

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ  
Механіко-технологічний факультет**

УДК 629.3.012:631.333:631.86

**ПОГОДЖЕНО**  
Декан механіко-  
технологічного факультету  
\_\_\_\_\_ Вячеслав БРАТІШКО  
(підпис)

«    » листопада 2024 р.

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**  
Завідувач кафедри  
сільськогосподарських  
машин та системотехніки імені  
академіка П.М. Василенка  
\_\_\_\_\_ Юрій ГУМЕНЮК

(підпис)  
«    » листопада 2024 р.

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на тему: **«ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОЗКИДАЛЬНОГО  
ПРИСТРОЮ РОЗКИДАЧА ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ»**

**01.01. – МР.2223 «С». 2023.12.07. 040. ПЗ**

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

Освітня програма: «Агроінженерія»

Орієнтація освітньої програми: освітньо-професійна

**Гарант освітньої програми:**

доктор технічних наук, професор

\_\_\_\_\_ **Братішко В.В.**  
(підпис)

**Керівник кваліфікаційної магістерської роботи:**

канд. іст. наук, доцент

\_\_\_\_\_ **Деркач О.П.**  
(підпис)

**Виконав:**

\_\_\_\_\_ **Попов О.С.**  
(підпис)

**Київ-2024**



2. Теоретичні передумови обґрунтування параметрів розкидача кузовного типу для внесення твердих органічних добрив.
3. Результати експериментальних досліджень.
4. Економічна ефективність від використання розробленого розкидача для поверхневого внесення твердих органічних добрив.

Перелік графічних матеріалів:

- Лист 1. Типи розкидальних робочих органів розкидачів для поверхневого внесення твердих органічних добрив
- Лист 2. Розкидач твердих органічних добрив. Складальне креслення.
- Лист 3. Схема функціональна розкидача твердих органічних добрив.
- Лист 4. Схема кінематична для розкидача твердих органічних добрив.
- Лист 5. Барабан верхній 3Д модель.
- Лист 6. Зміна робочої ширини захвату від кута встановлення робочого органу.
- Лист 7. Закономірність зміни робочої ширини захвату розкидача від кутової швидкості барабану.
- Лист 8. Графіки розподілу добрив розкидальним барабаном з 6-ма чверть-еліпсними розподілювачами і серійним шнековим барабаном.
- Лист 9. Графіки розподілу добрив розкидальним барабаном з 2-ма чверть-еліпсними і 4-ма півеліпсними розподілювачами
- Лист 10. Техніко-економічні показники.

Дата видачі завдання: 14.09.2023 р.

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи:**

канд. іст. наук, доцент

\_\_\_\_\_ Деркач О.П.  
(підпис)

**Завдання прийняв до виконання:**

\_\_\_\_\_ Попов О.С.  
(підпис)

## **ЗМІСТ**

<b>ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....</b>	<b>6</b>
<b>ВСТУП.....</b>	<b>8</b>
<b>РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ТЕХНОЛОГІЙ ТА ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ВНЕСЕННЯ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ.....</b>	<b>10</b>
1.1. Роль органіки у збереженні родючості ґрунту.....	10
1.2. Класифікація та агротехнічні вимоги до машин для поверхневого внесення твердих органічних добрив.....	12
1.3. Аналіз результатів теоретичних досліджень технічних засобів для внесення твердих органічних добрив.....	29
<b>РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОЗКИДАЧА КУЗОВНОГО ТИПУ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ.....</b>	<b>41</b>
2.1. Обґрунтування способу рівномірності розподілу органічних добрив по поверхні поля.....	41
2.2. Обґрунтування типу та параметрів робочих органів для рівномірного внесення твердих органічних добрив.....	43
2.3. Теоретичне обґрунтування раціональних параметрів робочих органів розкидача для поверхневого внесення твердих органічних добрив.....	49
<b>РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....</b>	<b>54</b>
3.1. Фізичне моделювання розкидача для поверхневого внесення твердих органічних добрив.....	54
3.2. Конструкція лабораторної установки та процес її роботи.....	66
3.3. Результати лабораторних досліджень та виробничих випробувань розкидача для внесення твердих органічних добрив.....	74

<b>РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВІД ВИКОРИСТАННЯ РОЗРОБЛЕНОГО РОЗКИДАЧА ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРИВ.....</b>	<b>81</b>
4.1 Фізичне моделювання машини для внесення твердих органічних добрив.....	81
4.2 Опис конструкції та роботи лабораторної устаткування.....	88
4.3 Результати лабораторних досліджень та випробувань машини для внесення твердих органічних добрив.....	90
4.4 Аналіз теоретичних і експериментальних досліджень.....	97
<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>111</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....</b>	<b>113</b>
<b>ДОДАТКИ.....</b>	<b>121</b>

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ТОД – тверді органічні добрива.

СМ – система машин.

РО – робочі органи.

ПБ – подрібнювальний барабан.

РБ – розкидальний барабан.

ФМ – фізична модель.

ДЗ – дослідний зразок.

МТА – машинно-тракторний агрегат.

## РЕФЕРАТ

Магістерська робота складається з розрахунково-пояснювальної записки загальним обсягом 114 сторінок машинописного тексту. Вона включає 131 формулу, 72 рисунки, 19 таблиць, 63 літературних джерела та додатки.

Дослідження присвячене підвищенню ефективності використання органічних добрив шляхом вдосконалення робочих органів машини для внесення твердих органічних добрив (ТОД). У роботі запропоновано новий робочий орган, який значно покращує якість внесення добрив. Визначено його основні конструктивні, кінематичні та технологічні параметри, а також розроблено конструкцію вдосконаленої машини. Проведені економічні розрахунки підтвердили доцільність використання запропонованого робочого органа.

Також вдосконалено методикау інженерних розрахунків для машин внесення ТОД, що дозволяє точніше визначати параметри кузова з транспортером і потужність, необхідну для приводу транспортеру та машини загалом. Розрахунковий річний економічний ефект від впровадження вдосконаленої машини становить 16 090,3 грн.

Ключові слова: тверді органічні добрива, робочий орган, нерівномірність розподілу органічних добрив, ефективність.

## ВСТУП

Збереження родючості ґрунтів і забезпечення населення екологічно чистими продуктами харчування у достатній кількості є одними з ключових загальнодержавних завдань. Проте, за статистикою, у період з 1990 по 2007 рік відбулося значне зниження урожайності зернових культур. Зокрема, урожайність озимої пшениці зменшилася з 40,2 до 23,9 ц/га, а ярої пшениці — з 30,2 до 17,6 ц/га [14, с. 15]. Однією з основних причин цього є скорочення використання органічних добрив, кількість яких за цей період зменшилася майже в 22 рази. Через зниження чисельності поголів'я худоби спостерігається нестача органічних добрив, що створює необхідність підвищення ефективності їх використання, особливо за рахунок покращення якості внесення добрив.

На полях України для внесення органічних добрив переважно використовуються кузовні машини з горизонтальними барабанами та розкидачі із куп. Однак недосконалість їх конструкцій призводить до значної нерівномірності внесення добрив, що негативно впливає на родючість ґрунтів. Машини з вертикальними барабанами, які є новинкою на українському ринку, мають низку недоліків: висока вартість, значна метало- та енергоємність, необхідність у високоякісних добривах, а також складність технічного обслуговування і ремонту.

Удосконалення машин для внесення твердих органічних добрив з горизонтальними барабанами, що підвищить якість технологічного процесу та забезпечить надійну експлуатацію в умовах українських господарств, є актуальним завданням.

**Мета роботи:** полягає у підвищенні ефективності застосування органічних добрив шляхом обґрунтування раціональних параметрів робочих органів кузовних машин для внесення твердих органічних добрив з горизонтальними барабанами

**Задачі досліджень:**

1. Обґрунтування оптимальних значень конструктивних параметрів робочих органів машин для поверхневого внесення твердих органічних добрив.
2. Розробити конструкцію розкидного робочого органу машини для внесення твердих органічних добрив, що підвищує якість розподілення добрив по поверхні поля.
3. Встановити еспериментальну залежність нерівномірності внесення добрив від параметрів машини та провести її оптимізацію

**Об'єкт дослідження:** технологічний процес внесення твердих органічних добрив машинами на поле

**Предмет дослідження:** закономірності зміни ширини захвату та нерівномірності внесення органічних добрив від параметрів машини для внесення твердих органічних добрив.

**Наукова новизна отриманих результатів:**

1. Теоретично встановлено закономірності зміни ширини захвату та нерівномірності поверхневого внесення твердих органічних добрив від конструктивних параметрів чверть та півеліпсних зубчастих робочих органів машини для внесення твердих органічних добрив.
2. Визначено оптимальні параметри чверть та півеліпсних зубчастих робочих органів горизонтальних барабанів машини для внесення твердих органічних добрив на основі вимог до якості внесення добрив та забезпечення раціональної ширини захвату машини.
3. Встановлено раціональні параметри експлуатаційних режимів роботи машини для внесення органічних добрив з чверть та півеліпсними зубчастими робочими органами.

## РОЗДІ 1. АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ

### 1.1. Органічні добрива один із факторів збереження родючості ґрунтів

Для збереження родючості українських ґрунтів, підвищення врожайності сільськогосподарських культур та виробництва екологічно чистих продуктів харчування необхідно збільшувати обсяги застосування органічних добрив.

Аналіз даних щодо врожайності основних культур і кількості внесених органічних та мінеральних добрив (табл. 1.1) показує, що за період з 1990 по 2007 рік урожайність озимої пшениці знизилася на 40,5%, ярої пшениці — на 41,7%. Водночас врожайність картоплі за цей період зросла на 12%, а овочів — на 2% [53, с. 10-45].

97,2% виробництва зернових культур в Україні забезпечують сільськогосподарські підприємства, які збільшують використання мінеральних добрив, проте застосування органічних добрив суттєво зменшується або відсутнє взагалі. Тим часом, господарства населення продовжують вносити тверді органічні добрива (ТОД). У 2007 році вони забезпечили 98% виробництва картоплі та 90% овочів, підвищуючи їх врожайність [53, с. 10-45].

Ця тенденція, враховуючи, що посівні площі зернових культур у 2007 році становили 57,6%, а картоплі та овочів — лише 7,7%, призводить до значного зменшення вмісту гумусу в українських ґрунтах. За цей період втрати гумусу склали понад 10% його загального вмісту [53, с. 10-45]. Для забезпечення бездефіцитного балансу гумусу щорічно необхідно вносити на 1 га орних земель Полісся від 13–14 т до 17–18 т органічних добрив, у Лісостепу — 11–12 т, а в Степу — 8–9 т [53, с. 10-45].

В якості органічних добрив широко застосовують відходи тваринництва (гній, послід, компости), рослинництва (сидерати, рослинні компости), природні геологічні утворення (торф), донні відкладення водою

В якості органічних добрив широко застосовуюють відходи тваринництва (гній, послід, компости), рослинництва (сидерати, рослинні компости), природні геологічні утворення (торф), донні відкладення водоєм (сапропель),

Таблиця 1.1

	1990	1996	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007
<b>Мінеральні добрива</b>										
Внесено у поживних речовинах - усього, тис. ц	42416,3	5246,5	2787,1	4009,6	3992,3	3789,5	5185,9	5579,2	6993,3	8964,5
Удобрена площа, тис. га	25090,1	8169,1	4632,1	6388,1	6226,4	5752,4	7889,2	7755,6	9541,9	10926,5
Частка удобреної площі, %	83,0	32,0	22,0	30,0	33,0	34,0	44,0	45,0	55,0	62,0
Внесено у поживних речовинах на 1 га посівної площі, кг	141,0	21,0	13,0	19,0	21,0	22,0	29,0	32,0	40,0	51,0
<b>Органічні добрива</b>										
Внесено - усього, тис. т	257130,8	80614,5	28410,1	26534,8	22685,1	17448,9	15083,4	13245,8	13027,0	11910,8
Удобрена площа, тис. га	5384,2	1824,4	714,5	708,7	658,6	551,1	531,4	465,2	487,0	464,0
Частка удобреної площі, %	18,0	7,0	3,0	3,0	4,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Внесено на 1 га посівної площі, т	8,6	3,2	1,3	1,3	1,2	1,0	0,8	0,8	0,7	0,7
<b>Урожайність сільськогосподарських культур, ц/га</b>										
Озима пшениця	40,2	30,1	20,0	31,4	30,8	14,1	32,6	29,0	25,6	23,9
Яра пшениця	30,2	16,9	15,4	20,6	21,2	17,2	22,8	21,8	22,1	17,6
Цукрові буряки	276,0	205,0	177,0	183,0	189,0	201,0	238,0	248,0	285,0	294,0
Ріпак	14,5	8,5	8,4	12,4	8,7	9,4	13,9	14,6	15,7	13,1
Картопля	117,0	96,0	122,0	108,0	104,0	116,0	133,0	128,0	133,0	131,0
Соняшник	15,8	14,2	12,2	9,4	12,0	11,2	8,9	12,8	13,6	12,2

(сапрпель), а також промислові (тирса, жом, жмих) і комунальні відходи (осадки стічних вод). Також використовуються нетрадиційні добрива, такі як вермикомпост, зоокомпост та анаеробний компост.

Найпоширенішим органічним добривом у сільському господарстві України є гній і компости на його основі. За ступенем розкладання гній поділяють на свіжий, напівперепрілий, перепрілий і перегній, а за типом підстилки — на підстилковий (соломистий, торф'яний, тирсовий) і безпідстилковий. Компости готують на основі різних матеріалів, таких як гній, торф, послід, земля, тирса, мул, фекалії, гноївка тощо.

Органічні добрива відрізняються за механіко-технологічними властивостями в залежності від їх вологості, об'ємної маси, ступеня розкладання, фракційного складу, технології приготування, виду тварин і способу їх утримання. Серед цих властивостей важливими є вологість, об'ємна маса, опір відриву, стиску і зсуву, коефіцієнти зовнішнього і внутрішнього тертя, липкість і аеродинамічні характеристики [45, 60].

Значний внесок у дослідження властивостей органічних добрив зробили такі вчені, як Є.І. Борисенко, Н.Г. Озол, С.Є. Макарян, С.М. Гімейн, С.Н. Нікулін, Г.П. Варламов, М.Г. Догановський, Є.В. Козловський, М.М. Марченко, Г.І. Лічман, В.І. Якубаускас, М.К. Лінник, В.Ф. Дідух, Г.А. Голуб та інші.

## **1.2. Агротехнічні вимоги до машин для внесення твердих органічних добрив.**

Розглянемо систему застосування твердих органічних добрив (ТОД), яку можна представити як сукупність підсистем першого та другого рівнів (рис. 1.1).

Ця система є складною, і кожна її складова впливає на загальну ефективність використання ТОД. Машини для навантаження, транспортування і розробки ТОД, як правило, відповідають вимогам, що до них висуваються.

Однак проблемними елементами системи застосування ТОД, які значною мірою впливають на її ефективність і часто не забезпечують необхідної якості, є машини для приготування, а особливо — машини для внесення ТОД.

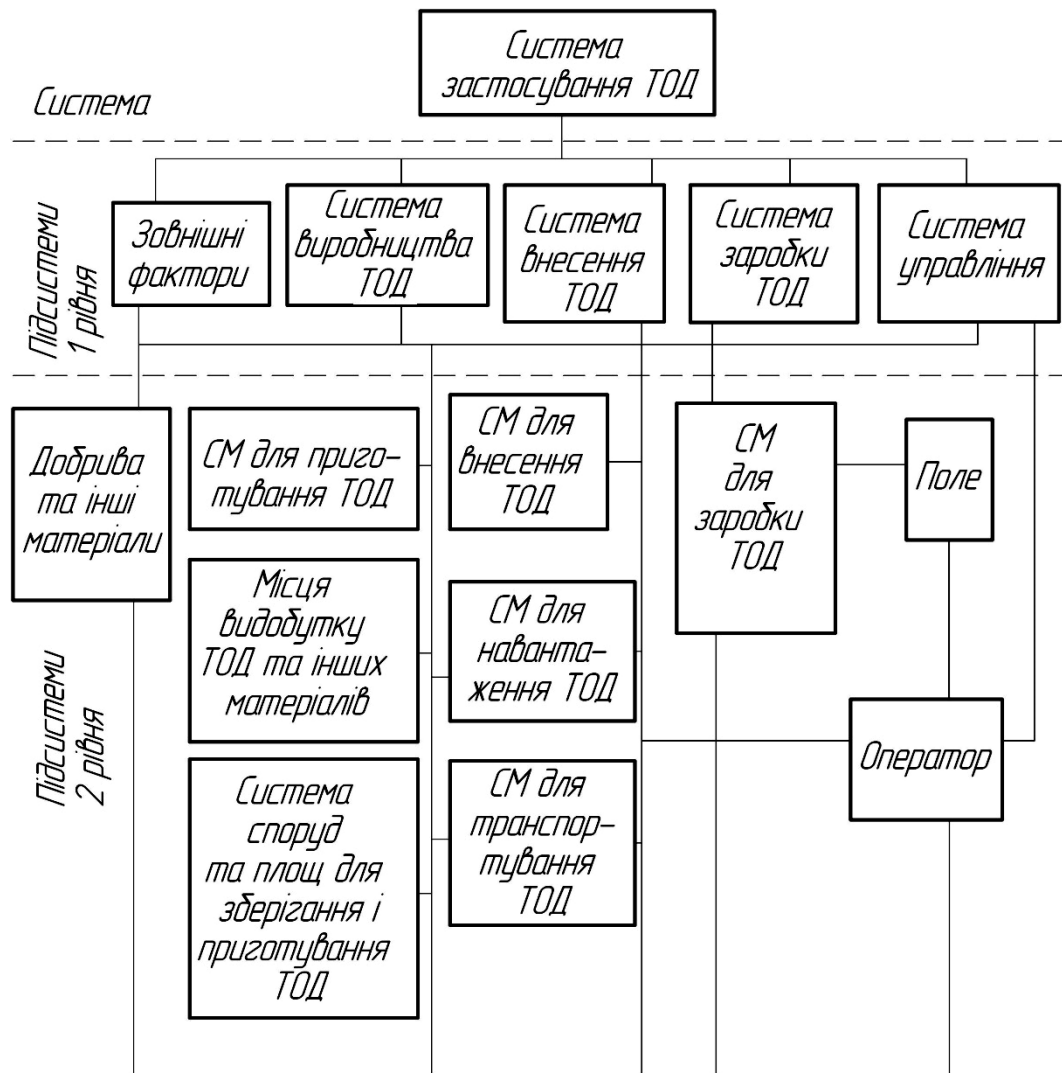


Рис. 1.1. Схема системи застосування ТОД

Навіть високоякісно підготовлені добрива, якщо вони внесені з суттєвими відхиленнями від рівномірності розподілу або неправильною дозою, не забезпечать очікуваного результату.

Технології внесення твердих органічних добрив (ТОД), які застосовуються в сільському господарстві, є добре відомими та достатньо

дослідженими. Серед них: прямоточна, перевантажувальна, перевалочна та двофазна технології [8, 18, 22].

Згідно з агрономічними вимогами [2, с. 15, 37, 61], органічні добрива повинні рівномірно розподілятися по полю та зароблятися в ґрунт не пізніше ніж через 2 години після внесення. Оптимальна температура повітря для внесення ТОД — до  $-5^{\circ}\text{C}$ .

Машини для внесення ТОД мають відповідати таким технологічним вимогам [22, с. 15, 37, 61]:

Нерівномірність розподілу добрив по довжині проходу і ширині захвату агрегату — не більше 25%.

Відхилення фактичної дози від заданої — не більше 10%.

Робоча ширина захвату машини — 5–8 м.

Тиск ходової системи на ґрунт — не більше 150 кПа.

Робоча швидкість МТА — 7–12 км/год.

Доза внесення добрив — 10–80 т/га.

Маса грудок добрив — не менше 70% від усіх добрив повинні мати вагу до 0,2 кг.

У Європі понад 32 компанії займаються виробництвом машин для внесення ТОД, в США — більше 20 [8, 22]. Найчастіше використовуються кузовні причіпні розкидачі з різною вантажопідйомністю. Залежно від неї застосовуються одно-, дво- або тривісні ходові системи. Подаючий робочий орган, встановлений в кузовах таких машин, зазвичай є ланцюгово-планчастим транспортером. Привід робочих органів здійснюється від валу відбору потужності трактора або його гідравлічної системи. Добрива подаються транспортером до розкидальних пристроїв, які їх подрібнюють та рівномірно розподіляють по полю.

Класифікація найбільш поширених машин для суцільного внесення ТОД, що використовуються в Україні, представлена на рис. 1.2.

Аналіз конструкцій машин для внесення твердих органічних добрив показує, що машини з вертикально розташованими барабанами виробляють

багато зарубіжних компаній, таких як Samson AGRO [54] (рис. 1.5), JF (Данія), Jeantil, Rolland (Франція), Annaburger, Strautmman (Німеччина), Massey



Рис. 1.2. Класифікація найбільш поширених машин для суцільного внесення ТОД

Ferguson (Англія), Pöttinger (Австрія), Farmtech (Словаччина) та інші.

У конструкціях вертикальних барабанів як зарубіжних, так і вітчизняних машин, здебільшого використовуються різноманітні лопаті (рис. 1.5, 1.6), які розташовані на барабанах по спіралі. Більшість розкидачів оснащені тарілчастими дисками, що дозволяє значно збільшити ширину захвату машини та підвищити рівномірність розподілу добрив (рис. 1.7).

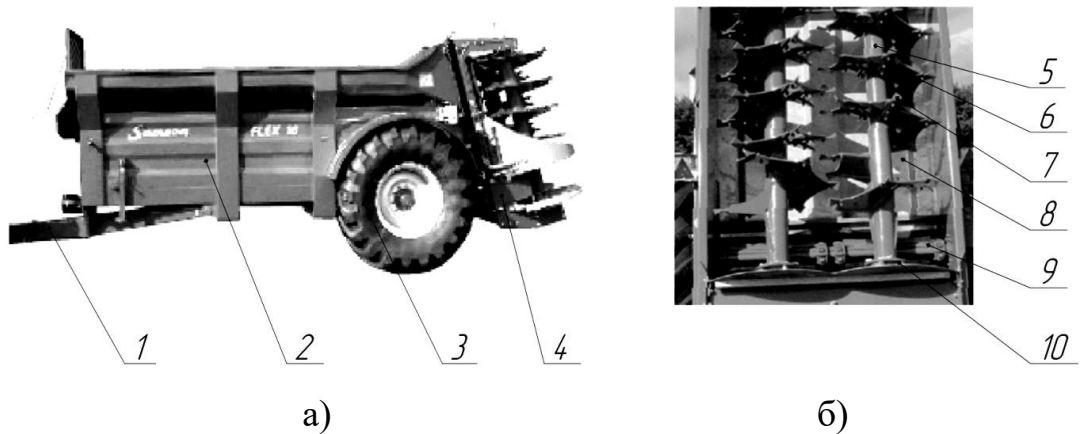


Рис. 1.5. Машина для внесення ТОД Samson Flex16:

вигляд збоку (а) і ззаду (б):

1 – причіпний пристрій; 2 – кузов; 3 – ходова система; 4 – розкидальний пристрій; 5 – циліндр барабана; 6 – лопать; 7 – ніж; 8 – заслінка; 9 – ланцюгово-планчастий транспортер; 10 – тарілчастий розкидальний диск

Вітчизняне підприємство «Ковельсільмаш» також розпочало виробництво машин з вертикально встановленими барабанами, таких як РТД-5, МТО-7, РТД-7, РТД-7А, РТД-9 (рис. 1.6) та РТД-14 [54].

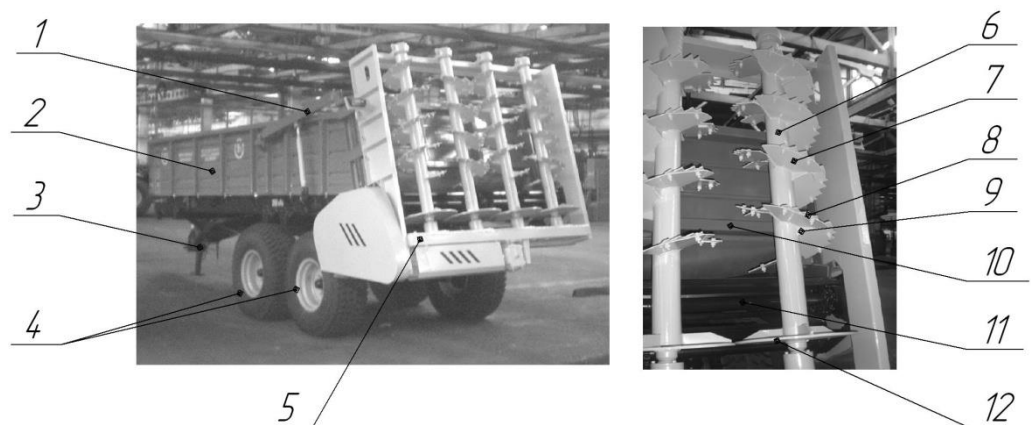


Рис. 1.6. Розкидач твердих органічних добрив РТД-9:

1 – механізм приводу шиберної заслінки; 2 – кузов; 3 – причіпний пристрій; 4 – ходова система; 5 – розкидальний пристрій; 6 – циліндр барабана; 7 – лопать; 8 – зубчаста пластинка з механічним кріпленням; 9 – ребро

жорсткості; 10 – шиберна заслінка; 11 – ланцюгово-планчастий транспортер;  
12 – тарілчастий розкидальний диск з лопатками.

