних параметрів і режимів роботи шнекового розподільного механізму тукової сівалки //Вісник сільськогосподарської науки. – 1985. - № 4. - С. 67-69.
3. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р., Волянський М.О. Передумови до розробки та вдосконалення конструкцій машин для внесення добрив в технологіях системи точного землеробства //Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: - 1999. - вып. 26. – С. 25 – 28.
4. Державна програма “Виробництво технологічних комплексів машин і обладнання для агропромислового комплексу на 1998-2005 роки”. – Київ, 1997, - 211 с.
5. Мазнєв Г.Є., Турченко М.М., Щетінін М.Д. Економічне обґрунтування інженерних рішень в сфері АПК. – Харків, ХДТУСГ, 2001. – 401 с.
6. Машины для приготовления і внесення добрив /За ред. Соколова В.М. – К.: Урожай, 1977. – 163 с.
7. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів /Хайліс Г.А., Горбовий А.Ю., Гошко З.О., Ковальов М.М., Налобіна О.О., Юхимчук С.Ф. – Луцьк, 1998 р. - С. 240-247.
8. Konkle W. Nitrate accumulation in the environment // Spain, - 1973. - v. 16, № 3, - P. 112-114.
9. Brandon K. D. Drills and distributors. – Pow. Farm., - 1973. - № 2, - P 15-17.
10. Mitchtell D. Uneven application leads to L/6 acre grain losses. – Pow. Farm., - 1973. № 4, - P 16-18.
11. Rademacher I.C. Transport vanstordgad met behulp van schroef transporteurs: in het bijzonder vertikale schroef – transspoteuers – Polutechnisch Tijdschrift. 1973. №25, t. - P 28