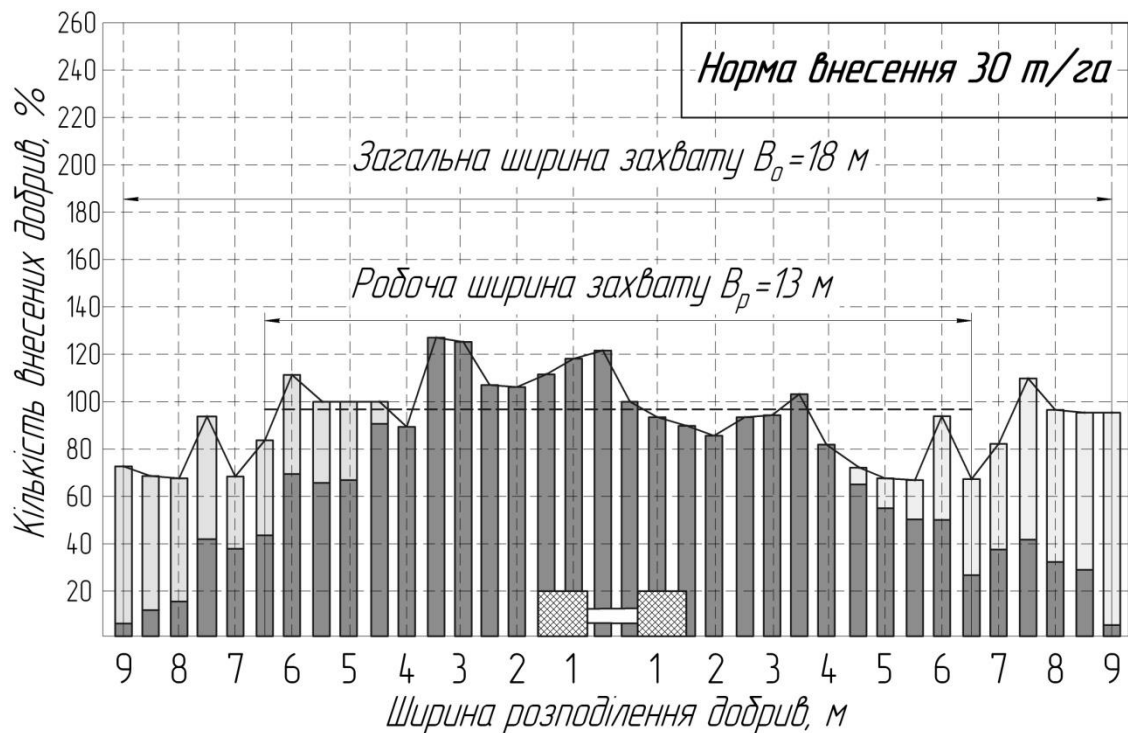


Рис. 1.7. Гістограма розподілення добрив машиною Jeantil EPAN 5

Аналізуючи машини з вертикальними барабанами, слід зазначити, що, попри їх високу якість у забезпеченні технологічного процесу внесення добрив та культуру виробництва, вони мають і певні недоліки: висока енергоємність, значна вантажопідйомність і вартість. Крім того, при використанні неякісно підготовлених добрив їхня надійність знижується.

Вітчизняна техніка для внесення твердих органічних добрив (ТОД) з горизонтальними барабанами представлена такими машинами, як: ПРТ-7, ПРТ-11 (рис. 1.8), ПРТ-16 (ОАО «Бобруйскагромаш», Білорусь, м. Бобруйськ), РОУ-6 (ОАО «Ригасільмаш», Латвія, м. Рига), МТО-3, МТО-4, МТО-7 (ВАТ «Ковельсільмаш», Україна, м. Ковель), МТУ-6 (ОАО «ВНИИКОМЖ», Росія, м. Москва) [40, 41, 42, 43].

Ці машини перевірені часом і характеризуються високою надійністю та ремонтпридатністю, проте не завжди забезпечують належну якість внесення

добрив. Основна проблема машин з горизонтальними барабанами полягає у високій нерівномірності розподілу добрив по полю. Це пов'язано, перш за все, з конструкцією розкидального пристрою, яка практично не змінювалася протягом десятиліть.



Рис. 1.8. Розкидач ГОД ПРТ-11:

1 – трактор; 2 – причіпний пристрій; 3 – кузов; 4 – ходова частина;  
5 – захисний щиток механізмів налагодження розкидача на норму внесення;  
6 – ланцюгово-планчастий транспортер; 7 – труба-стяжка кузова; 8 – розкидальний барабан; 9 – подрібнювальний барабан

Зокрема, у серійних вітчизняних машинах нижній подрібнювальний барабан виконаний у вигляді лопатевого барабана. Через зазори між ним і планками транспортера, а також між барабанами, значна частина добрив виноситься, збільшуючи дозу внесення по ширині кузова машини [40, с. 35-40]. У конструкції верхніх розкидальних барабанів використовуються шнеки, недоліки яких також давно відомі.

Як наслідок, якість внесення добрив машинами РОУ-6, МТО-7, ПРТ-7 і ПРТ-11 мало відрізняється від їх попередників, таких як ПТУ-3,5, 1-ПТУ-4,0, КСО-9 та інші. Серійні розкидальні пристрої цих машин формують на ширині захвату двовершинну епюру розподілу добрив із нерівномірністю внесення, що перевищує 80% (рис. 1.9).

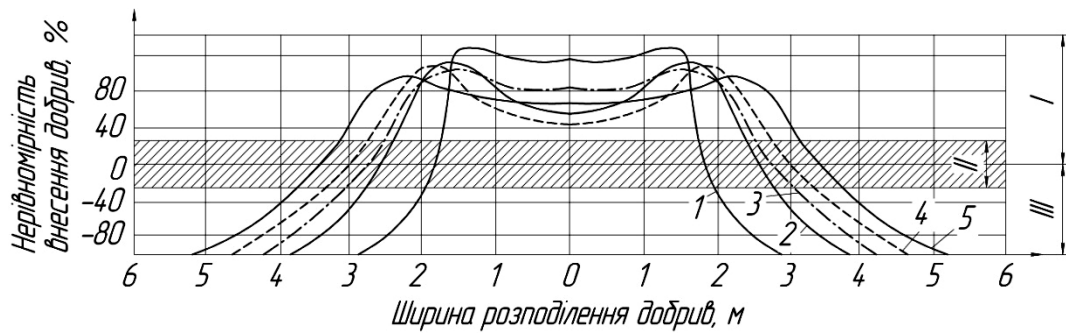


Рис. 1.9. Графіки нерівномірності внесення добрив для машин з горизонтальним розташуванням барабанів:

1) РПТМ-2,0А; 2) 1-ПТУ-3,5; 3) 1-ПТУ-4,0; 4) ПРС-6; 5) КСО-9.[14]

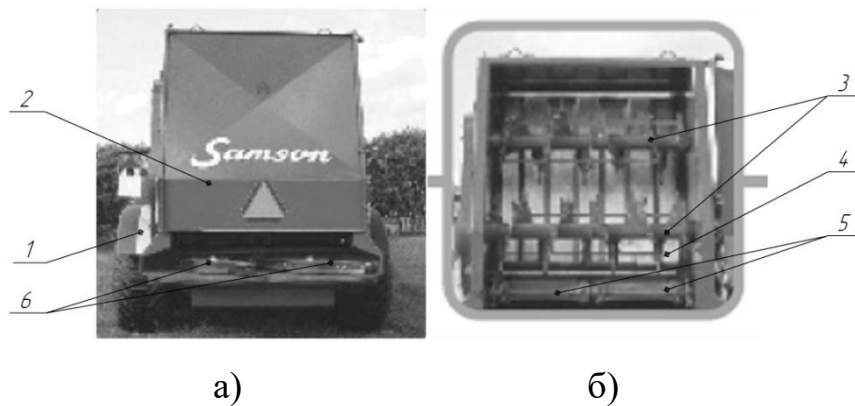


Рис. 1.10. Розкидач Samson Flex 24: вигляд ззаду (а); вигляд ззаду без кожуха (б):

1 – кузов з ходовою частиною; 2 – кожух; 3 – горизонтальні подрібнювальні барабани; 4 – шиберна заслінка; 5 – транспортер; 6 – відцентрові розкидальні диски з лопатками.

Ірландська компанія Hi-Spec Engineering у конструкції розкидача XCEL 1250 (рис. 1.11) використовує горизонтальний барабан 4 з ланцюгами, на яких закріплені молотки, для подрібнення добрив, що подаються транспортером. Подрібнені добрива розподіляються за допомогою двох відцентрових тарілчастих розкидальних дисків з лопатками 6. Розкидачі – платформи (рис. 1.12) мають кузов 1, що опускається для завантаження при використанні даних машин в технологічних процесах внесення добрив за перевантажувальною технологією.

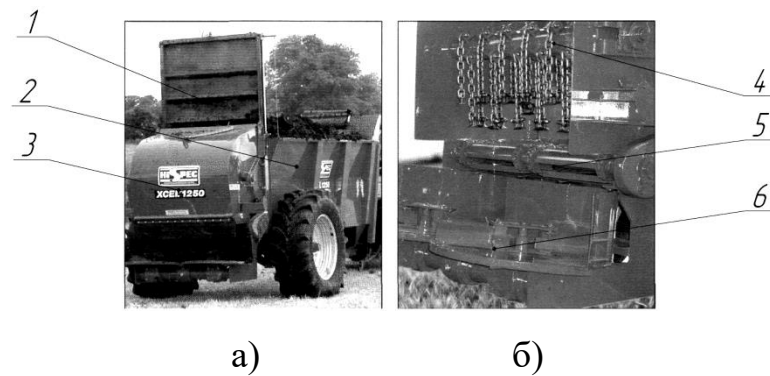


Рис. 1.11. Розкидач XCEL 1250: вигляд збоку (а) та робочі органи (б):  
 1 – шиберна заслінка; 2 – кузов з ходовою частиною; 3 – кожух; 4 – горизонтальний молотковий барабан; 5 – транспортер; 6 – тарілчастий розкидальний диск.

Розкидачі – платформи (рис. 1.12) мають кузов 1, що опускається для завантаження при використанні даних машин в технологічних процесах внесення добрив за перевантажувальною технологією.

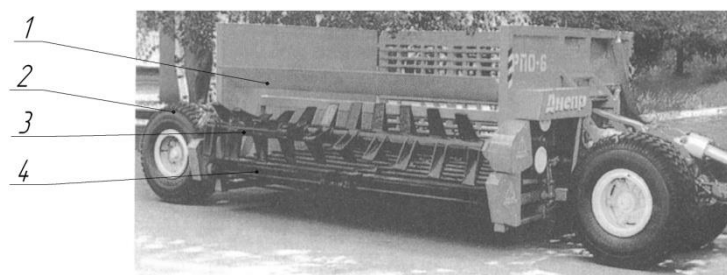


Рис. 1.12. Розкидач РПО-6:

1 – кузов; 2 – ходова частина; 3 – розкидальний барабан; 4 – транспортер.

Особливістю конструкції цих машин є бокова подача добрив транспортером 4 і один розкидальний лопатевий барабан 3, встановлений по всій довжині борту (рис. 1.12). Розкидачі добрив із куп застосовуються в технологічних процесах внесення добрив за двофазною технологією та можуть бути обладнані валкоутворювальними пристроями 1 (рис. 1.13) або працювати без них. Норма внесення добрив у таких машинах визначається масою добрив у купах і відстанню між ними [42, 56, 62].

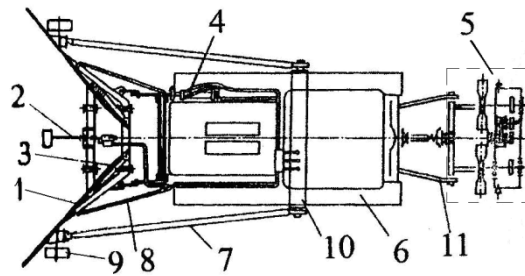


Рис. 1.13. Схема розкидача-валкоутворювача типу РУН–15Б:

1 – валкоутворювач; 2 – штовхач; 3 – заслінки; 4 – механізм передньої начіпки; 5 – роторний розкидальний пристрій; 6 – трактор; 7 – штанга; 8 – тяга; 9 – опорні котки; 10 – поперечна балка; 11 – начіпний пристрій.

З таблиці 1.2 видно, що для дотримання технологічних вимог необхідно перекивати суміжні проходи: для машин з горизонтальними та боковими барабанами — на 2,0–3,0 м, для машин з вертикальними барабанами — на 2,0–9,5 м, а для розкидачів із куп — на 25 м. Дослідження В.В. Висовня [10, с.12] показали, що на одну тону добрив, внесених з перекиттям, рівним половині загальної ширини захвату, витрачається втричі більше роботи, ніж при внесенні без перекиття.

Науковці визначають раціональні та оптимальні значення ширини захвату на основі економічних критеріїв. Так, Я.Г. Озол встановив, що для зменшення витрат на процес внесення ТОД оптимальна ширина захвату розкидачів з вантажопідйомністю до 10 т має бути 4–8 м. Для перевалочної технології оптимальною є вантажопідйомність розкидачів 3–4 т [47, с.22].

Д.В. Федотенков виявив, що машини РОУ-6 забезпечують необхідну якість внесення ТОД лише при робочій ширині захвату 4–4,5 м. При збільшенні ширини до 6 і 8 м нерівномірність внесення добрив зростає до 60% і 74% відповідно [55, с.43]. Для машин, що використовуються в прямоочній технології внесення добрив, М.М. Марченко та В.В. Воропаєв встановили, що оптимальна ширина захвату для машин вантажопідйомністю 2 т становить 6 м, 4 т — 8 м, 6 т — 9 м, 12 т — 15 м [8].

Характеристики розглянутих вище машин представлено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2

### Характеристики машин для внесення ТОД

Марка машини	Ширина внесення добрив, м		Перекриття, м	Потужність на привід, кВт	Нерівномірність на загальній ширині, %	Нерівномірність на робочій ширині, %
	Загальна	Робоча				
<b>Машини з горизонтальним розташуванням барабанів</b>						
РОУ-6	8,5	6,5	2,0	11...17,5	51,4	24,1
ПРТ-10	8,0	6,0	2,0	18,4...33	78,4	26,1
ПРТ-16	9,0	6,0	3,0	32...51,5	91,4	32,4
МТО-7	8,0	6,0	2,0	14,5	35,2	20,1
<b>Машини з вертикальним розташуванням барабанів</b>						
МТО-7	9,0	7,0	2,0			<25
РТД-14	9,0	7,0	2,0	63,7		20,2
Jeantil EPAN 5	18,0	13,0	5,0			16,0
Fliegl ASW-258	20,0	10,5	9,5			23,0
<b>Машини з боковим розташуванням барабанів</b>						
РПН-4	11,0	8,0	3,0	38,0	55,30	24,6
<b>Машини для розкидання добрив з куп</b>						
РУН-Ф-15В	50,0	25,0	25,0	121,2		35,0

Для машин, що використовуються в прямоточній технології внесення добрив, М.М. Марченко та В.В. Воропаєв встановили, що оптимальна ширина захвату для машин вантажопідйомністю 2 т становить 6 м, 4 т — 8 м, 6 т — 9 м, 12 т — 15 м [8]. При цьому збільшення швидкості понад 8 км/год зменшує

ширину захвату на 0,5 м для машин вантажопідйомністю 2 і 4 т, і на 1 м для машин вантажопідйомністю 6 і 12 т.

Отже, для дотримання технологічних вимог швидкості руху (7–12 км/год) оптимальна ширина захвату машин становить: 2 т — 5,5 м, 4 т — 7,5 м, 6 т — 8 м, 12 т — 14 м. Дослідження М.М. Марченка показали, що збільшення робочої ширини захвату для машин великої вантажопідйомності з 5–6 м до 8–10 м є економічно вигідним завдяки зниженню витрат на паливо та зменшенню ущільнення ґрунту колесами трактора.

Таким чином, згідно з дослідженнями ВІМ, для розкидачів ТОД вантажопідйомністю до 6 т оптимальна робоча ширина захвату становить 6–8 м. Я.Г. Озол вважає, що доцільно розробити механізм зі змінною шириною захвату, який би дозволяв налаштовувати робочу ширину відповідно до умов роботи [47, с.32].

Оскільки кількість органічних добрив обмежена, виникає необхідність удосконалення робочих органів машин для внесення ТОД, що забезпечить максимально рівномірний розподіл добрив по ширині захвату, зменшить необхідність перекриття проходів і забезпечить робочу ширину захвату 6–8 м для машин вантажопідйомністю 4–6 т.

Аналіз конструкцій розкидальних робочих органів для поверхневого внесення твердих органічних добрив показує, що вони зазвичай виконуються у вигляді барабанів з горизонтальними (рис. 1.3) або вертикальними (рис. 1.4) осями обертання. Барабани можуть розташовуватися по обидва боки причепа, мати різну кількість барабанів і оснащуватися додатковими відцентровими тарілчастими дисками з лопатями [1,11,15,28,37].

Шнекові барабани (рис. 1.3, 1.4, а) не забезпечують належної якості подрібнення та розподілу добрив, оскільки шнек виконує функцію транспортера, стискаючи добрива та розподіляючи їх трохи ширше кузова.

Лопатеві барабани (рис. 1.3, 1.4, б) дозволяють збільшити ширину внесення добрив і підвищити рівномірність їх розподілу завдяки різноманітним конструкціям лопатей і способам їх кріплення. Комбіноване використання лопатей на шнекових барабанах (рис. 1.3, 1.4, в) покращує якість подрібнення добрив.

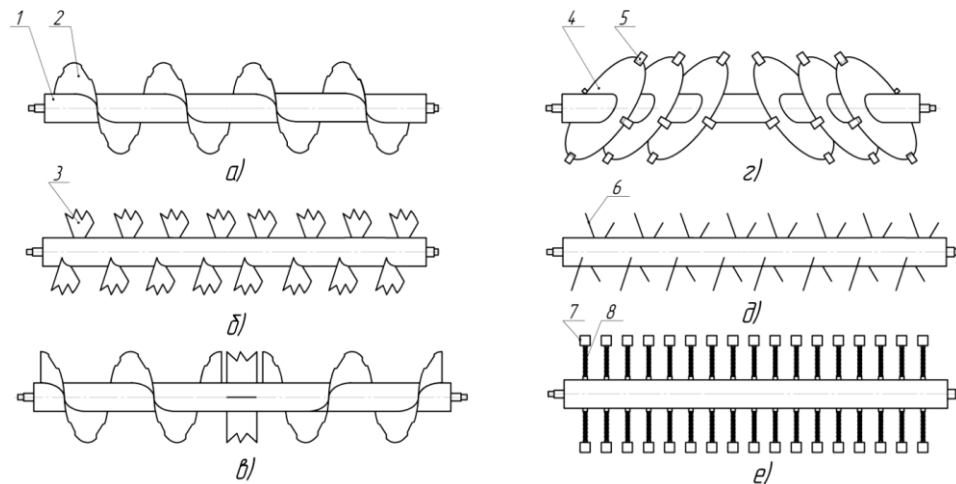


Рис. 1.14. Горизонтальні барабани: шнековий (а), лопатевий (б), комбінований (в), дисковий (г), зубовий (д), молотковий (е):

1 – труба з цапфами; 2 – шнек; 3 – лопать; 4 – диск; 5 – ніж; 6 – зуб; 7 – молоток; 8 – ланцюг.

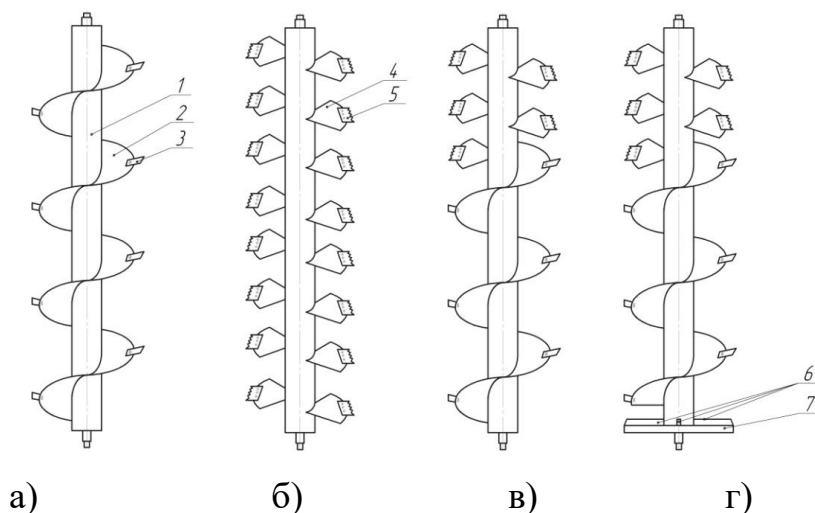


Рис. 1.15. Вертикальні барабани: шнековий (а), лопатевий (б), комбінований (в) та оснащений тарілчастим диском з лопатками (г):

1 – труба з цапфами; 2 – шнек; 3 – ніж; 4 – лопать; 5 – зубчаста пластина; 6 – лопатка тарілчастого диску; 7 – тарілчастий диск.

Дискові зубчасті розкидачі (рис. 1.3, в) є менш енергоємними, але не забезпечують необхідної рівномірності внесення добрив. Це зумовлено тим, що диски розташовані під кутом вправо і вліво від поздовжньої осі агрегату, що призводить до двовершинного розподілу добрив, і відсутність добрив по ширині кузова неможливо компенсувати за рахунок перекриття [56, с. 10].

Зубчасті та молоткові барабани (рис. 1.3, д, є) добре подрібнюють різні види добрив, але ширина їх розподілу зазвичай обмежена шириною кузова. Для збільшення ширини розподілу добрив використовуються відцентрові тарілчасті диски 7 з лопатками 6 (рис. 1.4, г).

З розглянутих конструкцій найбільш доцільним для забезпечення рівномірного розподілу добрив і достатньої ширини захвату є використання лопатевих барабанів. Зміна кута встановлення лопатей та частоти обертання барабана дозволяє регулювати ширину захвату, що підвищує ефективність машини.

Аналіз досліджень і публікацій щодо розкидальних пристроїв кузовних машин для поверхневого внесення твердих органічних добрив дозволив запропонувати розкидальний пристрій, який перевершує відомі аналоги за якістю подрібнення і продуктивністю [11, 26].

Машина з таким пристроєм складається з кузова 1 (рис. 1, а, б), транспортера 2, розкидального пристрою, ходової частини 3 (рис. 1, а), рами та причіпного пристрою 12. Розкидальний пристрій має два верхні 4 і два нижні 6 подрібнювально-розкидні барабани, встановлені горизонтально під кутом  $45^\circ$  до напрямку руху машини (рис. 1, б). Вісь верхнього барабана зміщена вперед щодо осі нижнього на 0,6 діаметра барабана. Верхні подрібнювально-розкидні барабани закріплені на важелях 8 (рис. 1, а), які шарнірно приєднані до стійок 9 і можуть змінювати положення за допомогою гідроциліндрів 10. Положення верхнього барабана фіксується пружинами 11.

Транспортер поєднаний із подрібнювальними барабанами за допомогою напрямної пластини 13, встановленої під кутом, більшим за кут тертя ковзання органічних добрив. Барабани мають конічне закінчення 14 (рис. 1, б). Зуби

барабанів 5, 7 (рис. 1, в) закріплені на маточинах 15. Передача крутного моменту від верхнього до нижнього барабана здійснюється за допомогою шестерень 16 і 17. Зуби 5, 7 є змінними і кріпляться на маточини за допомогою різьбових наконечників 18. Маточини змонтовані на шестигранних валах 19, що забезпечує фіксацію зубів у потрібному положенні та необхідне подрібнення добрив. Привід верхніх барабанів здійснюється від гідромоторів. Процес роботи машини для внесення твердих органічних добрив із запропонованим розкидальним пристроєм відбувається так: під час руху агрегату по полю транспортер 2 (рис. 1, а, б), приводжений у дію від валу відбору потужності трактора, подає добрива до прямої пластини 13. Добрива переміщуються до розкидального пристрою, де подрібнювально-розкидні барабани 4 і 6, обертаючись, захоплюють добрива зубами 5 і 7 (рис. 1, в), подрібнюють їх і рівномірно розкидають по поверхні поля.

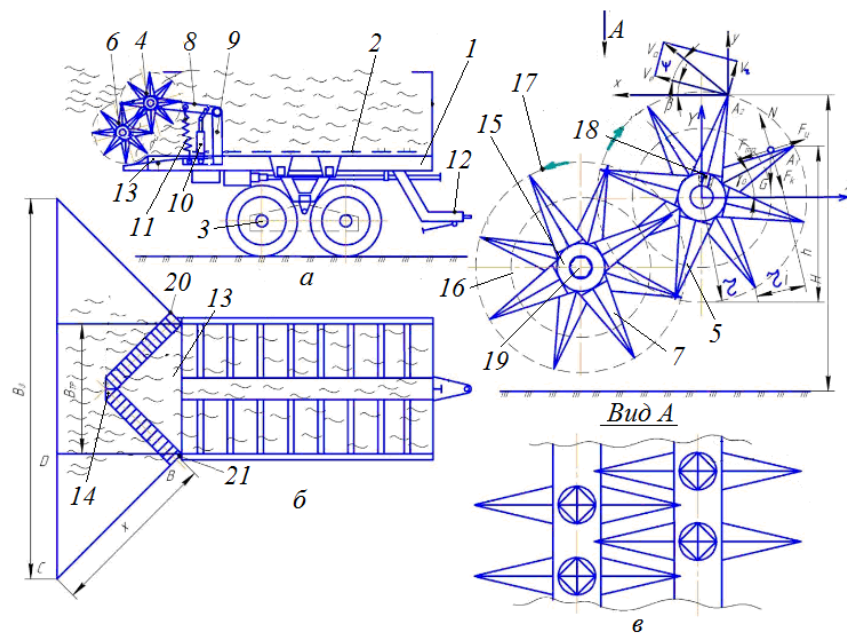


Рис.1.16. Машина для внесення твердих органічних добрив:

а і б - функціональна схема; в - схема розкидного пристрою; 1-кузов; 2-транспортер; 3-ходова частина; 4-верхні подрібнювально-розкидні барабани; 5 і 7-змінні зуби; 6-нижні подрібнювально-розкидні барабани; 8-важіль; 9-стійка; 10-гідроциліндр; 11-пружина; 12 -причіпний пристрій; 13-напрямна пластина; 14-конічна частина барабана; 15-маточина; 16 і 17-шестерня; 18-різьбовий наконечник; 19 –вал барабана; 20 і 21-гідромотор

Процес роботи машини для внесення твердих органічних добрив із запропонованим розкидальним пристроєм відбувається так: під час руху агрегату по полю транспортер 2 (рис. 1, а, б), приводжений у дію від валу відбору потужності трактора, подає добрива до напрямної пластини 13. Добрива переміщуються до розкидального пристрою, де подрібнювально-розкидні барабани 4 і 6, обертаючись, захоплюють добрива зубами 5 і 7 (рис. 1, в), подрібнюють їх і рівномірно розкидають по поверхні поля. Конічна частина 14 (рис. 1, б) барабанів 4 і 6 забезпечує розкидання добрив у центральній частині агрегату [26, с. 23].

Робочий процес машини кузовного типу для внесення твердих органічних добрив проходить у три етапи: подача добрив транспортером до подрібнювально-розкидних барабанів, переміщення частинок добрив по зубах барабанів, та вільний політ частинок під дією кінетичної енергії і сили тяжіння. Переміщення частинок добрив розпочинається з моменту, коли зуби 5 і 7 (рис. 1, в) виходять із маси добрив. Це відбувається при повороті зубів 5 верхнього барабана на кут  $\gamma$  і характеризується рухом частинок вздовж зубів. У цьому випадку на частинку масою  $m$  діє сила тяжіння  $G = mg$  (рис. 1, в), відцентрова сила  $F_{\text{ц}} = m\omega^2 r_i$ , Коріолісова сила  $F_k = 2m\omega v_i$  та сила тертя по зубах  $F_{\text{мп}} = f(mg \cos \alpha t + 2m\omega v_i)$ .

Можливість руху частинки по зубах в першому квадранті  $\gamma \leq \frac{\pi}{2}$   $\gamma$ :

$$m\omega^2 r_i = mg \sin \gamma \geq F_{\text{мп}} = f(mg \cos \gamma + 2m\omega v_r) \quad (1.1)$$

Звідси відносна швидкість частинки вздовж зубів  $V_r = v_i$ , а кінцеве значення  $r_i = r$ .

Дальність розкидання добрив визначається абсолютною швидкістю частинок в момент їх сходу із зубів. Абсолютна швидкість їх  $V_a$  дорівнює геометричній сумі швидкості, що переміщує  $V_e = \omega r$  і відносній швидкості  $V_r$

вздовж лопаті.

$$V_a = \overline{\omega r} + \overline{Vr} \quad (1.2)$$

$$\gamma_0 + \omega r < 90^\circ \quad (1.3)$$

Експериментально встановлено, що  $V_r$  значно менше  $V_e$  і не завдає суттєвого впливу на швидкість  $V_a$ , тому для спрощення розрахунків можна прийняти, що  $V_a \approx V_e$ . Для збільшення дальності польоту частинки добрив повинні злітати з зубів в першому квадраті; [26 с.43]

Це залежить від товщини  $h$  шару добрив. Зі збільшенням  $h$ , збільшується кут  $\gamma_0$ , при якому добрива починають сходити з зубів в процесі повороту їх на кут  $\approx \omega t$ , якому відповідає дуга  $A_1A_2$ . Вільний політ частинок добрив, кинутих з швидкістю  $V_a \approx V_e = \omega r$  під кутом  $\beta$  до горизонту, де  $\beta = 90^\circ - \gamma_0 - \omega t$  без врахування опору повітря, описується рівнянням: [26]

$$X = V_a \cdot t \cos \beta; \quad Y = V_a t \sin \beta - gt^2 / 2 \quad (1.4)$$

Оскільки початок координат розміщено в точці  $A_2$  на висоті  $H$  над поверхнею поля, то в момент падіння частинки на її поверхню, координата частинки  $Y = -H$ , значить час польоту  $t_n$  визначиться із умови: [26 с.34]

$$-H = V_a t_n \sin \beta - gt_n^2 / 2 \text{ або}$$

$$t_n = \frac{V_a \sin \beta + \sqrt{V_a^2 \sin^2 \beta + 2gH}}{g} \quad (1.5)$$

У виразі 5 приймають значення кореня зі знаком «+», оскільки час не може бути негативним.

При підстановці значень  $t_n$  в рівняння 5 отримуємо відстань польоту частинки

$$x = \frac{V_a^2 \sin 2\beta}{2g} + \frac{V_a \cos \beta \sqrt{V_a^2 \sin^2 \beta + 2gH}}{g} \quad (1.6)$$

Ширина захвату агрегату залежить від відстані польоту частинок добрив  $x$ . З прямокутного трикутника  $BCD$  (рис. 1, б), гіпотенуза  $CD$  якого  $x$  є величиною дальності польоту, а катет  $CB$  величина збільшення ширини захвату. За теоремою Піфагора[26]

$$BC^2 = CD^2 + BD^2 /$$

Ширина захвату  $B_3$  у цьому випадку буде дорівнювати

$$B_3 = 2CD + B_{mp} ,$$

де  $B_{mp}$  - ширина транспортера

У цьому випадку

$$B_3 = \sqrt{\frac{V_a^2 \sin 2\beta}{2g} + \frac{V_a \cos \beta \sqrt{V_a^2 \sin^2 \beta + 2gH}}{g}} + B_{mp} \quad (1.7)$$

### **1.3 Аналіз результатів теоретичних досліджень машин кузовного типу для внесення твердих органічних добрив.**

Дослідженнями машин для внесення твердих органічних добрив (ТОД) та їх розкидальних органів займалися такі вчені, як В.В. Воропаєв [12, с.13], Г.П. Варламов [8], Б.Л. Сахаров, С.Н. Нікулін [45], М.К. Лінник [38], М.М. Марченко [13], С.Д. Сметнев, Г.І. Лічман [39, с.22], І.Т. Внуков [11], В.І. Якубаускас [61, с.20], А.С. О.І. Анікєєв [11], О.Д. Лашук [36], В.В. Висовень [10], Г.А. Голуб [20], О.В. Туликова [55] та інші.

Дослідженнями машин для приготування твердих органічних добрив (ТОД) займалися такі вчені, як М.К. Лінник, В.В. Висовень [10], Г.А. Голуб [20], В.Ф. Дідух [27], М.В. Спевак [52], М.С. Колдін [35], Є.Є. Дьомін [30] та інші. Встановлені ними закономірності можуть бути використані для проектування машин для внесення ТОД, оскільки робочі органи цих машин мають схожі конструкції — лопаті, шнеки, диски та їх комбінації.

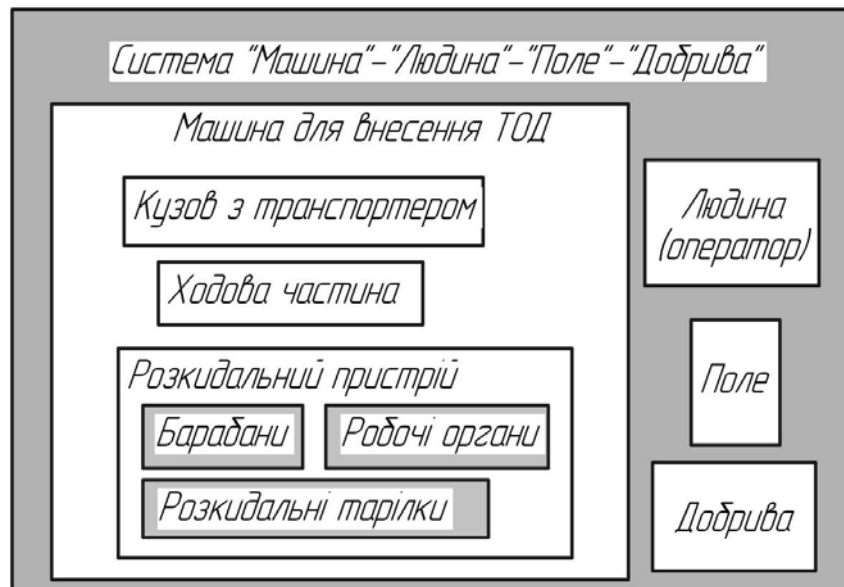


Рис. 1.17. Система «машина»-«людина»-«поле»-«добрива»

Аналізуючи систему застосування ТОД (рис. 1.1), розглянемо систему «машина» – «людина» – «поле» – «добрива» (рис. 1.14), яка безпосередньо впливає на якість внесення ТОД і представляє значний науковий інтерес. Відомі моделі, що використовуються науковцями для дослідження підсистем системи «машина» – «добрива» – «поле», наведено в табл. 1.3.

На основі даних таблиці 1.3, використовуючи кожну підсистему, можна представити послідовність робочого процесу машини для внесення твердих органічних добрив (ТОД) у вигляді структурної схеми (рис. 1.15). Ця схема відображає взаємодію підсистем, які забезпечують ефективну роботу машини для внесення ТОД.



Рис. 1.18. Послідовність робочого процесу машини для внесення ТОД

Для вирішення задач моделювання органічних добрив та дослідження їх взаємодії з робочими органами (РО) використовуються методи, що базуються на моделях матеріальної точки [9], основних положеннях реології [17], механіці суцільного [20] і дискретного [45] середовищ, а також експериментальних дослідженнях.

Таблиця 1.3

**Моделювання підсистем системи «машина»-«добрива»-«поле»**

Підсистема	Модель	Задача, що вирішується
Добрива	Органічних добрив	Отримання моделі ТОД для моделювання інших підсистем
Добрива – кузов машини з транспортером	Подачі добрив до розкидального пристрою	Обґрунтування раціональних параметрів кузова машини і транспортера
Добрива – РО	Взаємодії добрив з РО	Обґрунтування раціональних параметрів РО
Добрива – поле	Польоту і розподілення добрив	Визначення ширини захвату, гістограми розподілення добрив, обґрунтування раціональних параметрів машини

Г.В. Базунов досліджував подачу твердих органічних добрив (ТОД) ланцюгово-планчастим транспортером [5, с. 25-45]. Основою теоретичних досліджень були теорія сипучих середовищ, теорія ґрунтів і зв'язних матеріалів. Для розрахунку продуктивності транспортера вчений запропонував використовувати таку залежність:

$$Q = 3600 B_e \dot{I}_{\text{сдд}} \rho v_{\delta} k_u, \quad (1.8)$$

де  $Q$  – продуктивність транспортера, кг/год;

$\dot{I}_{\text{сдд}}$  – висота поперечного перерізу добрив, що подається, м;

$B_k$  – ширина кузова, м;

$\rho$  – об’ємна маса матеріалу, кг/м<sup>3</sup>;

$v_t$  – швидкість руху транспортера, м/с;

$k_u$  – коефіцієнт використання об’єму кузова, відн. од.

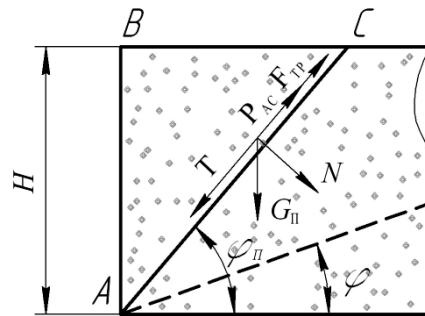


Рис. 1.19. Схема дії сил при осипанні добрив під кутом природного укосу

М.М. Марченко та А.Є. Шебалкін встановили, що під час подачі добрив транспортером у передній частині кузова машини відбувається їх осипання під кутом природного укосу [39] (рис. 1.16). Вченими була запропонована наступна залежність для визначення висоти призми осипання добрив:

$$\dot{I} = \frac{4c}{\rho g \sin 2\varphi_i (1 - \text{ctg}\varphi_i \text{tg}\varphi)}, \quad (1.9)$$

де  $H$  – висота призми осипання добрив, м;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$c$  – питома сила зчеплення в шарах добрив, Н/м<sup>2</sup>;

$\varphi_{II}$  – кут природного укосу, град;

$\varphi$  – кут внутрішнього тертя, град.

Аналіз рівняння (1.2) дозволив встановити умову, за якої воно має фізичний зміст (висота призми обвалення набуває додатних значень):

$$\varphi_{II} > \varphi. \quad (1.10)$$

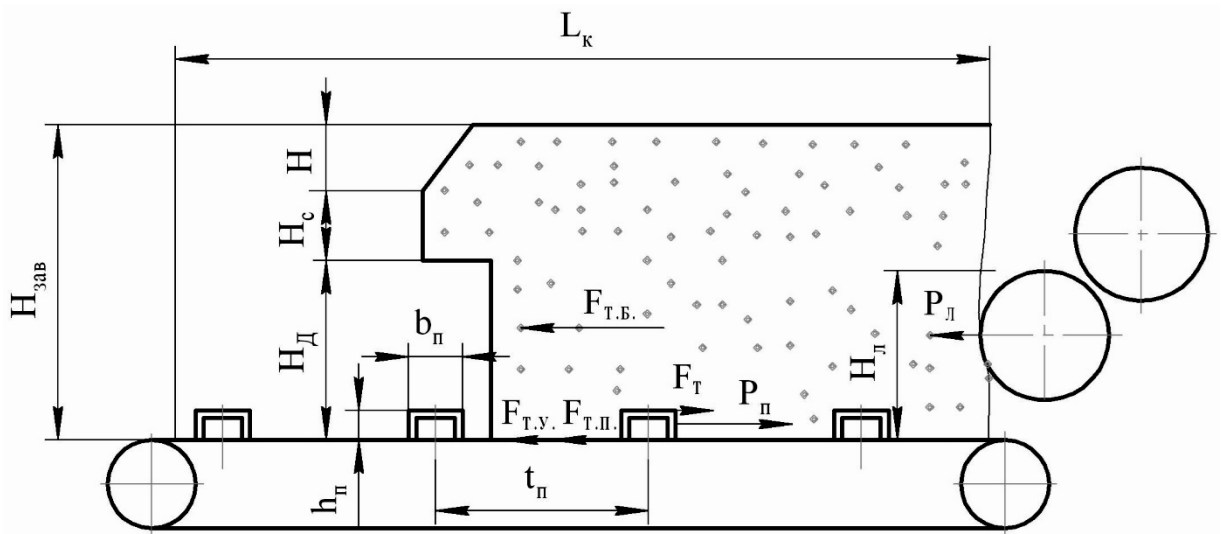
При цьому нерівність (1.3) завжди забезпечується для зв’язних насипних вантажів у статичному положенні. Проте, у процесі руху, значення кута природного укосу зменшується, тому умова (1.3) не буде забезпечуватися. При цьому кут між площиною AC і горизонтальною площиною (рис. 1.16)

буде кутом куту зсуву у русі, значення якого буде більше кута природного укоосу добрив [74].

Для дослідження руху добрив у кузові під дією планок транспортера М.М. Марченко розглядає силу тертя шару добрив висотою  $H_c$  по бортах кузова, яка сповільнює їх рух [39]. Протидіють цій силі і утримують добрива від проковзування сили їх зчеплення і внутрішнього тертя:

$$F_{т.б.} = F_{зч.} + F_{в.т.}, \quad (1.11)$$

де  $F_{т.б.}$  – сила тертя добрив по бортах кузова, Н;



$F_{зч.}$  – сила зчеплення добрив в шарах, Н;

$F_{в.т.}$  – сила внутрішнього тертя між шарами добрив, Н.

Рис. 1.20. Схема подачі добрив планками транспортера

Для розрахунку сили тертя добрив по бортах кузова науковці пропонують дещо різні залежності. Зокрема, М.М. Марченко [39] та П.М. Заїка [32] рекомендують використовувати наступні рівняння (1.5, 1.6):

$$F_{т.б.} = \rho g B_k H_c L_k f_l m_p; \quad (1.12)$$

$$F_{т.б.} = \rho g B_k H_d L_k f_l m_p, \quad (1.13)$$

де  $L_k$  – довжина кузова машини, м;

$H_d$  – висота добрив, що подається без обвалення, м;

$H_c$  – висота верхнього шару добрив, що обвалюється, м;

$\dot{I}_\varepsilon$  – висота кузова, м;

$f_1$  – коефіцієнт зовнішнього тертя добрив, відн. од.;

$m_p$  – коефіцієнт рухомості (мінімальне значення коефіцієнта бокового тиску), відн. од.

М.К. Лінник та П.В. Сисолін [38 с 35] пропонують рівняння (1.7), а Г.А. Голуб [20] – рівняння (1.8):

$$F_{\text{т.б.}} = \rho g B_k H_k L_k m_p f_1; \quad (1.14)$$

$$F_{\text{т.б.}} = \rho g B_k H_{\text{зав}} \gamma_3 m_p f_1 (L_k - v_t t) = \rho g B_k H_k m_p f_1 (L_k - v_t t), \quad (1.15)$$

де  $\gamma_3$  – коефіцієнт, що враховує співвідношення висоти кузова до висоти завантажених добрив, відн. од.;

$t$  – час роботи транспортера, с.

Таким чином, невизначеність у виборі рівняння для визначення сили тертя добрив по бортах кузова потребує уточнення і встановлення єдиної залежності для її розрахунку.

Використовуючи (1.5), науковці [39] записали умову граничної рівноваги добрив (1.4) у наступному вигляді:

$$\rho g B_k H_c L_k f_1 m_p = c L_k B_k + f \rho g B_k H_c L_k, \quad (1.16)$$

де  $f$  – коефіцієнт внутрішнього тертя добрив, відн. од.

Висоту верхнього шару добрив, що обвалюється, визначають з (1.10):

$$H_c = \frac{c}{\rho g (f_1 m_p - f)}. \quad (1.17)$$

Проаналізувавши залежність (1.10) з використанням відомих значень фізико-механічних властивостей твердих органічних добрив (ТОД) і враховуючи, що коефіцієнт внутрішнього тертя для зв'язних ТОД завжди перевищує коефіцієнт зовнішнього тертя, отримуємо умову (1.11), яка забезпечує фізичний зміст рівняння (1.10), тобто додатну висоту шару добрив.

$$m_p > f/f_1 \approx 1,01..1,20. \quad (1.18)$$

Однак забезпечити умову (1.11) неможливо, оскільки коефіцієнт рухомості завжди менший за одиницю і для найбільш зв'язних матеріалів наближається до нуля. Так, П.В. Сисолін пропонує значення  $m_p = 0,031 \dots 0,49$  [14], Г.А. Го-луб –  $m_p = 0,070 \dots 0,074$  [4], а Г.В. Баунов –  $m_\delta \approx 0,2$  [5].

При дослідженні процесів взаємодії робочих органів (РО) з добривами науковці здебільшого застосовують теорію руху матеріальної точки по радіальній лопатці. Вони визначають значення швидкості та положення частинки добрив у момент її сходу з лопатки, а також досліджують траєкторію її польоту в повітряному середовищі.

Вагомий внесок у розробку теорії руху частинок по різних ротаційним поверхням зробив видатний вчений у галузі механізації землеробства, академік П.М. Василенко [9]. Запропонована ним модель руху матеріальної точки по радіальній лопатці, що обертається навколо горизонтальної осі (1.12), широко використовувалася багатьма дослідниками при створенні машин для приготування і внесення органічних добрив [3, 5, 92, 14].

$$\xi'' + 2f\omega\xi' - \omega^2\xi = A\sin\omega t + B\cos\omega t + r_0\omega^2 D = 0, \quad (1.19)$$

де  $\xi''$ ,  $\xi'$ ,  $\xi$  – відповідно прискорення, швидкість та переміщення частинки у її відносному русі вздовж лопатки, що обертається навколо горизонтальної осі;

$$A = g \sin(\psi_0 - \varphi_1) / \cos \varphi_1; \quad B = g \cos(\psi_0 - \varphi_1) / \cos \varphi_1;$$

$$D = \cos(\psi_0 - \varphi_1) / \cos \varphi_1;$$

$\varphi_1$  – кут зовнішнього тертя, град;

$\psi_0$  – кут між векторами відносної швидкості та відцентрової сили інерції, град;

$\omega$  – кутова швидкість обертання лопатки, рад/с;

$r_0$  – початковий радіус розташування частинки на лопатці, м.

Академіком було обґрунтовано умову сходження частинки з лопаті:

$$mg \sin \alpha_{\bar{n}} + mr\omega^2 \geq f(2m\omega r' + mg \cos \alpha_{\bar{n}}), \quad (1.20)$$

де  $\alpha_{\bar{n}}$  – кут сходження частинки, град;

$r$  – радіус розташування точки на лопатці, м;

$2m\omega r'$  – сила Кориоліса, Н, де  $r' = \xi'$ .

Кут сходження частинки визначають з (1.14):

$$\alpha_{\bar{n}} = \varphi_1 + \arcsin \left[ \cos \varphi_1 \left( 2f\omega r' - r\omega^2 \right) / g \right]. \quad (1.21)$$

М.М. Марченко і А.Є. Шебалкін [39] запропонували методику визначення кута встановлення верхнього розкидального барабана. Для цього були визначені координати осі його обертання, досліджуючи траєкторії польоту добрив від подрібнювального до розкидального барабана. Силу опору, яку створює повітря на частинки органічних добрив, брали пропорційною до квадрата їх швидкості.

Академік П.М. Заїка [32, с. 15] рекомендує для цієї задачі приймати силу опору повітря пропорційною до першого ступеня абсолютної швидкості частинок добрив, зважаючи на невелику довжину їхніх траєкторій.

Однак аналіз моделі взаємодії барабанів розкидального пристрою [55] показав, що вона стосується лише початкового етапу роботи машини і не враховує динаміки МТА, а також явища осипання добрив на робочі барабани. І.Т. Внуков у дослідженнях роторних розкидачів із куп [56] застосував теорію неповністю пружного косоного удару.

Для добрив, які характеризуються високими пластичними властивостями, удар є абсолютно непружним, і коефіцієнт відновлення дорівнює нулю. Тому в роботах [39] дослідники не враховують удар робочих органів по частинкам добрив і, як буде показано нижче, розглядають роботу розкидального барабана аналогічно роботі подрібнювального барабана. В.І. Якубаускас [61], для машини з двома горизонтальними барабанами пропонує

визначати дальність польоту частинки добрив з рівнянь її вільного руху після сходу з зуба барабана:

$$L = v_0 t_{\Pi} \cos \alpha_0; \quad (1.22)$$

$$h_c = v_0 t_{\Pi} \sin \alpha_0 + \frac{gt_{\Pi}^2}{2}, \quad (1.23)$$

де  $L$  – дальність польоту частинки по горизонталі, м;

$\alpha_0$  – кут вильоту частинок відносно горизонту, град;

$h_c$  – висота сходу частинки над поверхнею поля, м;

$t_{\Pi}$  – час польоту частинки, с.

Загальну ширину захвату розкидача В.І. Якубаускас визначає розглядаючи польот добрив від крайніх зубів барабана:

$$B_o = 2v_0 \cos \alpha_0 \frac{v_0 \sin \alpha_0 + \sqrt{(v_0 \sin \alpha_0)^2 + 2gH_p}}{g} + l_s, \quad (1.24)$$

де  $l_s$  – відстань між крайніми зубами барабана, м;

$v_0$  – абсолютна початкова швидкість вильоту частинок, м/с;

$H_p$  – висота встановлення розкидального барабану над землею, м.

В.І. Якубаускас визначає початкові значення абсолютної швидкості та кута вильоту добрив на основі відомого рівняння руху частинки по радіальній лопатці, приймаючи висоту завантаження добрив у кузові на рівні 5/6 діаметра верхнього барабана.

Г.А. Голуб, обґрунтовуючи технічні засоби для агропромислового виробництва їстівних грибів [20], для визначення траєкторій польоту частинок добрив застосовує метод послідовного диференціювання, отримуючи наближене рішення системи рівнянь, що описують рух частинок компосту в повітрі, у вигляді степеневого ряду Тейлора.

М.М. Марченко та А.Є. Шебалкін [39] встановили, що при взаємодії частинок добрив із витками шнека розкидального барабана, частинки

відкидаються в напрямку, нормальному до витка шнека. Враховуючи тертя добрив по шнеку, кут вильоту частинок відхиляється від нормалі на величину кута зовнішнього тертя. Таким чином, напрямок і швидкість вильоту частинок добрив визначаються за наступними виразами [8].

$$\alpha_o = \operatorname{arctg}(t_o / \pi D); \quad (1.25)$$

$$v_o = t_o \omega_o \cos \alpha_o / \sin \varphi_1, \quad (1.26)$$

де  $\alpha_o$  – кут вильоту частинки добрив, рад;

$t_{ш}$  – крок шнека, м;

$D$  – діаметр шнека, м;

$\omega_{ш}$  – кутова швидкість шнека, рад/с.

Дальність польоту добрив, що вилітають з крайніх витків шнека, науковці розраховували, використовуючи метод В.А. Волкова [12]. Загальну ширину розподілу добрив при цьому визначали за допомогою рівняння (1.27).

$$B_o = 2x_{\max} \cos(\alpha_o + \varphi_1) + L_{\delta a}, \quad (1.27)$$

де  $L_{\delta a}$  – довжина робочої частини барабанів, м;

$x_{\max}$  – максимальна дальність польоту добрив, м.

Дослідженнями Г.І. Лічмана та Н.А. Ходейра [38] встановлено, що регулювати ширину захвату машини для внесення твердих органічних добрив (ТОД) можна шляхом зміни кута встановлення верхнього барабана.

У більшості випадків науковці зосереджуються на завданні визначення тільки ширини внесення добрив, тоді як теоретичні моделі для оцінки нерівномірності внесення ТОД розробляються переважно для машин з відцентровими тарілчастими дисками з лопатками. Наприклад, у дослідженнях О.В. Туликової [55, с.10] використовувався імовірнісний метод для моделювання внесення вермикомпосту відцентровими дисками з лопатками, виконаними у формі логарифмічної спіралі.

В. Мбетеамгар, обґрунтовуючи параметри тарілчастих дисків з лопатками для кузовного розкидача ТОД [42], досліджував траєкторії польоту частинок добрив однакової ваги, розподілених по довжині лопатки, і аналізував маси розподілених добрив.

Для енергетичних розрахунків кузовних машин для внесення ТОД Я.Г. Озол пропонує наступну залежність [47]:

$$N_m = N_{\Pi} + N_T + N_B + N_p, \quad (1.28)$$

де  $N_m$  – потужність, яка витрачається на привід машини, кВт;

$N_{\Pi}$  – потужність, яка витрачається на перекочування машини, кВт;

$N_T$  – потужність, яка витрачається на привід транспортера, кВт;

$N_B$  – потужність, що враховує втрати в трансмісії машини, кВт;

$N_p$  – потужність, яка витрачається розкидальним пристроєм, кВт.

У роботі [18] наведено залежності та орієнтовні значення складових рівняння (1.29). Потужність, яку витрачає розкидальний пристрій, визначається за рівнянням (1.29) [8].

$$N_p = N_{\text{вд}} + N_{i_{\Pi}} + N_{\text{к.п.}} + N_{\text{к.р.}} + N_{i_p}, \quad (1.29)$$

де  $N_{\text{вд}}$  – потужність, яка витрачається подрібнювальним барабаном на відрив часток добрив, кВт;

$N_{i_{\Pi}}$ ,  $N_{i_p}$  – потужність, що витрачається на подолання сил інерції подрібнювального та розкидального барабанів, кВт;

$N_{\text{к.п.}}$ ,  $N_{\text{к.р.}}$  – потужність, що витрачається на надання кінетичної енергії частинкам, які вилітають з подрібнювального та розкидального барабанів, кВт.

Після підстановки складових (1.28) отримуємо:

$$N_{\delta} = \frac{\tilde{N}_a b_{\tilde{e}} l_{\tilde{e}} r \omega_i z_{\tilde{e}}}{16g} + \frac{I_i \omega_i^3}{16g} + \frac{q v_0^2 k'}{204g} + \frac{q_{\delta} v_{\delta}^2 k''}{204g} + \frac{I_{\delta} \omega_{\delta}^3}{16g}, \quad (1.30)$$

де  $C_b$  – питомий опір добрив відриванню, Н/м<sup>2</sup>;

$b_n$  – ширина лопаті ПБ, м;

$l_k$  – довжина дуги контакту лопаті з добривами, м;

$r$  – радіус прикладання зусилля відносно осі обертання барабана, м;

$\omega_n$  – кутова швидкість ПБ, рад/с;

$z_n$  – кількість одночасно взаємодіючих лопаток, шт.;

$I_n$  – момент інерції ПБ, кг·м<sup>2</sup>;

$I_\delta$  – момент інерції РБ, кг·м<sup>2</sup>;

$\omega_p$  – кутова швидкість РБ, рад/с;

$q$  – подача добрив до ПБ, кг/с;

$k'$  – коефіцієнт, що враховує виніс добрив планками транспортера крізь зазор між днищем кузова і РО барабана, відн. од.;

$q_\phi$  – подача добрив до РБ, кг/с;

$k''$  – коефіцієнт, що враховує сумарний виніс добрив планками транспортера і крізь зазор між барабанами, відн. Од

## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРґАНІВ МАШИНИ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ ОРґАНІЧНИХ ДОБРІВ

#### 2.1. Обґрунтування гіпотези підвищення рівномірності внесення твердих органічних добрив.

Для повного використання вантажопідйомності машин з горизонтально розташованими робочими органами (РО) для внесення твердих органічних добрив (ТОД), їх завантажують вище рівня основних бортів кузова. Це спричиняє такі проблеми:

1. норми внесення добрив значно відрізняються від рекомендованих у інструкціях заводів-виробників, які зазвичай розраховують їх за умовою  $Q = Q_n$ ;
2. шар добрив, завантажений вище рівня  $H_k$ , в окремі моменти часу обвалюється на подрібнювальний і розкидальний барабани, перевищуючи максимальну продуктивність транспортера. Це створює значні навантаження на робочі органи та призводить до недостатнього подрібнення добрив. Як наслідок, виникає висока нерівномірність та відхилення дози внесення по ширині кузова машини.

Основною причиною є те, що значна частина добрив не встигає взаємодіяти з ріжучими елементами РО барабанів, а добрива, що обвалюються, зазнають лише незначного розпушення. Проведений аналіз дозволив сформулювати робочу гіпотезу: для підвищення рівномірності внесення добрив необхідно забезпечити їх якісне подрібнення навіть за найгірших умов роботи. Це вимагає обґрунтування типу та параметрів ефективних РО подрібнювального і розкидального барабанів.

Для забезпечення високої рівномірності внесення добрив при мінімальних енерговитратах слід працювати з мінімальним перекриттям, а ідеальна епюра

розподілу добрив повинна мати трапецієподібну форму. Науковці рекомендують застосовувати нормальний закон розподілу для дослідження процесів розподілу матеріалу [10, с.15].

Аналіз розподілу добрив по всій ширині захвату згідно з нормальним законом розподілу показує, що для досягнення необхідної рівномірності внесення потрібне значне перекриття. Отже, розкидальні барабани повинні складатися з частин (секцій), кожна з яких формує епюру розподілу добрив за нормальним законом розподілу як по ширині, так і по довжині проходу машини (рис. 2.1).

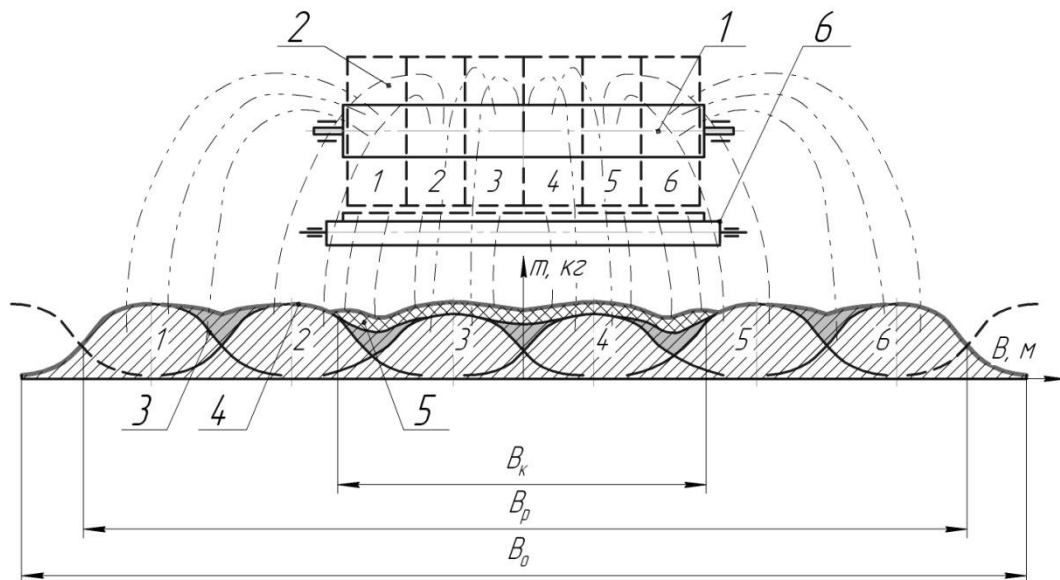


Рис. 2.1. Теоретичний розподіл добрив на ширині захвату машини:

1 – РБ; 2 – секція РБ; 3 – епюра розподілу добрив однією секцією РБ; 4 – сумарна епюра розподілу добрив; 5 – маса добрив, що виносяться планками транспортера і висипаються крізь зазори між барабанами; 6 – транспортер.

Модель теоретичного розподілу добрив на рис. 2.1 враховує, що частина добрив виносяться транспортерними планками та через зазори між барабанами, що, за дослідженнями М.М. Марченка [39], може становити 27–30% від загальної кількості добрив у кузові. Тому робочі органи, їх тип, параметри та компонування в межах 3-ї та 4-ї секцій барабана повинні

відрізнятися від 1-ї, 2-ї, 5-ї та 6-ї секцій, які можуть мати однакову конструкцію. Завдання робочих органів (РО) у 3-й та 4-й частинах розкидального барабана полягає в розподілі добрив по ширині кузова  $B_k$  таким чином, щоб разом із добривами, що виносяться транспортерними планками і випадають через зазори між барабанами, утворити трапецієподібну епюру розподілу добрив по ширині кузова машини. У результаті роботи з перекриттям між сусідніми РО має забезпечуватися трапецієподібна епюра розподілу добрив на загальній ширині захвату  $B_o$  і висока рівномірність внесення добрив на робочій ширині захвату машини  $B_p$ .

## 2.2. Теоретичне обґрунтування гіпотези типу та геометричних параметрів робочих органів.

Аналіз ефективних ріжучих робочих органів (РО), відомих на основі технічної літератури [3, 5, 7, 44, 56], дозволив визначити зубчастий еліптичний диск як оптимальний прототип для забезпечення висунутих гіпотез. Шнекові стрічки, які не відповідають вимогам якості внесення ТОД, не розглядалися як перспективні РО. Було припущено, що якість подрібнення добрив значно покращиться [4, 15, с.7], якщо збільшити кількість і довжину ріжучих периметрів РО у кожній секції барабанів. Таким чином, з еліптичного диска шляхом розрізання вздовж його осей були отримані частини — половина (б) і чверть (в) диска (рис. 2.2).

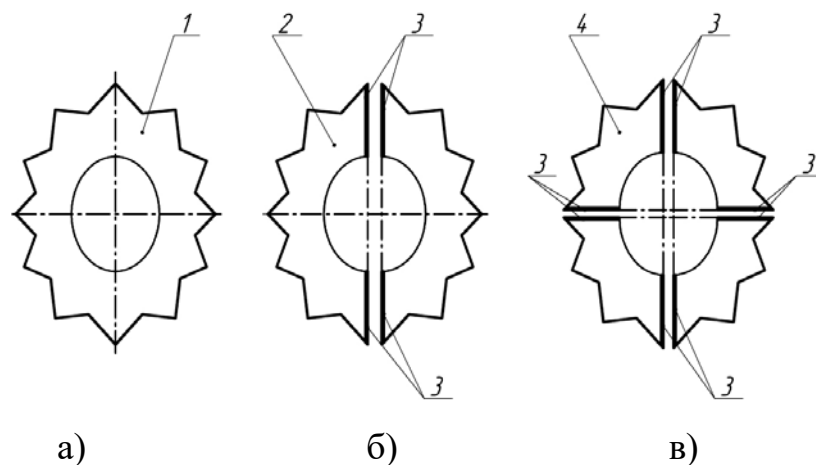


Рис. 2.2. Еліпсні (а), півеліпсні (б) і чвертьеліпсні (в) РО:

1 – зубчастий еліптичний диск; 2 – зубчастий півеліпсний РО; 3 – додаткові різальні кромки; 4 – зубчастий чвертьеліпсний РО.

Для забезпечення робочої гіпотези були розроблені нові технічні рішення щодо компонування робочих органів (РО) для розкидачів ТОД у вигляді півеліпсних і чвертьеліпсних подрібнювачів та розподільовачів [12, с. 20].

До основних параметрів запропонованих РО належать: кутова швидкість, кут встановлення РО, кількість зубів на РО, кількість зубів, що проходять по одному сліду, і висота зуба.

Для обґрунтування параметрів трикутних зубів, розташованих у площині лопатки, встановленої під кутом до осі барабана, використаємо основні положення теорії різання для ґрунтообробних машин [7]. Для забезпечення самоочищення лопатки необхідно, щоб добрива ковзали по її поверхні, що досягається при виконанні такої умови:

$$\beta \geq \varphi_1, \quad (2.1)$$

де  $\beta$  – кут встановлення лопатки до осі барабану, град.

Оскільки для ТОД  $\varphi_1 = 30...38^\circ$  [22], записуємо, що  $\beta \geq 38^\circ$ . З огляду на забезпечення найвищої якості подрібнення і мінімальних енерговитрат вчені рекомендують [22] встановлювати зубчасті еліпсні диски під кутом  $50^\circ$  до осі барабанів.

Висоту зубів, яка розглядається в площині, перпендикулярній до осі обертання, згідно з рекомендаціями [22] та параметрами зубчастих пластин серійних машин типу РТД, приймаємо рівною  $h_z = 37$  мм.

Для побудови зубчастого чверть- та півеліпсного РО для барабана діаметром  $D_6 = 352$  мм з діаметром циліндра барабана 155 мм (РОУ-6, МТО-4, МТО-7, ПРТ-7 та ін.) розроблено відповідну методику побудови у системі комп'ютерної графіки КОМПАС-3D.

Для обґрунтування кількості зубів, що йдуть по одному сліду, досліджували подачу добрив транспортером. З цією метою визначали подачу добрив на оберт (2.2) та на зуб (2.3) [22].

$$S_o = v_T t_o = 60000 \frac{v_T}{n_{пб}}, \quad (2.2)$$

де  $S_o$  – подача добрив на один оберт ПБ, мм/об;

$v_T$  – швидкість руху транспортера машини, м/с;

$t_o$  – час одного оборту ПБ, с;

$n_{пб}$  – частота обертання ПБ, об/хв.

$$S_z = \frac{v_T t_o}{k_z} = 60000 \frac{v_T}{k_z n_{пб}}, \quad (2.3)$$

де  $S_z$  – подача добрив на один зуб ПБ за один оберт, мм/об;

$k_z$  – кількість зубів ПБ, що ідуть по одному сліду, шт.

З технічних характеристик серійних машин (1-ПТУ-3,5, МТО-4, МТО-7, РОУ-6, ПРТ-7, КСО-9, ПРТ-10 та ін.) був визначений діапазон можливих значень їх параметрів:  $v_T = 0,02 \dots 0,10$  м/с,  $n_{пб} = 300 \dots 500$  об/хв. Розрахунки згідно з рівнянням (2.2), що відповідають величині подачі на оберт або для кількості зубів, які йдуть по одному сліду  $k_z = 1$ , наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

### Подача транспортера на один оберт ПБ

Швидкість руху транспортера, м/с	Подача на оберт, мм/об				
	Частота обертання ПБ, об/хв				
	300	350	400	450	500
0,02	4,0	3,4	3,0	2,7	2,4
0,04	8,0	6,9	6,0	5,3	4,8
0,06	12,0	10,3	9,0	8,0	7,2
0,08	16,0	13,7	12,0	10,7	9,6
0,10	20,0	17,1	15,0	13,3	12,0

Розрахунки згідно з рівнянням (2.3) для випадку, коли кількість зубів, що йдуть по одному сліду,  $k_z = 2$  наведено в табл. 2.2, а для  $k_z = 4$  – в табл. 2.3.

При цьому діапазон частот обертання 350-400 об/хв відповідає режимам роботи більшості подрібнювальних барабанів (ПБ) серійних машин.

Таблиця 2.2

**Подача транспортера на один зуб РО ПБ ( $k_z = 2$ )**

Швидкість руху транспортера, м/с	Подача на зуб, мм				
	Частота обертання ПБ, об/хв				
	300	350	400	450	500
0,02	2,0	1,7	1,5	1,3	1,2
0,04	4,0	3,4	3,0	2,7	2,4
0,06	6,0	5,1	4,5	4,0	3,6
0,08	8,0	6,9	6,0	5,3	4,8
0,10	10,0	8,6	7,5	6,7	6,0

Таблиця 2.3

**Подача транспортера на один зуб РО ПБ ( $k_z = 4$ )**

Швидкість руху транспортера, м/с	Подача на зуб, мм				
	Частота обертання ПБ, об/хв				
	300	350	400	450	500
0,02	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6
0,04	2,0	1,7	1,5	1,3	1,2
0,06	3,0	2,6	2,3	2,0	1,8
0,08	4,0	3,4	3,0	2,7	2,4
0,1	5,0	4,3	3,8	3,3	3,0

Для забезпечення необхідного подрібнення і рівномірного розподілу добрив по полю величина подачі добрив на зуб має відповідати умові М.Г. Догановського [28, с. 46].

$$S_z \leq 0,2 \dots 10,0 \text{ мм.} \quad (2.4)$$

Аналіз таблиці 2.1 показав, що при підвищених швидкостях транспортера, починаючи з 0,06 м/с, умова (2.4) не виконується. Це пояснює, чому серійні машини не забезпечують необхідної якості внесення добрив.

Для покращення якості технологічного процесу внесення добрив за цих режимів необхідно зменшити подачу добрив на зуб. Це можна досягти шляхом збільшення кількості зубів, що йдуть по одному сліду (конструкційне рішення), або підвищенням частоти обертання подрібнювального барабана (ПБ) (технологічне рішення). Оскільки другий підхід призведе до підвищених енергетичних витрат, використовуючи рівняння (2.3) і (2.4), визначаємо оптимальну кількість зубів, що йдуть по одному сліду.

$$k_z \geq (0,6...3) \cdot 10^4 \frac{V_0}{n_{\text{пб}}} \quad (2.5)$$

Проведені розрахунки для умов роботи машин РОУ-6 і МТО-7 дозволили визначити, що кожен робочий орган (РО) при максимальній швидкості транспортера та частоті обертання подрібнювального барабана (ПБ)  $n_{\text{пб}} = 200...500$  об/хв, має бути оснащений кількістю зубів, що йдуть по одному сліду:

$$k_z \geq 2. \quad (2.6)$$

На основі проведених досліджень було запропоновано конструкцію півеліпсних зубчастих робочих органів (РО) [59], які встановлюються під кутом  $\beta = 30^\circ...60^\circ$  до осі вала барабана 1, утворюючи півеліпсні подрібнювачі 2. Це забезпечує проекцію кожного півеліпсного подрібнювача на площину, перпендикулярну до осі вала барабана, у формі кола (рис. 2.3).

$a$  – величина великої вісі еліпса, з якого утворений півеліпс РО, м.

Півеліпс встановлено зі збереженням співвідношення малої та великої осей еліпса, з якого він утворений, відповідно до залежності:

$$b = a \sin\beta, \quad (2.8)$$

де  $b$  – величина малої вісі еліпса, з якого утворений півеліпс, м

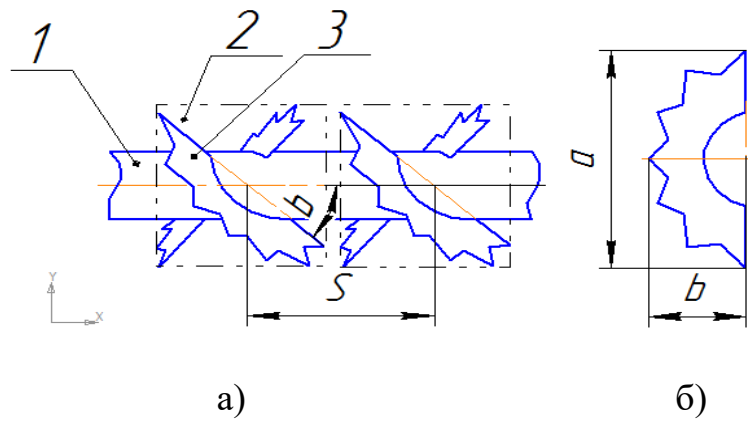


Рис. 2.3. Півеліпсні зубчасті РО: фрагмент барабана (а) і півеліпс півеліпсного подрібнювача (б):

1 – вал барабана; 2 – півеліпсний подрібнювач; 3 – півеліпсні РО півеліпсних подрібнювачів.

Як видно з рис. 2.3, півеліпсний подрібнювач, що складається з двох півеліпсних зубчастих робочих органів (РО), має кількість зубів, що йдуть по одному сліду,  $k_z = 2$ .

Для підвищення продуктивності барабанів розкидачів органічних добрив, оснащених півеліпсними робочими органами (РО), на їх робочій поверхні можна встановлювати розкидальні лопатки під кутом  $30 \dots 60^\circ$  одна до одної. При цьому лопатки встановлюються так, що їхні поздовжні осі симетрії перетинаються в центрі еліпса, частиною якого є півеліпс РО [59].

Також запропонована нова конструкція РО для подрібнювальних і розкидальних барабанів у вигляді чвертьеліпсних подрібнювачів (розподілювачів) [58] (рис. 2.4).

Кожен чвертьеліпсний подрібнювач (розподілювач) 2 (рис. 2.4) виконаний у вигляді чотирьох чвертьеліпсів 3, встановлених на одній осі, при цьому площини цих чвертьеліпсів розташовані під кутом  $\beta = 45^\circ \dots 65^\circ$  до осі вала подрібнювального (розкидального) барабана. Малі осі чвертьеліпсів кожного подрібнювача розміщені в одній площині.

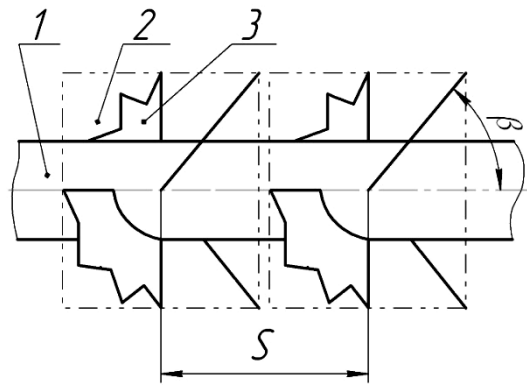


Рис. 2.4. Фрагмент барабана, оснащеного чвертьеліпсними РО:

1 – вал барабана; 2 – чвертьеліпсний подрібнювач (розподілювач); 3 – чвертьеліпсні РО чвертьеліпсних подрібнювачів (розподілювачів).

### 2.3. Дослідження взаємодії розкидальних робочих органів з добривами

Досліджувані робочі органи належать до ротаційних поверхонь, встановлених під кутом до горизонтальної осі обертання, що призводить до відхилення траєкторії польоту частинки від поздовжньої осі агрегату та збільшення ширини захвату.

Як модель частинки органічних добрив розглядаємо елементарний об'єм твердого тіла і складаємо диференціальні рівняння відносного руху його центру мас по нестабільній неутримуючій в'язі, використовуючи принцип Д'Аламбера [25]. При цьому вважається, що частинка добрив ковзає по поверхні РО без кочення і без обертання навколо власних осей інерції. Розглянемо рух центру мас частинки в неінерційній рухомій системі відліку  $Oxyz$ , яка обертається з кутовою швидкістю  $\omega_p$  навколо інерціальної нерухомої системи координат  $O\xi\eta\zeta$  (рис 2.6).

Положення робочого органу (РО) у системі координат  $(Oxyz)$  у будь-який момент часу визначається віссю  $(Oy)$  рухомих координатних осей, яка збігається з малою віссю еліпса, з якого сформовано РО (рис. 2.7).

Момент часу, коли частина лопатки робочого органу (РО), на якій розташована досліджувана частинка добрив, виходить з її контакту і починає рухатися по РО з відносною швидкістю, задається кутом повороту рухомої осі

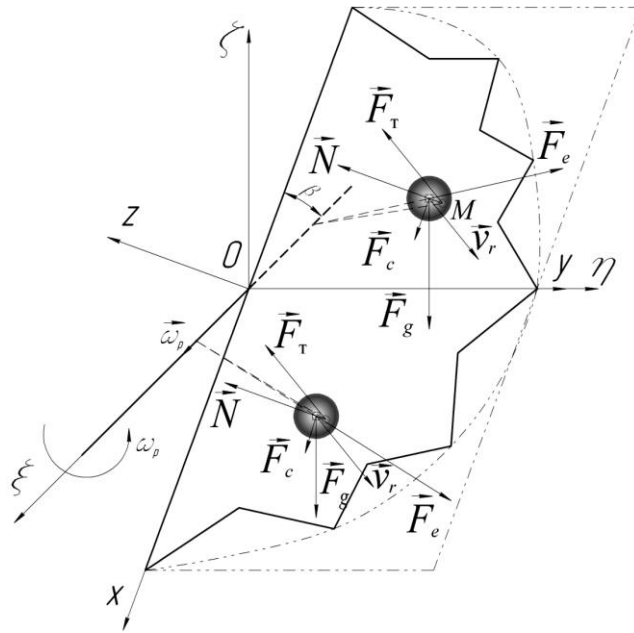


Рис. 2.6. Схема для побудови механіко-математичної моделі відносного руху частинки по шорсткій поверхні РО

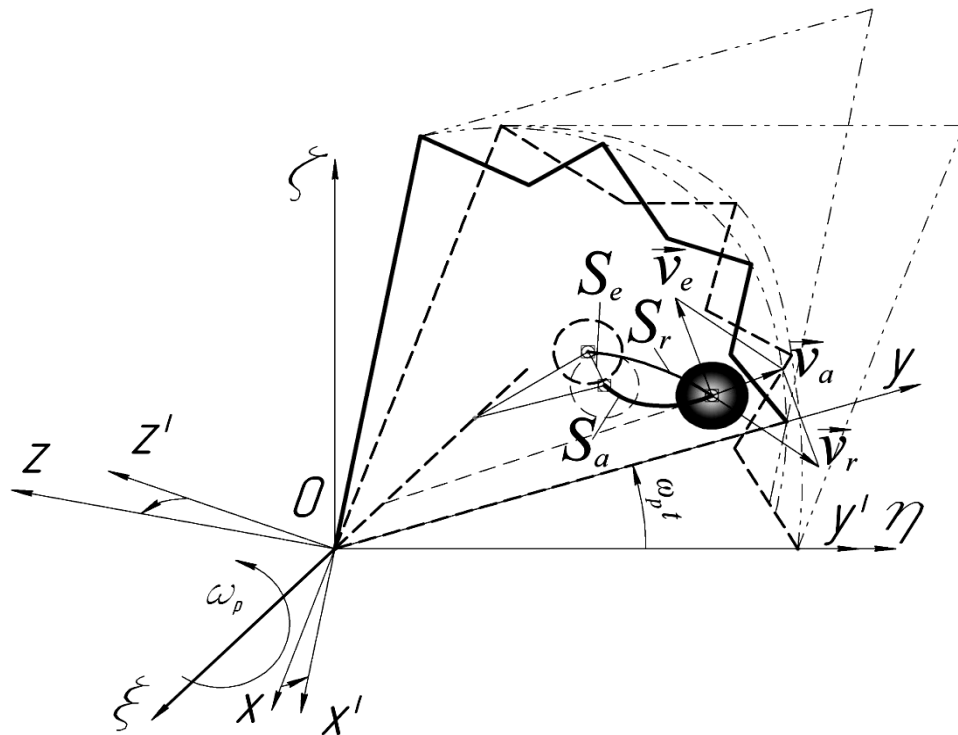


Рис. 2.7. Схема траєкторій руху частинки у відносному ( $S_r$ ), переносному ( $S_e$ ) і абсолютному ( $S_a$ ) русі

$\theta_0$  повороту рухомої осі  $Oy$ , який відлічується від осі  $O\eta$ . Рівняння площини РО у системі координат  $Oxyz$ :

$$f(x, y, z) = z = 0. \quad (2.14)$$

Особливістю запропонованої моделі частинки добрив у порівнянні з існуючими моделями [29, 30] є врахування еквівалентного діаметра частинки у вигляді кулі з урахуванням того, в якій саме частині робочого органу (РО) знаходиться частинка добрив. Це визначається від'ємними чи додатними значеннями координати  $x$ .

При цьому відцентрова сила інерції в першому випадку сприяє швидшому сходу частинки з РО, а в другому – навпаки, уповільнює його.

На частинку добрив діють наступні сили:  $\vec{F}_g$  – сила тяжіння, Н;  $\vec{F}_e$  – відцентрова сила інерції, Н;  $\vec{F}_c$  – Коріолісова сила інерції, Н;  $\vec{N}$  – нормальна сила реакції, Н;  $\vec{F}_0$  – сила тертя, Н. Розкладаючи діючі сили по осях рухомої системи координат та враховуючи (2.14) і умову безвідривного руху добрив ( $N > 0$ ), складаємо диференціальні рівняння, що описують відносний рух частинки добрив по поверхні робочого органу:

$$\left\{ \begin{array}{l} m\ddot{x}_c = mg \sin(\chi - \omega_\delta t) \sin \beta \mp m\omega_\delta^2 x_c \sin^2 \beta \mp m\omega_\delta^2 d \sin 2\beta + \\ \quad + 2m\omega_\delta \dot{y}_c \sin \beta - \frac{f_1 N \dot{x}_c}{\sqrt{\dot{x}_c^2 + \dot{y}_c^2}}; \\ m\ddot{y}_c = -mg \cos(\chi - \omega_\delta t) + m\omega_\delta^2 y_c + 2m\omega_\delta \dot{x}_c \sin \beta - \frac{f_1 N \dot{y}_c}{\sqrt{\dot{x}_c^2 + \dot{y}_c^2}}; \\ m\ddot{z}_c = 0 = N - mg \sin(\chi - \omega_\delta t) \cos \beta \pm 0,5m\omega_\delta^2 x_c \sin 2\beta \pm \\ \quad \pm 0,5m\omega_\delta^2 d \cos^2 \beta - 2m\omega_\delta \dot{y}_c \cos \beta, \end{array} \right. \quad (2.15)$$

де  $x_c, y_c, \dot{x}_c, \dot{y}_c, \ddot{x}_c, \ddot{y}_c$  – проекції координати, відносної швидкості та відносного прискорення центру мас частинки добрив на осі  $Ox, Oy$ , м, м/с, м/с<sup>2</sup>;

$d$  – еквівалентний діаметр частинки добрив, м;

$\chi$  – кут між вектором прискорення вільного падіння та радіусом розташування центра мас частинки добрив, рад;

$\omega_\delta$  – кутова швидкість розкидального барабану, рад/с.

$m$  – маса частинки добрив, кг.

Перший знак у рівняннях системи (2.15) відповідає розгляду руху частинки у першій чверті РО (для від'ємних значень  $x$ ), другий знак – у четвертій чверті РО (для додатних значень  $x$ ).

З третього рівняння системи (2.15), запишемо вираз для визначення нормальної реакції поверхні:

$$N = mg \cos(\chi - \omega_\delta t) \cos \beta \mp 0,5m\omega_\delta^2 x_c \sin 2\beta \mp 0,5m\omega_\delta^2 d \cos^2 \beta + 2m\omega_\delta \dot{y}_c \cos \beta. \quad (2.16)$$

Підставивши рівняння (2.16) в систему (2.15), механіко-математичну модель відносного руху частинки добрив у площині робочого органу (РО) запишемо таким чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x}_c = g \sin(\chi - \omega_\delta t) \sin \beta \mp \omega_\delta^2 x_c \sin^2 \beta \mp \omega_\delta^2 d \sin 2\beta + 2\omega_\delta \dot{y}_c \sin \beta - \\ - f_1 \left( g \cos(\chi - \omega_\delta t) \cos \beta \mp 0,5\omega_\delta^2 x_c \sin 2\beta \mp 0,5\omega_\delta^2 d \cos^2 \beta + \right. \\ \left. + 2\omega_\delta \dot{y}_c \cos \beta \right) \frac{\dot{x}_c}{\sqrt{\dot{x}_c^2 + \dot{y}_c^2}}; \\ \ddot{y}_c = -g \cos(\chi - \omega_\delta t) + \omega_\delta^2 y_c + 2\omega_\delta \dot{x}_c \sin \beta - \\ - f_1 \left( g \cos(\chi - \omega_\delta t) \cos \beta \mp 0,5\omega_\delta^2 x_c \sin 2\beta \mp \right. \\ \left. \mp 0,5\omega_\delta^2 d \cos^2 \beta + 2\omega_\delta \dot{y}_c \cos \beta \right) \frac{\dot{y}_c}{\sqrt{\dot{x}_c^2 + \dot{y}_c^2}}. \end{array} \right. \quad (2.17)$$

Розв'язок системи двох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку (2.17) знаходимо за допомогою числового методу Рунге-Кутта 4-го порядку, реалізованого в прикладній програмі символічної математики Maple 11. Для визначення відносних координат і відносної швидкості руху частинки добрив у будь-який момент часу була розроблена спеціальна програма, наведена в додатку Г.

Оскільки, для початкових умов при  $\dot{x}_{c0}, \dot{y}_{c0} = 0$ , вираз  $\left[ 1/\sqrt{\dot{x}_c^2 + \dot{y}_c^2} \right]$  системи (2.17) перетворюється у невизначеність при  $t = 0$ , приймаємо початкові значення  $\dot{y}_{c0} = 0,0001$  м/с,  $\dot{x}_{c0} = 0,0001$  м/с.

Для переходу від рухомої до нерухомої системи відліку використаємо

формули переходу, отримані із застосуванням кутів Ейлера-Крилова [52, с. 12].

$$\begin{cases} \xi = x_c \cos \beta + z_c \sin \beta; \\ \eta = x_c \sin \beta \sin(\theta_0 + \omega_p t) + y_c \cos(\theta_0 + \omega_p t) - z_c \cos \beta \sin(\theta_0 + \omega_p t); \\ \zeta = -x_c \sin \beta \cos(\theta_0 + \omega_p t) + y_c \sin(\theta_0 + \omega_p t) + z_c \cos \beta \cos(\theta_0 + \omega_p t), \end{cases} \quad (2.18)$$

де  $\theta_0$  – кут між віссю  $Ox$  та  $O\eta$  в момент часу, коли РО виходить з добрив з частинкою, рух якої розглядається, рад.

Для дослідження математичної моделі (2.17) розглядаємо 23 частинки в площині півеліпсного робочого органу (РО) (рис. Г.1, додаток Г) та визначаємо їх початкові координати, які використовуються як початкові умови для числового розв'язання системи (2.17). У результаті рішення отримуємо траєкторії руху кожної частинки (рис. Г.2, додаток Г), за якими графічно визначаємо момент сходу кожної частинки з РО, а також значення її координати і відносної швидкості сходу (вильоту) у відносній системі координат. Далі, використовуючи формули переходу (2.18), визначаємо проєкції відносної швидкості на осі абсолютної системи координат. Знаючи положення РО в даний момент часу, розраховуємо переносну швидкість частинки добрив. Отримані значення використовуються для аналізу процесу розподілу добрив по полю.

## Розділ 3

### Обґрунтування основних параметрів удосконаленої машини для внесення твердих органічних добрив

#### 3.1. Обґрунтування загальної схеми машини кузовного типу для внесення твердих органічних добрив

Аналіз стану питання показав, що рух частинок матеріалу в повітряному середовищі досить широко висвітлений у літературі [9, 24, 45]. Науковці переважно рекомендують враховувати опір повітря, пропорційний квадрату швидкості руху, а для розрахунку дальності польоту часто застосовують наближене рівняння А.В. Волкова [12, с. 23]. Однак розвиток сучасної обчислювальної техніки і прикладних програм дозволяє отримувати точні розв'язки систем рівнянь польоту частинок добрив методами чисельного інтегрування, для чого найчастіше використовується метод Рунге-Кутта 4-го порядку.

Для побудови механіко-математичної моделі руху частинки органічних добрив у повітряному середовищі розглядаємо рух центру мас частинки, не враховуючи її обертання і швидкість вітру. Опір повітря, як і більшість дослідників, приймаємо пропорційним квадрату швидкості руху.

$$R_{\text{r}} = k_{\text{r}} m V^2, \quad (3.1)$$

де  $R_{\text{r}}$  – опір повітря, Н;

$k_{\text{r}}$  – коефіцієнт парусності,  $\text{м}^{-1}$ ;

Диференціальні рівняння руху частинки в проекціях на осі системи координат  $O\xi\eta_1\zeta$  (рис. 2.8) записуємо наступним чином:

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} = -k_{\text{r}} m V^2 \cos \alpha_1'' ; \\ m\ddot{\eta}_1 = -k_{\text{r}} m V^2 \cos \alpha_2'' ; \\ m\ddot{\zeta} = -mg - k_{\text{r}} m V^2 \cos \alpha_3'' , \end{cases} \quad (3.2)$$

де  $\cos \alpha_1''$ ,  $\cos \alpha_2''$ ,  $\cos \alpha_3''$  – напрямні косинуси між напрямком швидкості руху частинки  $V$  і осями координат  $O\xi$ ,  $O\eta_1$ ,  $O\zeta$  відповідно, відн.од.

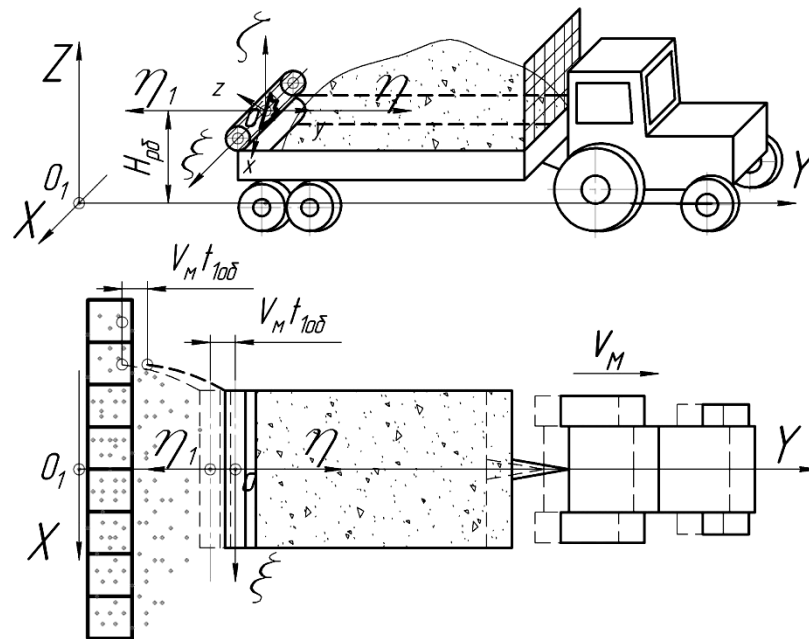


Рис. 3.1. Схема для побудови математичної моделі польоту і розподілу добрив

Значення напрямних косинусів та лінійної швидкості руху частинки визначаємо за відомими залежностями:

$$\begin{cases} \cos \alpha_1'' = \frac{\dot{\xi}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}_1^2 + \dot{\zeta}^2}}; \\ \cos \alpha_2'' = \frac{\dot{\eta}_1}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}_1^2 + \dot{\zeta}^2}}; \\ \cos \alpha_3'' = \frac{\dot{\zeta}}{\sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}_1^2 + \dot{\zeta}^2}}. \end{cases} \quad (3.3)$$

$$V = \sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}_1^2 + \dot{\zeta}^2}. \quad (3.4)$$

Підставивши значення (3.3) та (3.4) у систему рівнянь (3.2) отримаємо:

$$\begin{cases} \ddot{\xi} = -k_{\dot{\xi}} \dot{\xi} \sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}_1^2 + \dot{\zeta}^2}; \\ \ddot{\eta}_1 = -k_{\dot{\eta}_1} \dot{\eta}_1 \sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}_1^2 + \dot{\zeta}^2}; \\ \ddot{\zeta} = -g - k_{\dot{\zeta}} \dot{\zeta} \sqrt{\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}_1^2 + \dot{\zeta}^2}. \end{cases} \quad (3.5)$$

Початковими умовами для числового розв'язання системи (3.5) трьох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку є координати сходу

частинки з робочого органу (РО)  $\{\xi_0, \eta_{10}, \zeta_0\}$  та її початкова швидкість сходу  $\{\dot{\xi}_0, \dot{\eta}_{10}, \dot{\zeta}_0\}$ . [13]

Система координат  $O\xi\eta\zeta$ , яка є нерухомою відносно робочого органу (РО), рухається поступально відносно поля зі швидкістю трактора. Тому для системи відліку, нерухомо пов'язаної з полем ( $O_1XYZ$ ), формули переходу набувають такого вигляду:

$$\begin{cases} X = \xi = x_c \cos \beta + z_c \sin \beta; \\ Y = Y_0 - \eta_1 + v_i t = Y_0 - x_c \sin \beta \sin(\theta_0 + \omega t) - \\ \quad - y_c \cos(\theta_0 + \omega t) + z_c \cos \beta \sin(\theta_0 + \omega t) + v_i t; \quad (3.6) \\ Z = Z_0 + \zeta = H_{\delta a} - x_c \sin \beta \cos(\theta_0 + \omega t) + \\ \quad + y_c \sin(\theta_0 + \omega t) + z_c \cos \beta \cos(\theta_0 + \omega t), \end{cases}$$

де  $Y_0$  – початкове значення координати  $Y$ , м;

$Z_0$  – початкове значення координати  $Z$ , м;

$H_{\delta a}$  – висота встановлення РБ, м.

Вихідні дані, програма та результати розрахунку траєкторій польоту частинок добрив наведено у додатку Г.3. В результаті моделювання визначали момент часу  $t$ , В результаті моделювання визначали момент часу  $t_{tt}$ , коли частинка добрив падає на землю, що відповідає координаті  $Z(t)=0$   $Z(t) = 0$ , та визначали координати  $X(t)$   $X(t)$   $X(t)$  і  $Y(t)$   $Y(t)$   $Y(t)$ .

Аналіз моделі (3.5) показав, що частинки добрив 19, 21, 18, 16 (рис. Г.1, додаток Г) мають найбільше значення координати  $\xi$  щодо поздовжньої осі машини. Для зручності аналізу ці частинки добрив позначимо як 1, 2, 3 і 4 відповідно до частинок 16, 18, 21, 19 (рис. 3.1).

Для кожної частинки визначаємо закономірності зміни координати їх розподілу по полю  $\xi_i$  залежно від кутової швидкості РБ  $\omega_p$  та кута встановлення РО  $\beta$  (рис. 3.3):

$$\xi_s = f(\omega_p, \beta). \quad (3.7)$$

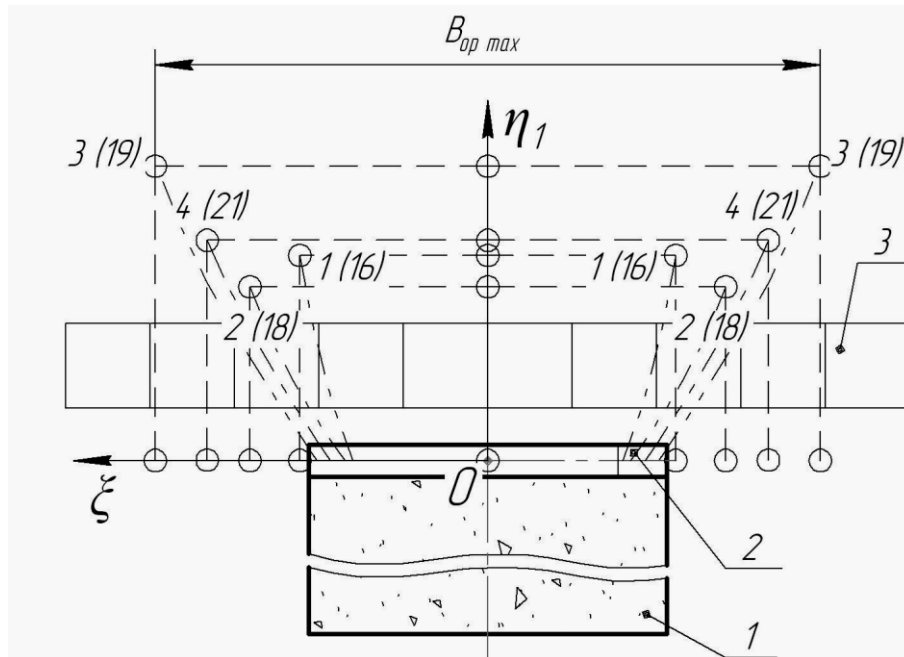


Рис. 3.2. Схема для визначення ширини захвату машини:

1 – кузов машини; 2 – РБ; 3 – ряд протвенів.

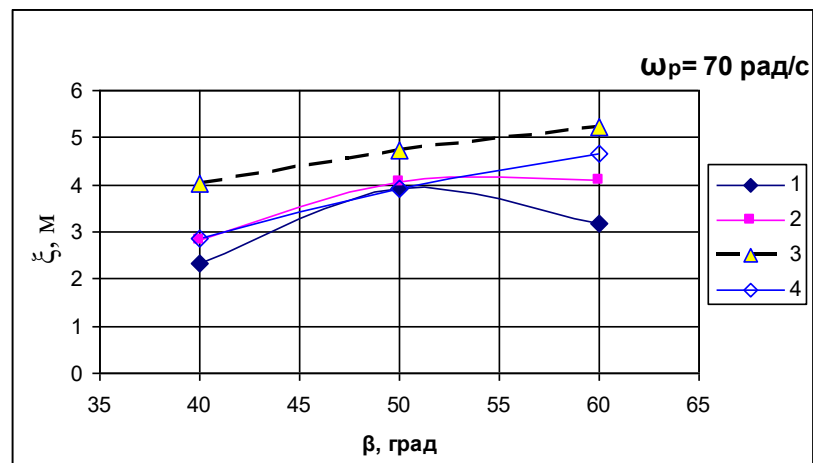


Рис. 3.3 Закономірність зміни координати  $\xi$ , у залежності від кута встановлення РО  $\beta$  при  $\omega_\delta = 70$  рад/с

Використовуючи рівняння (3.7), розв'язуємо задачу щодо встановлення наступної закономірності:

$$B_\delta = f(\omega_\delta, \beta), \quad (3.8)$$

де  $B_p$  – робоча ширина захвату, м.

Для цього спочатку визначаємо розрахункову загальну ширину захвату:

$$B_{odi} = B_e + 2 \cdot \xi_s, \quad (3.9)$$

де  $B_{odi}$  – розрахункова загальна ширина захвату машини, визначена за  $i$ -ою частинкою добрив, м;

$B_e$  – ширина кузова, м.

Згідно з методикою визначення загальної ширини захвату, отримане в рівнянні (3.9) розрахункове значення округлюємо до більшого значення ширини захвату, кратного 0,5 м. Величину робочої ширини захвату визначаємо в результаті перекриття суміжних проходів.

$$B_\delta = B_i - \check{I}_\delta, \quad (3.10)$$

де  $\check{I}_\delta$  – величина перекриття суміжних проходів,  $\check{I}_\delta = 1 - 2$  м.

В результаті моделювання для кожної частинки встановлюємо залежність (3.10), що у графічному вигляді для частинки добрив № 1 (16) представлено на рис. 2.11.

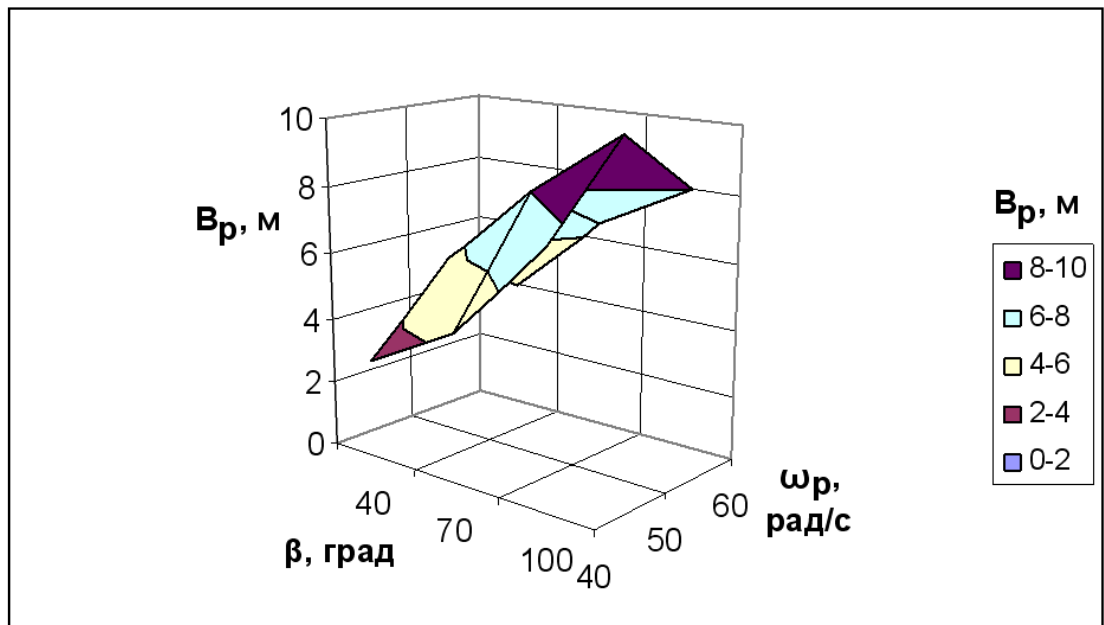


Рис. 3.4 Графік залежності  $B_\delta = f(\omega_\delta, \beta)$  для частинки добрив № 1(16)

Для зручності аналізу тривимірних моделей (рис. 3.4) розглянемо їх двовимірні перетини (рис. 3.5–3.10).

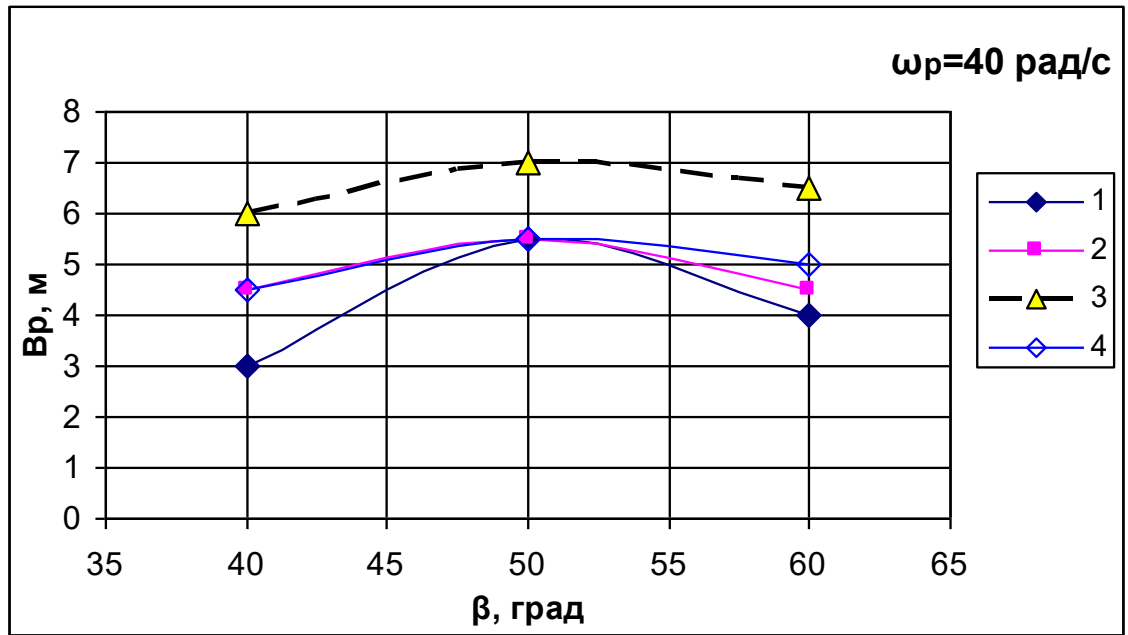


Рис. 3.5. Закономірність зміни робочої ширини захвату машини  $B_p$  залежно від кута встановлення робочого органу (РО)  $\beta$  при  $\omega_p = 40$  рад/с,

$$\dot{I}_\delta = 1 \text{ м}$$

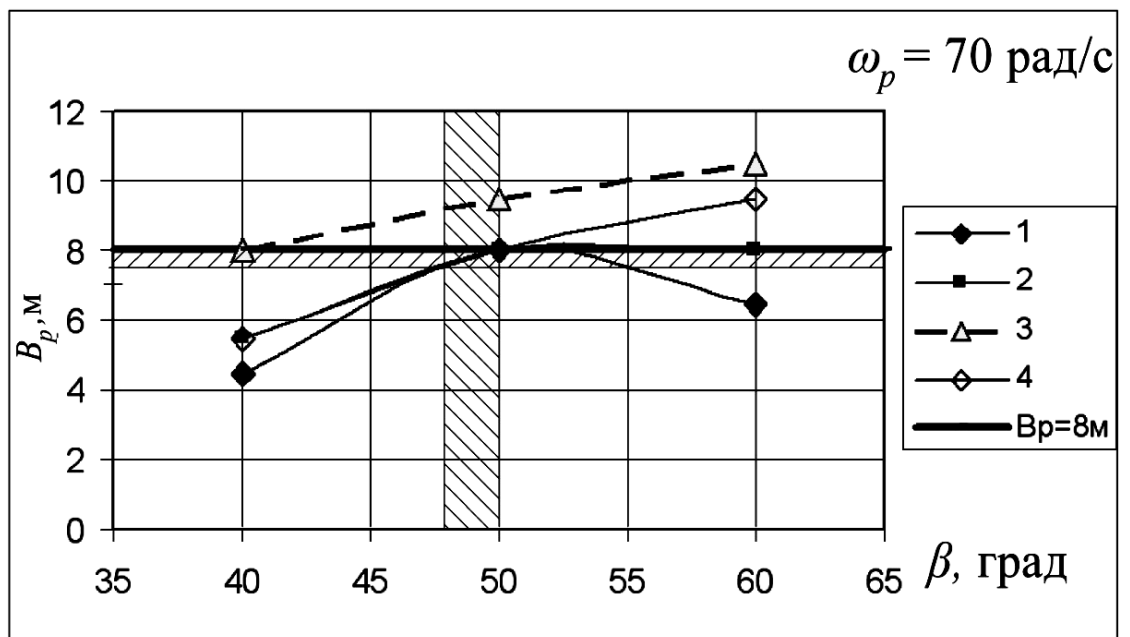


Рис. 3.6. Закономірність зміни робочої ширини захвату машини  $B_p$  у залежності від кута встановлення РО  $\beta$  при  $\omega_p = 70$  рад/с,  $\dot{I}_\delta = 2$  м

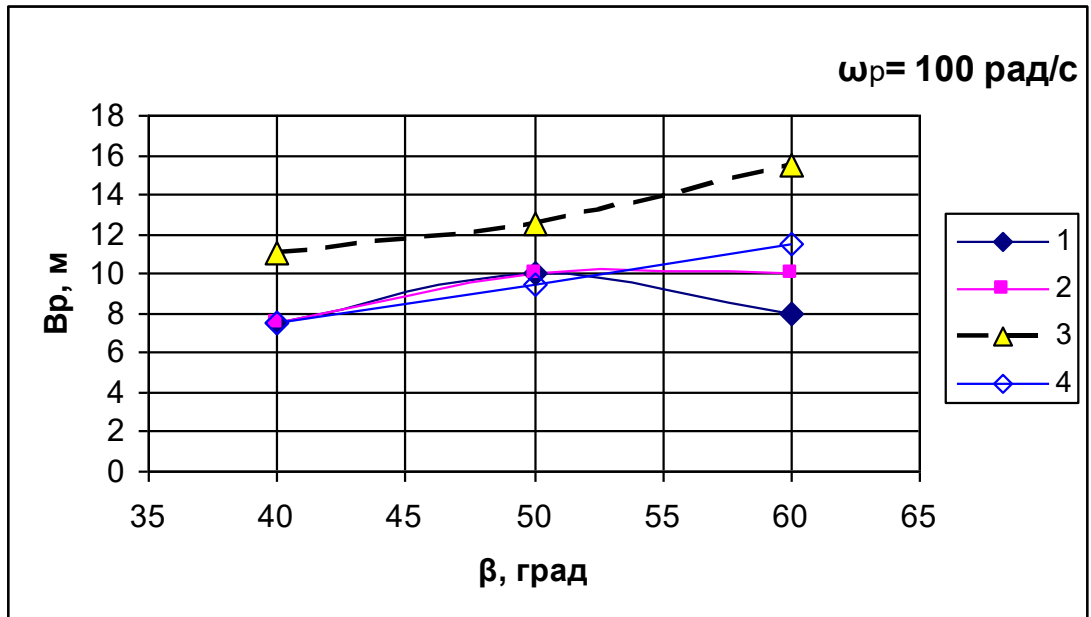


Рис. 3.7 Закономірність зміни робочої ширини захвату машини  $V_p$  залежності від кута встановлення РО  $\beta$  при  $\omega_p = 100$  рад/с,  $\dot{I}_\delta = 2$  м

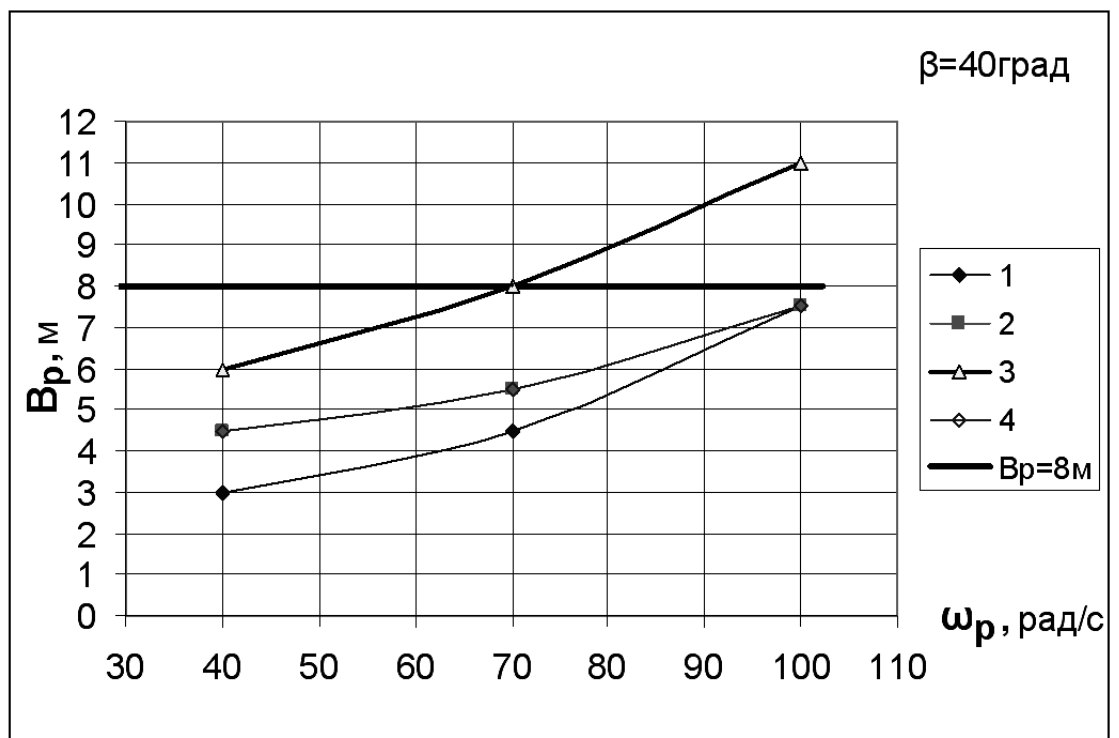


Рис. 3.8. Закономірність зміни робочої ширини захвату машини  $V_p$  від кутової швидкості  $\omega_p$  при  $\beta = 40$  град,  $\dot{I}_\delta = 1$  м

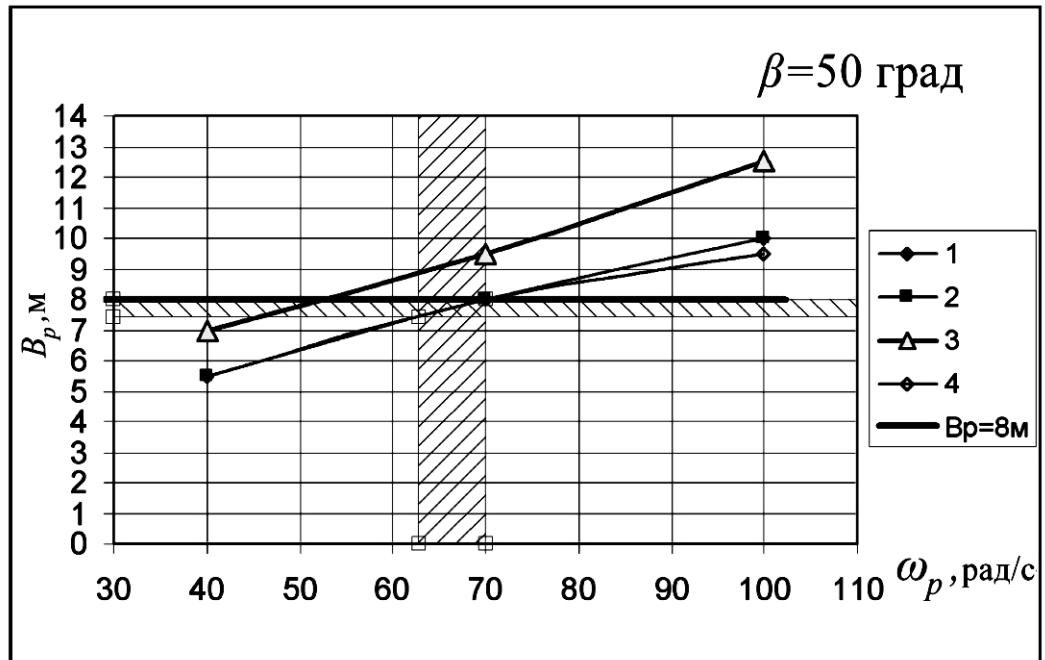


Рис. 3.9 Закономірність зміни робочої ширини захвату машини  $B_p$  від кутової швидкості  $\omega_p$  при  $\beta = 50$  град,  $\dot{I}_\delta = 2$  м

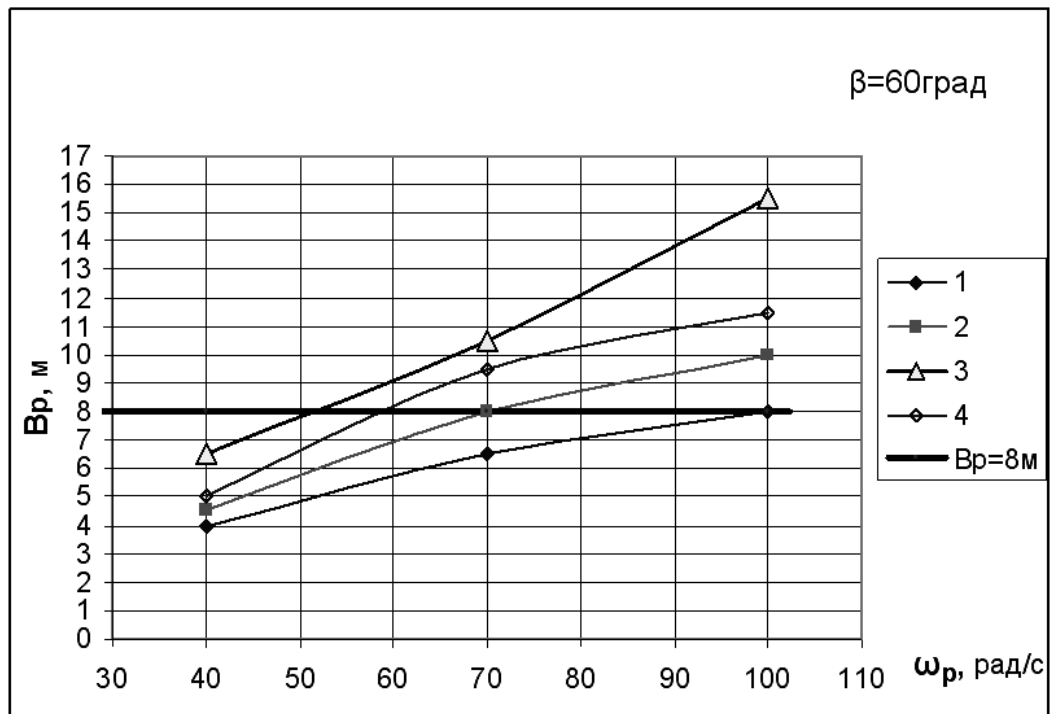


Рис. 3.10. Закономірність зміни робочої ширини захвату машини  $B_p$  від кутової швидкості  $\omega_p$  при  $\beta = 60$  град,  $\dot{I}_\delta = 2$  м

Попередній аналіз закономірностей (рис. 3.5 – 3.10) показує, що при розрахунках ширини захвату машини частинку добрив №3 можна не враховувати, оскільки її ширина розподілу на 1,5...4 м більша за інші частинки.

Відповідно до наукових основ механізації внесення органічних добрив, розроблених М.М. Марченком і В.В. Воропаєвим [39], для розкидачів вантажопідйомністю 6 т оптимальна робоча ширина захвату становить 8 м. Тому за критерій якості найкращого розподілу добрив було прийнято потрапляння 3 частинок добрив в один протвінь, що визначає робочу ширину захвату машини  $B_p = 8$  м при мінімальних значеннях кутової швидкості розкидального барабана  $\omega_p$ .

В результаті аналізу закономірностей (рис. 3.5, 3.7) встановлено раціональні значення наступних конструктивно-технологічних параметрів РО: кутова швидкість розкидального барабана  $\omega_p = 63...70$  рад/с, кут встановлення РО до осі барабана  $\beta = 48...50^\circ$ .

Для забезпечення умов самоочищення лопаток і конструкційного розміщення на барабані машини МТО-6 шести секцій робочих органів та семи секцій робочих органів на барабані машини ПРТ-7А, що визначається кроком встановлення секцій  $S$  та довжиною барабана  $L_6$  (при діаметрах барабанів  $D_6 = 0,352$  м) було прийнято значення кута встановлення РО  $\beta = 50^\circ$ .

При встановленні РО під кутом  $\beta = 50^\circ$  збільшення кутової швидкості РБ  $\omega_p$  з 40 до 100 рад/с призводить до збільшення робочої ширини захвату машини  $B_\delta$  з 5,5 м до 9,5...10 м, а при  $\omega_p = 70$  рад/с –  $B_\delta = 8$  м.[48]

Після розподілу добрив усіма РО барабана машина переміщується на відстань, що визначається її швидкістю руху  $v_m$  та часом  $t_{1об}$  одного оберту барабана. Відстань  $v_m t_{1об}$  відраховується від кожного попереднього положення осі барабана вздовж осі ОУ, і відносно нового положення осі О $\zeta$  наноситься сукупність точок розподілу добрив. Так отримуємо детерміновану модель розподілу добрив у результаті руху агрегату в загінці. Усі побудови виконано в системі комп'ютерної графіки Kompas 3D.

В результаті підраховується кількість частинок, що потрапили в кожен з номерів протвенів розміром  $0,5 \times 0,5$  м, та визначається маса добрив у кожному протвені.

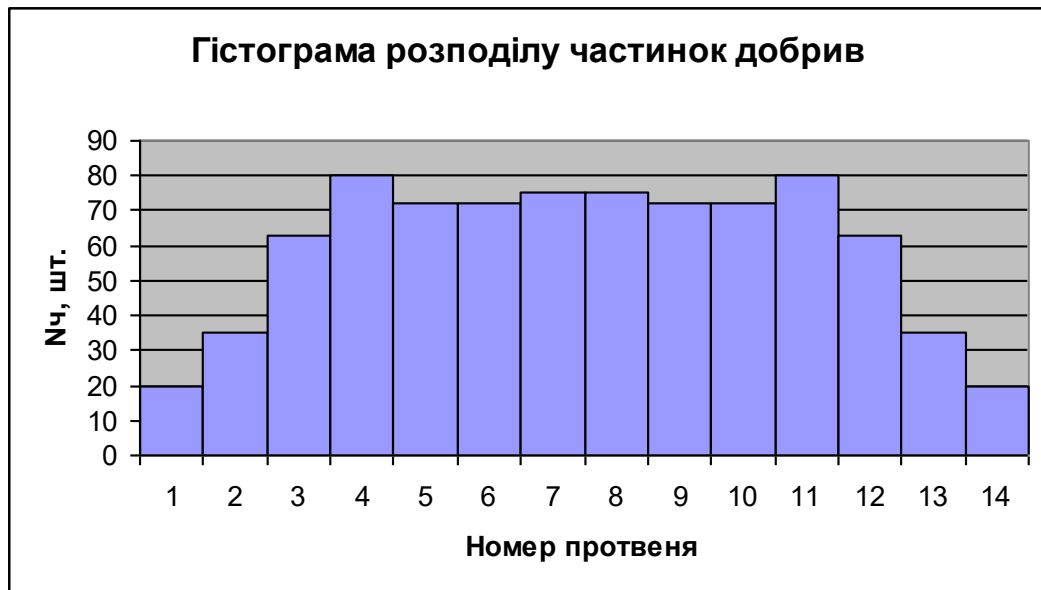


Рис. 3.11. Теоретична гістограма розподілу частинок добрив для РБ з 6-ма чвертьеліпсними розподілювачами при  $\omega_p = 70$  рад/с

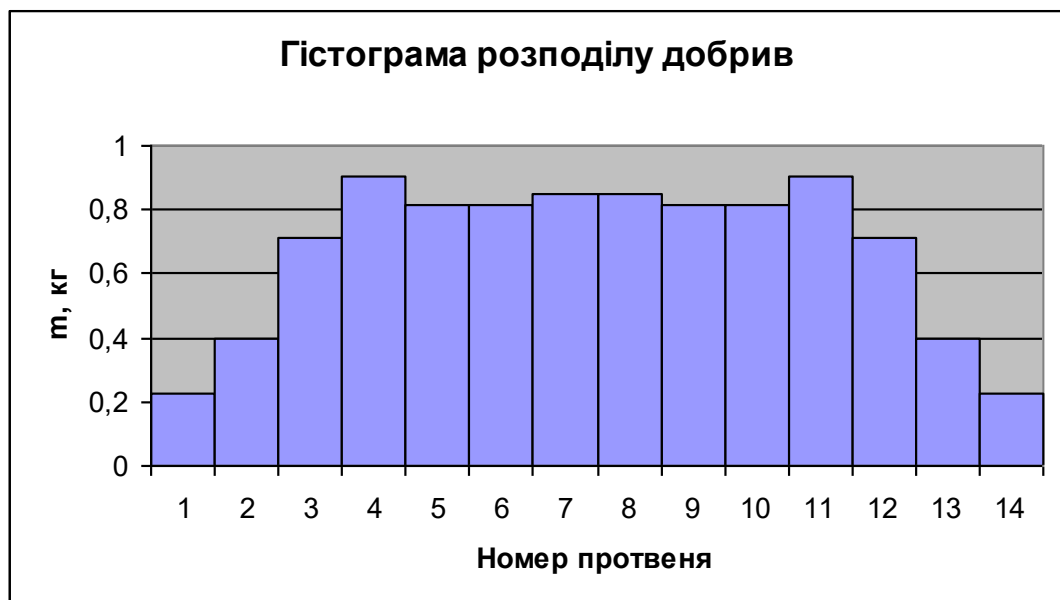


Рис. 3.12. Теоретична гістограма розподілу добрив для РБ з 6-ма чвертьеліпсними розподілювачами при  $\omega_p = 70$  рад/с. Ширина захвату машини: загальна – 7 м, робоча – 7 м; доза внесення – 26,9 т/га, нерівномірність – 36,93 %.

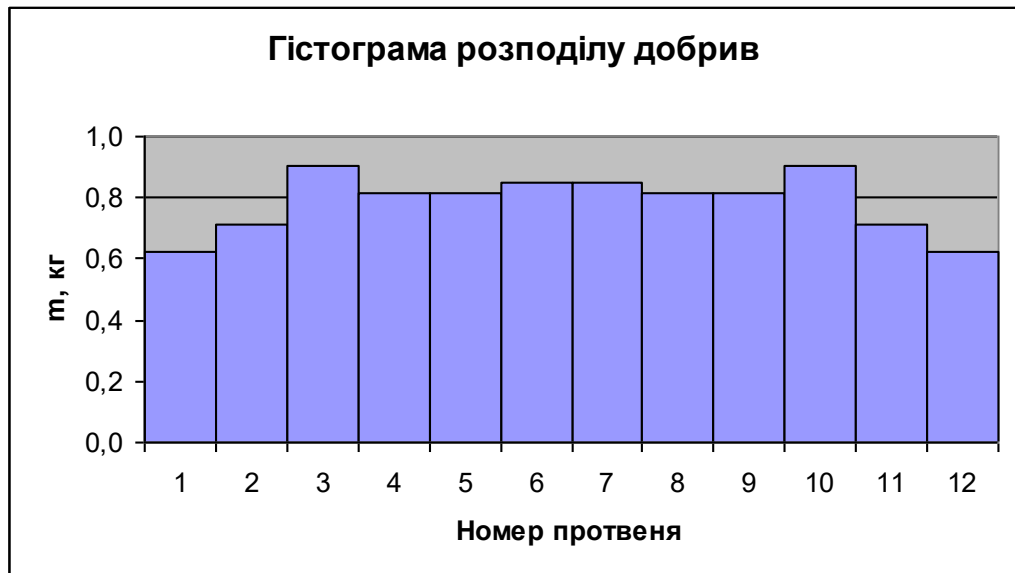


Рис. 3.13 Теоретична гістограма розподілу добрив для РБ з 6 чверть-еліпсними розподілювачами при  $\omega_p = 70$  рад/с.

Ширина захвату: загальна – 7 м, робоча – 6 м, перекриття – 1 м; доза внесення 31,4 т/га, нерівномірність – 12,34 %.

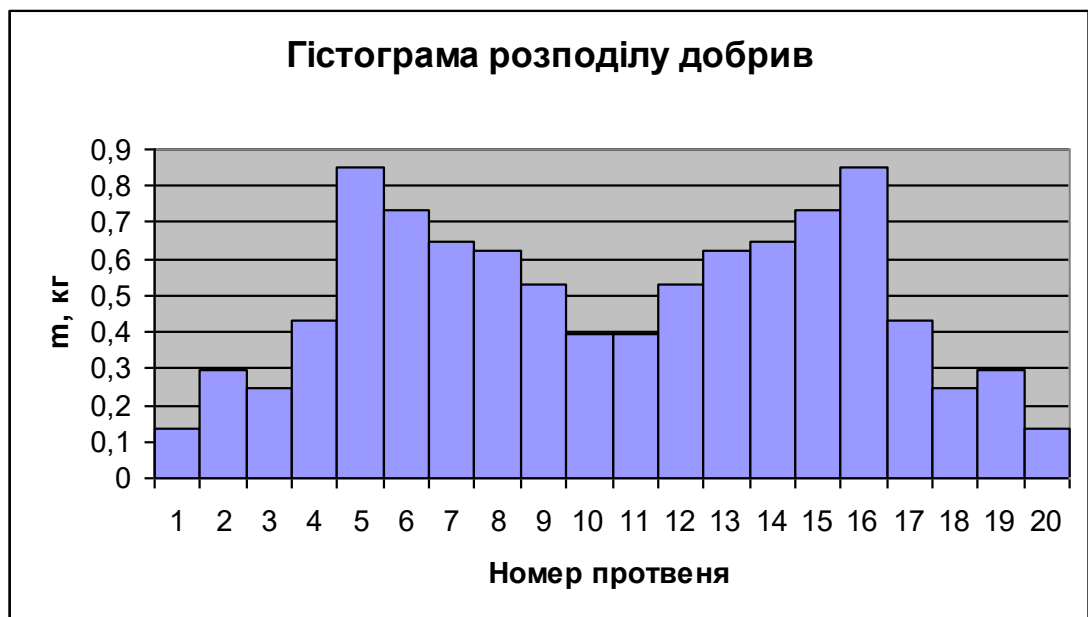


Рис. 3.14. Теоретична гістограма розподілу добрив для РБ з 4-ма півеліпсними і 2-ма чвертьеліпсними розподілювачами при  $\omega_p = 70$  рад/с.

Ширина захвату: загальна – 10 м, робоча – 10 м; доза внесення – 19,5 т/га, нерівномірність – 45,33 %.

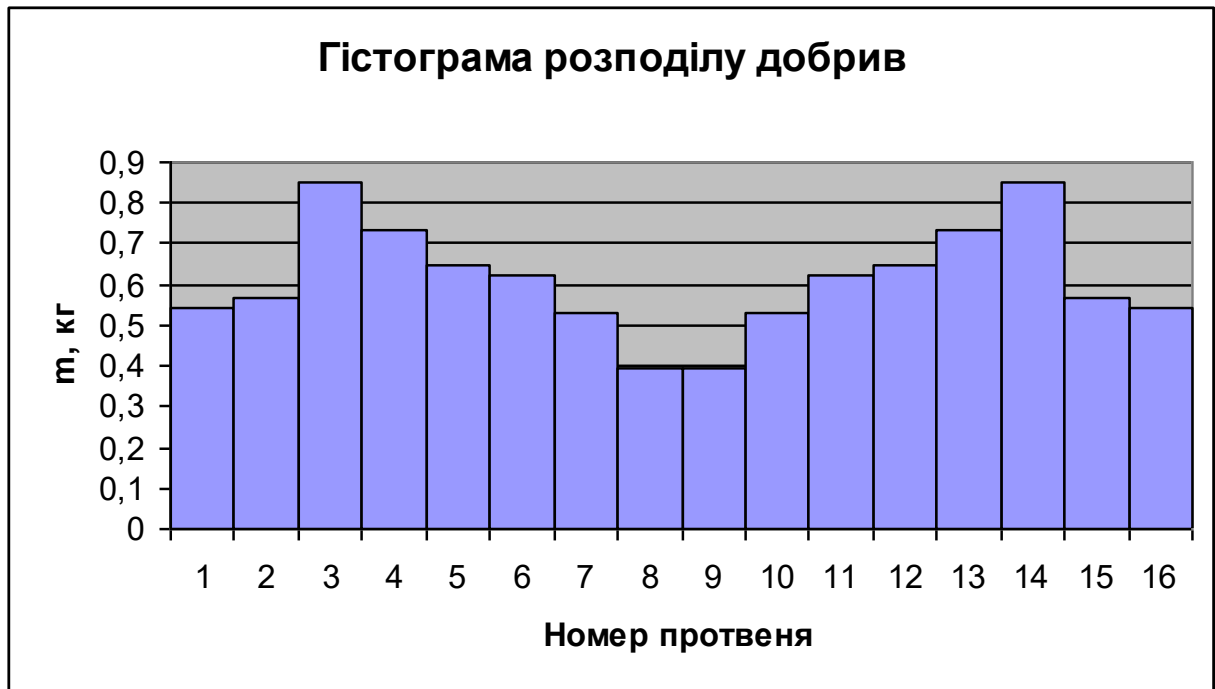


Рис. 3.15. Теоретична гістограма розподілу добрив для РБ з 4-ма півеліпсними і 2-ма чвертьеліпсними розподілювачами при  $\omega_p = 70$  рад/с.

Ширина захвату: загальна – 10 м, робоча – 8 м, перекриття – 2 м; доза внесення – 24,4 т/га, нерівномірність – 21,74 %.

Моделювання розподілу добрив виявило закономірності зміни ширини захвату та нерівномірності внесення залежно від типу барабана, кутової швидкості барабана та коефіцієнта зовнішнього тертя добрив при сталому значенні кута встановлення робочих органів до осі барабана  $\beta = 50^\circ$ .

Для РБ, оснащеного 6 чвертьеліпсними розподілювачами, при збільшенні кутової швидкості  $\omega_p$  з 70 до 100 рад/с загальна ширина захвату  $B_o$  зростає з 7 до 10 м, а нерівномірність внесення добрив збільшується з 26,05 % до 55,05 %. При цьому робоча ширина захвату  $B_p$  зростає з 6 до 8 м, а нерівномірність внесення добрив — з 12,34 % до 38,53 % [49].

Зміна коефіцієнта зовнішнього тертя добрив  $f_1$  з 0,6 до 0,8 при  $\omega_p = 70$  рад/с призводить до зменшення загальної ширини захвату добрив з 7,5 м до 7 м, при цьому нерівномірність розподілу добрив на загальній ширині захвату

зростає з 26,05 % до 36,93 %. Робоча ширина захвату зменшується з 6,5 м до 6 м, а нерівномірність – з 15,56 % до 12,34 %.[31]

Для РБ оснащеного 6-ма півеліпсними розподілювачами, при зміні кутової швидкості  $\omega_p$  з 70 до 100 рад/с загальна ширина захвату  $B_o$  зростає з 11 до 15 м, нерівномірність внесення добрив на ній збільшується з 51,75 % до 74,79 %. На робочій ширині захвату  $B_p = 9$  м нерівномірність внесення добрив становить 31,70 % при  $\omega_p = 70$  рад/с, а при  $\omega_p = 100$  рад/с нерівномірність на робочій ширині захвату  $B_p = 10$  м становить 40,52 %. Таким чином встановлено, що необхідну якість внесення органічних добрив такий тип барабану не забезпечує.[49]

Для РБ оснащеного 2-ма чвертьеліпсними та 4-ма півеліпсними розподілювачами, при зміні кутової швидкості  $\omega_p$  з 70 до 100 рад/с загальна ширина захвату  $B_o$  зростає з 10 до 12 м, нерівномірність внесення добрив на ній збільшується з 45,33 % до 57,81 %. При цьому робоча ширина захвату  $B_p$  зростає з 8 до 9 м, а нерівномірність внесення добрив – з 21,74 % до 31,52 %.

### **3.2. Призначення параметрів роз-кидального пристрою та транспортеру удосконаленої машини**

На основі аналізу встановлених закономірностей показників роботи машини для внесення твердих органічних добрив (ТОД), залежно від її конструкційних і технологічних параметрів, а також вимог до якості та надійності роботи, було обґрунтовано синтез двох типів раціональних конструкцій розкидального барабана (РБ) для машини внесення ТОД: 1) РБ з 6 чвертьеліпсними розподілювачами, що забезпечує робочу ширину захвату  $B_p = 6$  м, при нерівномірності внесення добрив 12,34 % (рис. 3.8) [17];

2) РБ з 2 чвертьеліпсними та 4 півеліпсними розподілювачами, що забезпечує робочу ширину захвату  $B_p = 8$  м, при нерівномірності внесення добрив 21,74 % (рис. 3.9) [17].

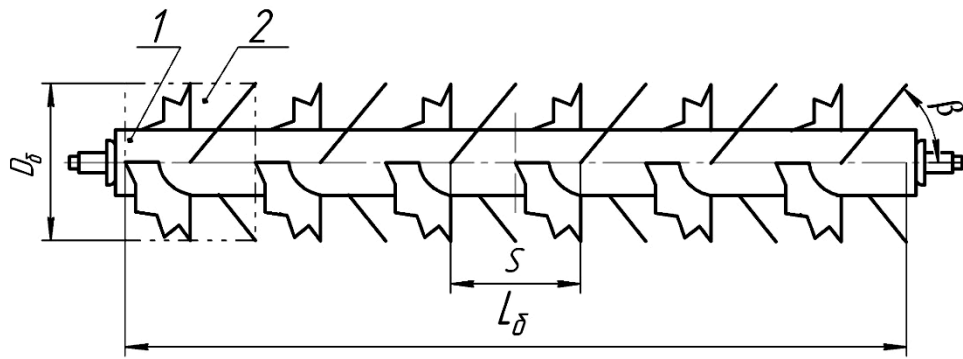


Рис. 3.16. Загальний вид РБ з 6-ма чвертьеліпсними розподілювачами:  
1 – циліндр барабана; 2 – чвертьеліпсний розподілювач.

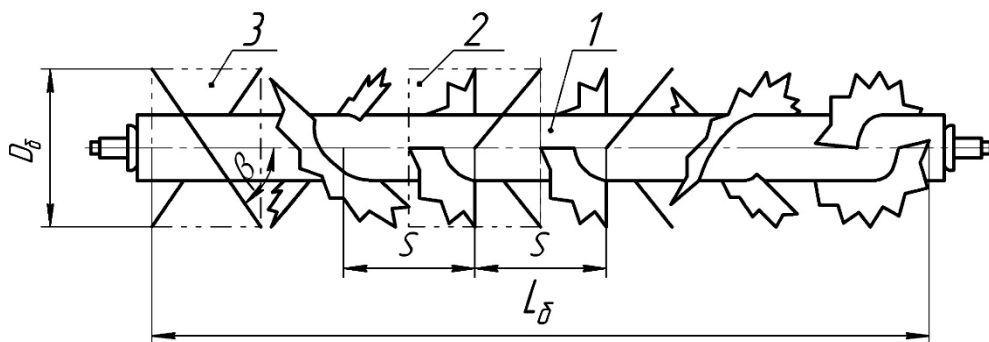


Рис. 3.17 Загальний вид РБ з 2-ма чвертьеліпсними і 4-ма півеліпсними розподілювачами:  
1 – циліндр барабана; 2, 3 – чверть- і півеліпсний розподілювач.

Отже, РБ машини МТО-6 (рис. 3.16) оснащується 6 чвертьеліпсними розподілювачами 1, конструкція яких описана в розділі 2.2.

Для вдосконалення РБ на прикладі машини МТО-6 пропонується встановлювати на його циліндрі 1 робочі органи у вигляді двох чвертьеліпсних 2 і чотирьох півеліпсних розподілювачів 3 (рис. 3.17), конструкція яких розглянута в розділі 2.2. Півеліпсні розподілювачі розташовуються симетрично до поперечної осі вала РБ на відстанях від неї  $1,5S$  і  $2,5S$ , а чвертьеліпсні розподілювачі — симетрично до поперечної осі вала РБ на відстані  $0,5S$ , де значення  $S$  розраховується за такою залежністю:

$$0,2 a \cos\beta < S < 0,6 a \cos\beta. \quad (3.11)$$

Використання запропонованого технічного рішення дозволяє досягти таких результатів: змінюються траєкторії польоту частинок органічних добрив, покращується рівномірність їх розподілу на поверхні поля, а також збільшується ширина внесення добрив. Цей технічний результат досягається за рахунок реалізації другої гіпотези, яка передбачає, що півеліпсні розподілювачі сприятимуть збільшенню ширини захвату машини та забезпечать високу рівномірність внесення добрив з обох боків кузова розкидача. У свою чергу, чвертьеліпсні розподілювачі забезпечать рівномірний розподіл добрив по ширині кузова розкидача ТОД [54].

У результаті аналізу досліджень робочого процесу транспортерів виявлено недоліки відомих залежностей для визначення його параметрів:

1. Відомі рівняння для визначення сили тертя добрив об борти кузова (1.5)–(1.8), представлені в працях [6], потребують уточнення.
2. Висота завантаження кузова і висота борту кузова в існуючих рівняннях (1.5)–(1.8) розглядаються як рівні, що відповідає частковому випадку. Однак добрива можуть бути завантажені вище, нижче або на рівні бортів кузова.

Для усунення цих недоліків необхідно уточнити залежність для визначення сили тертя добрив об борти кузова та скоригувати модель подачі добрив планками транспортера для загального випадку завантаження ТОД.

Відомо, що стабільне забезпечення заданої подачі добрив транспортером залежить від таких вхідних параметрів системи «добрива»-«кузов з транспортером»: фізико-механічних властивостей ТОД та їх фракційного складу; епюри розподілу добрив у кузові машини після завантаження та протягом усього часу роботи транспортера, що визначається видом його кінематичної поверхні  $f(x,y,z,t)$ ; конструкційних і технологічних параметрів машини (кузова, транспортера); експлуатаційних режимів роботи машини (швидкості руху транспортера і машини).

Вихідні параметри системи включають: нерівномірність подачі добрив транспортером, %; секундну подачу добрив транспортером, –  $Q_s$ , кг/с; потужність (питому потужність) роботи транспортера –  $N_T$ , кВт ( $N_{пт}$ , кВт·с/кг).

В реальних умовах експлуатації під час завантаження та роботи машини виникає нерівномірний розподіл добрив у кузові (рис. 3.10, а), який можна описати нестационарною функцією  $f(x,y,z,t)$ .

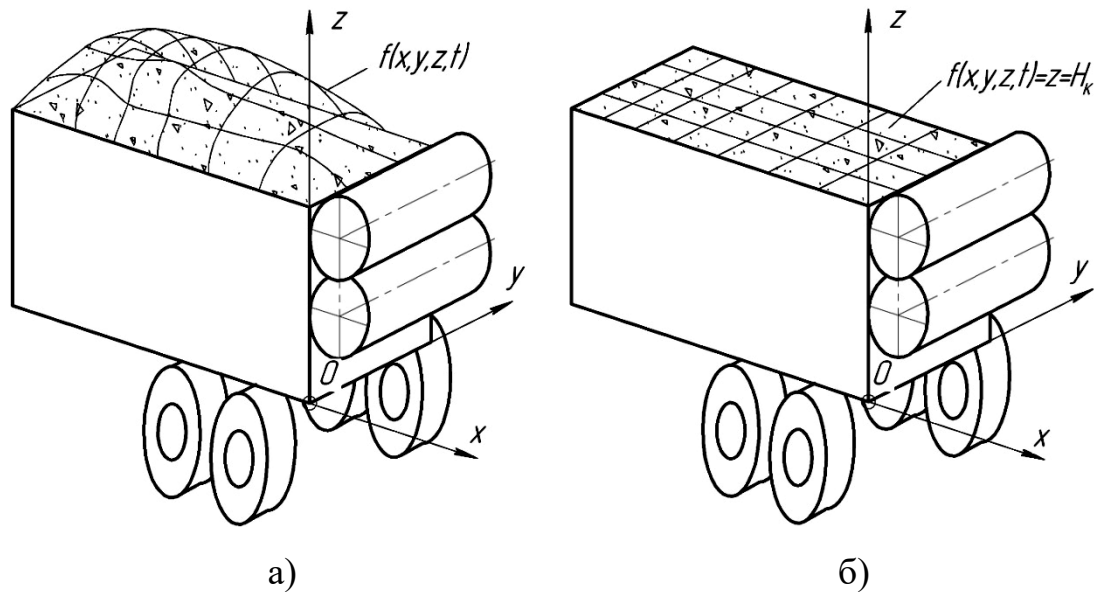


Рис. 3.18. Епюри маси добрив при нерівномірному (а) та рівномірному (б) завантаженні кузова машини

Розглянемо випадок рівномірного завантаження кузова (рис. 3.11, б), коли  $f(x,y,z,t) = z = H_k$ . Під час роботи транспортера і руху машини по нерівностях поля виникають вібрації, які сприяють інтенсивному осипанню добрив у напрямку переднього і заднього бортів. Згодом формується нерівномірна епура розподілу добрив у кузові, яка є стохастичною величиною. Поверхня функції  $f(x,y,z,t)$  визначає величину секундної подачі  $Q_s$  та нерівномірність  $\mathcal{A}_1$ .

Проте аналіз досліджень показав, що при розрахунку основних параметрів кузова з транспортером науковці не враховують реальні контури насипного вантажу, використовуючи модель подачі рівномірно завантажених добрив на висоту кузова [36]. Подібні задачі добре розроблені в теорії ґрунтів,

де замість реального контуру ґрунту використовують еквівалентну за об'ємом та створюваним навантаженням призму [9].

З урахуванням вищесказаного, а також того, що сила тертя добрив діє по обох боках кузова, а висота завантаження добрив  $H_{зав}$  може перевищувати висоту кузова  $H_k$  на величину  $H_{дод}$ , пропонуємо уточнену схему подачі добрив планками транспортера (рис. 2.26).

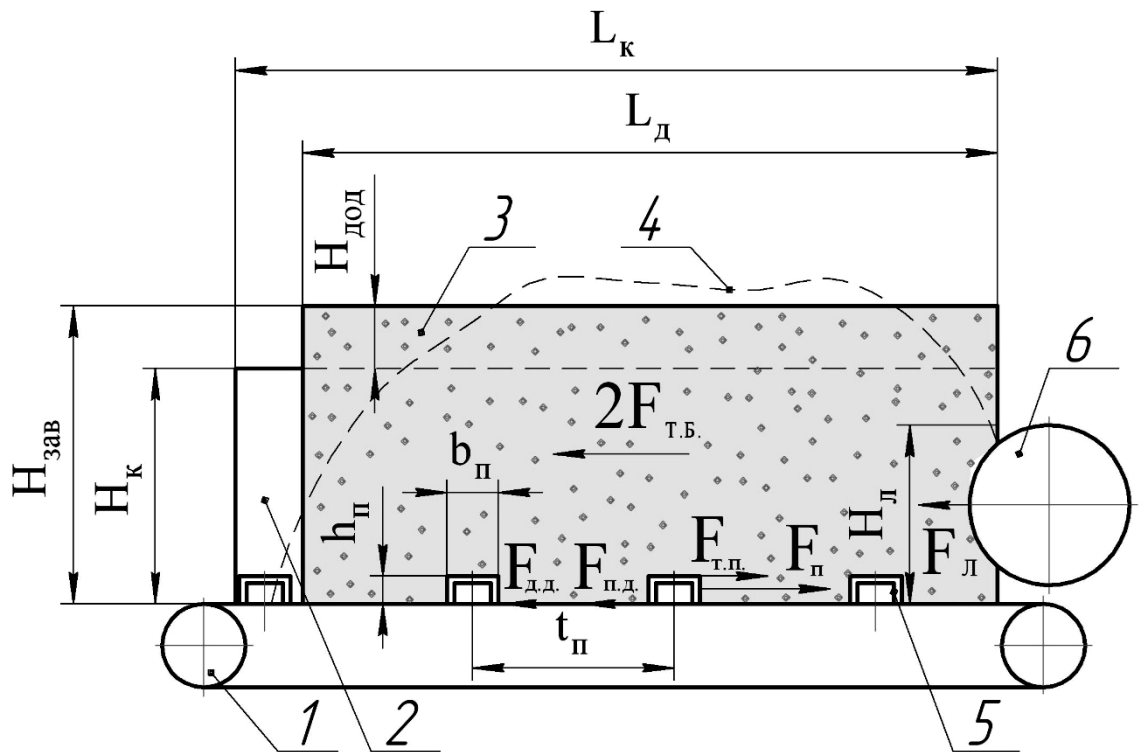


Рис. 3.19 Схема подачі добрив планками транспортера:

1 – транспортер; 2 – кузов; 3 – модель подачі добрив; 4 – реальні контури добрив; 5 – планка транспортера; 6 – барабан розкидального пристрою.

Для забезпечення стабільної подачі добрив запишемо умову їхнього руху в кузові під дією планок транспортера:

$$F_{\dot{i}} + F_{\dot{o}\dot{i}} \geq 2F_{\dot{o}\dot{a}} + F_{\dot{a}\dot{a}} + F_{\dot{i}\dot{a}} + F_{\dot{e}}, \quad (3.12)$$

де  $F_{\dot{п}}$  – сила тиску планок на добрива, Н;

$F_{\dot{o}\dot{i}}$  – сила тертя добрив по планкам, Н;

$F_{\dot{o}\dot{a}}$  – сила тертя добрив по одному борту кузова, Н;

$F_{\dot{д}\dot{д}}$  – сила тертя добрив по дну кузова, Н;

$F_{п.д.}$  – сила тертя планок по дну кузова, Н;

$F_{л}$  – сила лобового опору барабанів, Н.

Для визначення складових нерівності (3.12) використовуємо дані з робіт [8], при цьому нехтуємо силами тертя ланцюгів об добрива та дно кузова машини, наближено приймаємо форму поперечного перерізу планки прямокутною, а її довжину  $l_{п}$  – рівною ширині кузова  $B_{к}$ . В результаті отримуємо:

1). Залежність для визначення сили тиску планок на добрива:

$$F_{п} = \sigma_i h_{п} l_{п} n_{п} = \sigma_i h_{п} B_{к} n_{п}, \quad (3.13)$$

де  $\sigma_i$  – питомий тиск планки на добрива, Па;

$h_{п}$  – висота планки, м;

$l_{п}$  – довжина планки, м;

$n_{п}$  – кількість планок, що діють на добрива в момент часу  $t$ , шт.

2). Залежність для визначення сили тертя добрив по планкам транспортера:

$$F_{д.т.} = \rho g (H_{çäâ} - h_i) b_i \hat{A}_e n_i f_1, \quad (3.14)$$

де  $b_{п}$  – ширина планки, м.

3). Залежність для визначення сили тертя добрив об борти кузова.

Розглянемо схему на рис. 3.19, на основі якої запишемо рівняння для визначення нормальних сил, що діють на дно і борт кузова та спричиняють відповідні сили тертя. Для цього використаємо відомі з курсу опору матеріалів залежності для заміни навантаження рівнодійною силою.

Для визначення  $\sigma_1$  та  $\sigma_2$  використаємо основні поняття механіки насипних вантажів Р.Л. Зенкова [33]:

$$\sigma_1 = \rho g H_{çäâ}; \quad (3.17)$$

$$\sigma_2 = \sigma_1 n = \rho g H_{çäâ} n, \quad (3.18)$$

де  $n$  – коефіцієнт бокового тиску, відн. од.

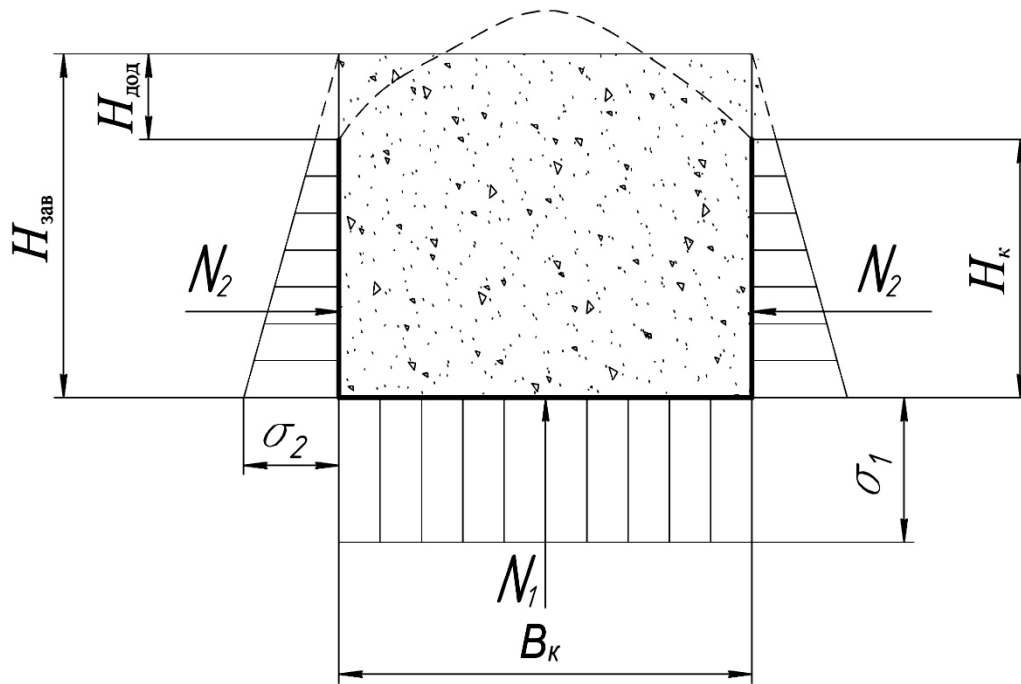


Рис. 3.20. Схема для визначення нормальних реакцій бортів кузова

$$N_1 = \sigma_1 B_{\text{к}} L_{\text{а}} = \sigma_1 B_{\text{к}} (L_{\text{е}} - v_{\text{о}} t); \quad (3.15)$$

$$N_2 = \frac{1}{2} \sigma_2 H_{\text{е}} L_{\text{а}} = \frac{1}{2} \sigma_2 H_{\text{е}} (L_{\text{е}} - v_{\text{о}} t), \quad (3.16)$$

де  $N_1$  – нормальна реакція кузова, Н;

$N_2$  – нормальна реакція борта кузова, Н;

$\sigma_1$  – питомий тиск добрив на дно кузова, Па;

$\sigma_2$  – питомий тиск добрив на борт кузова, Па.

Підставивши залежності (3.17) і (3.18) у рівняння (3.19) і (3.20) отримаємо:

$$N_1 = \rho g H_{\text{çàä}} B_{\text{к}} (L_{\text{е}} - v_{\text{о}} t). \quad (3.19)$$

$$N_2 = \frac{1}{2} \rho g H_{\text{çàä}} n H_{\text{е}} (L_{\text{е}} - v_{\text{о}} t). \quad (3.20)$$

Зазначимо, що в процесі вирішення цієї задачі дослідники замінюють коефіцієнт бокового тиску на коефіцієнт рухомості. Тому, для визначення сили тертя, що діє на один борт кузова, запишемо наступні залежності:

1) для випадку, коли  $H_{\text{çàä}} > H_{\text{е}}$  :

$$F_{\delta.\dot{a}.} = f_1 N_2 = \frac{1}{2} \rho g H_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}} H_{\dot{e}} (L_{\dot{e}} - v_{\dot{o}} t) m_{\delta} f_1; \quad (3.21)$$

2) для випадку, коли  $H_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}} \leq H_{\dot{e}}$ :

$$F_{\delta.\dot{a}.} = \frac{1}{2} \rho g H_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}}^2 (L_{\dot{e}} - v_{\dot{o}} t) m_{\delta} f_1. \quad (3.22)$$

4). Залежність для визначення сили тертя добрив по дну кузова:

$$F_{\dot{a}.\dot{a}.} = \rho g H_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}} \hat{A}_{\dot{e}} f_1 (L_{\dot{e}} - v_{\dot{o}} t - b_{\dot{i}} n_{\dot{i}}). \quad (3.23)$$

5). Залежність для визначення сили тертя планок по дну кузова:

$$F_{\dot{i}.\dot{a}.} = \rho g (H_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}} - h_{\dot{i}}) \hat{A}_{\dot{e}} n_{\dot{i}} f_2 + m_{\dot{i}} g n_{\dot{i}} f_2, \quad (3.24)$$

де  $f_2$  – коефіцієнт зовнішнього тертя сталі по сталі, відн. од.;

$m_{\dot{i}}$  – маса планки, кг.

6). Силу лобового опору барабанів визначаємо з рівняння М.М. Марченка [39]:

$$F_{\dot{l}} = \sigma_{\dot{o}} B_{\dot{k}} H_{\dot{l}}, \quad (3.25)$$

де  $\sigma_{\dot{o}}$  – лобовий опір барабанів, Па;

$H_{\dot{l}}$  – висота шару добрив, що сприймає лобовий опір, м.

Для визначення кількості планок, що впливають на добрива в певний момент часу, використаємо рівняння (2.44):

$$n_{\dot{i}} = (L_{\dot{k}} - v_{\dot{i}} t) / t_{\dot{i}}. \quad (3.26)$$

Отже, з урахуванням (3.15)–(3.26), умову можна представити у такому вигляді:

$$\begin{aligned} & \sigma_{\dot{i}} h_{\dot{i}} \hat{A}_{\dot{e}} n_{\dot{i}} + \rho g (H_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}} - h_{\dot{i}}) b_{\dot{i}} \hat{A}_{\dot{e}} n_{\dot{i}} f_1 \geq \rho g H_{\dot{e}} H_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}} (L_{\dot{e}} - v_{\dot{o}} t) m_{\delta} f_1 + \\ & + \rho g H_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}} \hat{A}_{\dot{e}} f_1 (L_{\dot{e}} - v_{\dot{o}} t - b_{\dot{i}} n_{\dot{i}}) + \rho g (H_{\dot{c}\dot{a}\dot{a}} - h_{\dot{i}}) \hat{A}_{\dot{e}} n_{\dot{i}} f_2 + m_{\dot{i}} g n_{\dot{i}} f_2 + \sigma_{\dot{a}} \hat{A}_{\dot{e}} \dot{I}_{\dot{e}}. \end{aligned} \quad (3.27)$$

Для моменту пуску транспортера при  $v_t t = 0$  отримуємо:

$$\begin{aligned} \sigma_i h_i \hat{A}_\epsilon + \rho g (H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} - h_i) b_i \hat{A}_\epsilon f_1 \geq \rho g H_\epsilon H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} t_i m_\delta f_1 + m_i g f_2 + \\ + \rho g H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} \hat{A}_\epsilon f_1 (t_i - b_i) + \rho g (H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} - h_i) \hat{A}_\epsilon f_2 + \sigma_a \hat{A}_\epsilon \dot{I}_\epsilon t_i / L_\epsilon. \end{aligned} \quad (3.28)$$

З аналізу моделі (3.27) для кроку встановлення планок транспортера при  $H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} = 0,5$  м отримуємо, що  $t_i \geq 0,382$  м, для  $H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} = 0,75$  м –  $t_i \geq 0,363$  м і для  $H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} = 1,0$  м –  $t_i \geq 0,346$  м. Для висоти і довжини кузова, при  $t_i = 0,380$  м і  $H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} = 0,5$  м отримуємо, що  $\dot{I}_\epsilon \geq 0,466$  м,  $L_\epsilon \geq 2,688$  м.

### 3.3. Розрахунок параметрів машини для внесення твердис органічних добрив

Відомі методики інженерного розрахунку параметрів машин для внесення ТОД детально висвітлені в роботах [13]. Однак у результаті проведених досліджень було уточнено низку залежностей для розрахунку параметрів кузова з транспортером та енергоємності машини, отриманих на основі вдосконалення математичної моделі (3.28).

Розрахунок параметрів кузова з транспортером.

Крок встановлення планок транспортера визначаємо за умовою (3.29):

$$t_i \geq \frac{\left( -\sigma_i h_i \hat{A}_\epsilon - \rho g (H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} - h_i) b_i \hat{A}_\epsilon f_1 + m_i g f_2 + \right.}{\left. + \rho g (H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} - h_i) \hat{A}_\epsilon f_2 - \rho g H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} \hat{A}_\epsilon f_1 b_i \right) L_\epsilon}{-\rho g H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} H_\epsilon m_\delta f_1 L_\epsilon - \rho g H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} \hat{A}_\epsilon f_1 L_\epsilon - \sigma_a \hat{A}_\epsilon \dot{I}_\epsilon}. \quad (3.29)$$

Висоту кузова  $H_\epsilon$  визначаємо з умови (3.29):

$$H_\epsilon \geq - \frac{\left( -\sigma_i h_i \hat{A}_\epsilon - \rho g (H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} - h_i) b_i \hat{A}_\epsilon f_1 + \rho g (H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} - h_i) \hat{A}_\epsilon f_2 + \right.}{\left. + m_i g f_2 + \rho g (H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} - h_i) \hat{A}_\epsilon f_2 + \sigma_a \hat{A}_\epsilon \dot{I}_\epsilon t_i / L_\epsilon \right)}{\rho g H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} m_\delta f_1 t_i}. \quad (3.30)$$

Довжину кузова  $L_\epsilon$  визначаємо з умови (3.30):

$$L_{\epsilon} \leq \frac{-\sigma_a \hat{A}_{\epsilon} \dot{I}_{\epsilon} t_{\epsilon}}{\left( \begin{aligned} & -\sigma_i h_i \hat{A}_{\epsilon} - 2\rho g b_i \hat{A}_{\epsilon} f_1 H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} + \rho g H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} H_{\epsilon} m_{\delta} f_1 t_{\epsilon} + \\ & + \rho g H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} \hat{A}_{\epsilon} f_1 t_{\epsilon} + \rho g \hat{A}_{\epsilon} f_2 H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} - \rho g \hat{A}_{\epsilon} f_2 h_i + m_i g f_2 \end{aligned} \right)}. \quad (3.31)$$

Потужність приводу ланцюгово-планчастого транспортера кузовного розкидача ТОД розраховуємо з рівняння (3.32) [46]:

$$N_T = N_{xx} + N_{дт} = F_{xx} v_T / 1000 \eta_T + F_{дт} v_T / 1000 \eta_T = (F_{xx} + F_{дт}) v_T / 1000 \eta_T, \quad (3.32)$$

де  $N_{xx}$  – потужність холостого ходу транспортера, кВт;

$N_{дт}$  – потужність, що витрачається на переміщення добрив транспортером, кВт;

$F_{xx}$  – сила, що необхідна для переміщення транспортера на холостому ході, Н;

$F_{дт}$  – сила, що необхідна для переміщення добрив транспортером, Н;

$\eta_T$  – коефіцієнт корисної дії механізмів приводу транспортера, відн. од.

Силу, необхідну для переміщення транспортера на холостому ході, та його коефіцієнт корисної дії визначають для конкретної марки машини, враховуючи її конструктивні особливості [9]. З урахуванням рівнянь (3.15) і (3.20) отримуємо:

$$F_{\hat{a}\hat{o}} = F_{\hat{o}\hat{i}} + F_{\hat{o}\hat{a}} + F_{\hat{a}\hat{a}} + F_{\hat{i}\hat{a}} + F_{\hat{\epsilon}}. \quad (3.33)$$

$$\begin{aligned} F_{\hat{a}\hat{o}} = & \rho g (H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} - h_i) b_i \hat{A}_{\epsilon} n_i f_1 + \rho g H_{\epsilon} H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} (L_{\epsilon} - v_{\delta} t) m_{\delta} f_1 + \sigma_a \hat{A}_{\epsilon} \dot{I}_{\epsilon} + \\ & + \rho g H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} \hat{A}_{\epsilon} f_1 (L_{\epsilon} - v_{\delta} t - b_i n_i) + \rho g (H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} - h_i) \hat{A}_{\epsilon} n_i f_2 + m_i g n_i f_2. \end{aligned} \quad (3.34)$$

Враховуючи рівняння (3.34), визначаємо потужність, необхідну для переміщення добрив транспортером.

$$N_{\hat{a}\hat{o}} = \frac{0,001 v_{\delta}}{\eta_{\delta}} \left[ \begin{aligned} & \rho g (H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} - h_i) b_i \hat{A}_{\epsilon} n_i f_1 + \rho g H_{\epsilon} H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} (L_{\epsilon} - v_{\delta} t) m_{\delta} f_1 + \\ & + \sigma_a \hat{A}_{\epsilon} \dot{I}_{\epsilon} + \rho g H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} \hat{A}_{\epsilon} f_1 (L_{\epsilon} - v_{\delta} t - b_i n_i) + m_i g n_i f_2 + \\ & + \rho g (H_{\zeta\hat{a}\hat{a}} - h_i) \hat{A}_{\epsilon} n_i f_2 \end{aligned} \right]. \quad (3.35)$$

Для аналізу (3.35), для машини МТО-6, приймаємо  $v_{т1} = 0,02$  м/с,  $v_{т2} = 0,06$  м/с і  $v_{т3} = 0,10$  м/с,  $n_{п} = 11$ ,  $\eta_{т} = 0,84$ .

Визначаємо моменти часу, в які діятиме певна кількість планок, результати розрахунку зводимо в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

**Визначення моменту часу  $t$ , с, в який діє кількість планок  $n_{п}$**

$v_{т}$ , м/с	Кількість планок, що подають добрива, $n_{п}$ , шт.										
	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0
0,02	20	39	58	77	96	115	134	153	172	191	210
0,06	6,7	13	19,3	25,6	32	38,3	44,7	51	57,3	63,7	70
0,10	4	7,8	11,6	15,4	19,2	23	26,8	30,6	34,4	38,2	42

З рівняння (3.30) встановлено залежності (3.30)–(3.35) для визначення потужності, необхідної для переміщення добрив транспортером (табл. 3.2–3.6).

Таблиця 3.2

**Залежності для визначення потужності  $N_{дт}$ , кВт, при  $H_{зав} = H_{к}$**

$v_{т}$ , м/с	Висота завантаження добрив і висота кузова, $H_{зав} = H_{к}$ , м	
	$H_{зав} = 0,5$ м	$H_{зав} = 1,0$ м
0,02	$N_{дт} = 0,5998 - 0,0028t - 0,0071n$ (3.36)	$N_{дт} = 1,2432 - 0,0059t - 0,0142n$ (3.39)
0,06	$N_{дт} = 1,7993 - 0,0253t - 0,0214n$ (3.37)	$N_{дт} = 3,7295 - 0,0529t - 0,0426n$ (3.40)
0,10	$N_{дт} = 2,9988 - 0,0704t - 0,0357n$ (3.38)	$N_{дт} = 6,2160 - 0,1470t - 0,0710n$ (3.41)

Таблиця 3.3

**Залежності для визначення потужності  $N_{\text{дт}}$ , кВт,  
при  $H_{\text{зав}} = 1,0$  м,  $H_{\text{к}} = 0,5$  м**

$v_{\text{т}}$ , м/с	Залежність $N_{\text{дт}} = f(n, t)$	
0,02	$N_{\text{дт}} = 1,1909 - 0,0056t - 0,0142n$	(3.42)
0,06	$N_{\text{дт}} = 3,5728 - 0,0507t - 0,0426n$	(3.43)
0,10	$N_{\text{дт}} = 5,9547 - 0,1408t - 0,0710n$	(3.44)

Таблиця 3.4

**Значення потужності  $N_{\text{дт}}$ , кВт, при  $H_{\text{зав}} = H_{\text{к}} = 0,5$  м**

$v_{\text{т}}$ , м/с	Кількість планок, що подають добрива, $n_{\text{п}}$ , шт.					
	10	8	6	4	2	1
0,02	0,473	0,381	0,288	0,196	0,104	0,058
0,06	1,416	1,140	0,861	0,583	0,307	0,166
0,1	2,360	1,897	1,433	0,970	0,506	0,274

Таблиця 3.5

**Значення потужності  $N_{\text{дт}}$ , кВт, при  $H_{\text{зав}} = H_{\text{к}} = 1,0$  м**

$v_{\text{т}}$ , м/с	Кількість планок, що подають добрива, $n_{\text{п}}$ , шт.					
	10	8	6	4	2	1
0,02	0,983	0,787	0,592	0,396	0,200	0,102
0,06	2,949	2,368	1,781	1,194	0,613	0,317
0,10	4,918	3,943	2,968	1,992	1,017	0,530

Таблиця 3.6

Значення потужності  $N_{дт}$ , кВт, при  $H_{зав} = 1,0$  м,  $H_{к} = 0,5$  м

$v_T$ , м/с	Кількість планок, що подають добрива, $n_p$ , шт.					
	10	8	6	4	2	1
0,02	0,937	0,753	0,568	0,384	0,199	0,107
0,06	2,807	2,253	1,695	1,136	0,582	0,301
0,10	4,682	3,753	2,825	1,897	0,969	0,505

Розрахунок енергоємності машини для внесення твердих органічних добрив

Енергетичний розрахунок процесу роботи кузовних машин для внесення твердих органічних добрив (ТОД) виконується з використанням відомої залежності [18].

$$N_i = N_{\dot{}} + N_{\delta} + N_{\delta}. \quad (3.45)$$

Як відомо [7], потужність, що витрачається на привід машини, визначають з рівняння (3.34):

$$N_{\dot{}} = \frac{R_i v_p}{3,6}, \quad (3.46)$$

де  $R_i$  – тяговий опір машини, кН;

$v_p$  – робоча швидкість МТА, км/год.

$$R_i = (G_i + G_{\dot{}})(f_i \pm i/100), \quad (3.47)$$

де  $G_i$  – вага незавантаженої машини, кН;

$G_{\dot{}}$  – вага добрив у кузові, кН;

$f_i$  – коефіцієнт опору кочення ходових коліс розкидача,  $f_i = 0,15$  [55];

$i$  – нахил місцевості, %.

Для визначення ваги добрив у кузові записали:

$$G_{\dot{}} = 0,001 B_{\dot{}} H_{\dot{}} (L_{\dot{}} - v_{\dot{}} t) \rho g. \quad (3.48)$$

Тоді рівняння (3.46) з урахуванням (3.48):

$$N_{\dot{i}} = \frac{v_p}{3,6} (G_{\dot{i}} + 0,001B_{\dot{e}}H_{\dot{\zeta}}(L_{\dot{e}} - v_{\dot{o}}t)\rho g)(f_{\dot{i}} \pm i/100). \quad (3.49)$$

Значення потужності, необхідної для приводу транспортера, визначають за рівнянням (3.44).

Для розрахунку потужності, що витрачається розкидальним пристроєм,

записали: 
$$N_{\dot{o}} = \frac{1}{\eta_{\dot{o}}} (N_{\dot{o}\dot{o}\dot{o}} + N_{\dot{i}\dot{a}\dot{o}} + N_{\dot{\delta}\dot{a}\dot{o}} + N_{\dot{i}\dot{a}\dot{a}} + N_{\dot{\delta}\dot{a}\dot{a}}), \quad (3.50)$$

де  $N_{\dot{o}\dot{o}\dot{o}}$  – потужність холостого ходу розкидального пристрою, кВт;

$N_{\dot{i}\dot{a}\dot{o}}$ ,  $N_{\dot{\delta}\dot{a}\dot{o}}$  – потужність, що витрачається подрібнювальним та розкидальним барабаном на подрібнення добрив, кВт;

$N_{\dot{i}\dot{a}\dot{a}}$ ,  $N_{\dot{\delta}\dot{a}\dot{a}}$  – потужність, що витрачається подрібнювальним і розкидальним барабаном на виліт добрив, кВт;

$\eta_{\dot{o}}$  – коефіцієнт корисної дії розкидального пристрою.

На основі досліджень Є.П. Яцука [61] для ротаційних ґрунтообробних машин визначаємо потужність, необхідну для подрібнення добрив:

$$N_{\dot{i}\dot{a}\dot{o}} = 2k_p v_{\dot{o}} 0,9B_{\dot{e}}R_{\dot{i}\dot{a}}. \quad (3.51)$$

$$N_{\dot{\delta}\dot{a}\dot{o}} = \sigma_{\dot{\delta}} v_{\dot{o}} 0,9B_{\dot{e}}R_{\dot{\delta}\dot{a}}. \quad (3.52)$$

Визначаємо потужність на виліт частинок добрив:

$$N_{\dot{i}\dot{a}\dot{a}} = 0,5v_{\dot{o}} 0,9B_{\dot{e}}R_{\dot{i}\dot{a}}\rho\omega_{\dot{i}}^2R_{\dot{i}\dot{a}}^2; \quad (3.53)$$

$$N_{\dot{\delta}\dot{a}\dot{a}} = 0,5k''v_{\dot{o}} 0,9B_{\dot{e}}H_{\dot{\zeta}}\rho\omega_{\dot{\delta}}^2R_{\dot{\delta}\dot{a}}^2, \quad (3.54)$$

де  $k''$  – коефіцієнт, що враховує виніс добрив планками транспортера і крізь зазор між барабанами,  $k'' = 0,7 \dots 0,73$  [98].

Рівняння (5.17) записуємо наступним чином:

$$\begin{aligned}
N_i = & v_p (G_i + 0,001 B_{\hat{e}} H_{\hat{\zeta}} (L_{\hat{e}} - v_{\delta} t) \rho g) (f_i \pm i/100) / 3,6 + \\
& + 0,001 N_{xx\delta} / \eta_{\delta} + 0,001 v_{\delta} (\rho g H_{\hat{e}} H_{\hat{\zeta}\hat{a}\hat{a}} (L_{\hat{e}} - v_{\delta} t) m_{\delta} f_1 - \\
& - \rho g (H_{\hat{\zeta}\hat{a}\hat{a}} - h_i) b_i \hat{A}_{\hat{e}} n_i f_1 + \rho g H_{\hat{\zeta}\hat{a}\hat{a}} \hat{A}_{\hat{e}} f_1 (L_{\hat{e}} - v_{\delta} t - b_i n_i) + \\
& + \rho g (H_{\hat{\zeta}\hat{a}\hat{a}} - h_i) \hat{A}_{\hat{e}} n_i f_2 + m_i n_i f_2 + \sigma_{\hat{a}} \hat{A}_{\hat{e}} \hat{I}_{\hat{e}}) / \eta_{\delta} + \\
& + (N_{\delta\delta\delta} + 1,8 k_p v_{\delta} B_{\hat{e}} R_{\hat{a}} + 0,9 \sigma_{\delta} v_{\delta} B_{\hat{e}} R_{\delta\hat{a}} + \\
& + 0,45 v_{\delta} B_{\hat{e}} R_{\hat{a}} \rho \omega_i^2 R_{\hat{a}}^2 + 0,45 k'' v_{\delta} B_{\hat{e}} H_{\hat{\zeta}} \rho \omega_{\delta}^2 R_{\delta\hat{a}}^2) / \eta_{\delta}.
\end{aligned} \tag{3.55}$$

Залежність (3.55) можна використовувати для дослідження кінетики енергоємності машини для внесення твердих органічних добрив (ТОД).

## Розділ 4

### Результат експериментальних досліджень

#### 4.1 Фізичне моделювання машини для внесення твердих органічних добрив

Метод фізичного моделювання був використаний М.М. Марченком [39] при дослідженні розкидачів твердих органічних добрив.

За методом фізичного моделювання спочатку встановлюються коефіцієнти подібності, на основі яких створюється лабораторна установка - фізична модель (ФМ) машини. В результаті реалізації методу поелементного експерименту будується статистична модель і визначаються оптимальні та обґрунтовані значення досліджуваних параметрів, які переносяться на натурний зразок згідно з прийнятими коефіцієнтами подібності.

М.М. Марченко, Г.І. Лічман та А.Є. Шебалкін [39, 38, 60] запропонували наступні критеріальні формули для загальної ширини розподілу (4.1) та початкової норми винесення добрив (4.2) при встановленні коефіцієнта подібності:

$$B_o = f(v_o, L_a, H_o, d, \rho_i, \rho, R_{a.n.}, g); \quad (4.1)$$

$$v_o = f(\omega_p, r, g, \alpha_o, C, \rho_i), \quad (4.2)$$

де  $B_o$  – загальна ширина розподілення добрив, м;

$v_o$  – початкова швидкість вильоту частинок, м/с;

$L_a$  – довжина барабанів, м;

$H_o$  – висота розташування розподіляючого барабана, м;

$d$  – розмір частинок добрив, м;

$\rho_i, \rho$  – об'ємна маса повітря і добрив відповідно, кг/м<sup>3</sup>;

$R_{a.n.}$  – опір повітряного середовища, Н;

$r$  – радіус барабана по кінцям лопатей, м;

$\alpha_o$  – кут нахилу витків шнека, град;

$\omega_p$  – кутова швидкість розкидального барабана, с<sup>-1</sup>;

$C$  – сила зчеплення частинок добрив, Н.

Використовуючи метод Релея, критеріальні рівняння (4.1) і (4.2) представили у наступному вигляді:

$$\frac{B_o}{L_a} = \left[ \frac{R_{a.n.}}{v_o^2 L_a^2 \rho_a}; \frac{L_a g}{v_o^2}; \frac{H_o}{L_a}; \frac{d}{L_a}; \frac{\rho}{\rho_i} \right]. \quad (4.3)$$

$$\frac{v_o}{\omega_p r} = \left[ \frac{g}{\omega_p^2 r}; \frac{C}{r^2 \omega_p^2 \rho}; \alpha_o \right]. \quad (4.4)$$

При отриманні рівняння переходу для побудови модельного процесу кутова швидкість РБ визначалася на основі безрозмірних комплексних чисел, що містяться в рівнянні (4.4):

$$\left[ \frac{g}{\omega_p^2 r} \right]_i = \left[ \frac{g}{\omega_p^2 r} \right], \quad (4.5)$$

де  $m$  – індекс моделі;  $n$  – індекс природи.

Після відповідних перетворень отримали:

$$\omega_{\delta i} = \omega_{\delta} \sqrt{K_L}, \quad (4.6)$$

де  $\omega_{\delta i}$  – кутова швидкість РБ фізичної моделі машини, рад/с;

$K_L$  – геометричний масштаб подібності, відн. од.

Для фізичної моделі машини ПТУ-4 вченими обґрунтовано значення  $K_L = 2,5$  [54], а для РОУ-6 –  $K_L = 3$  [13].

В результаті досліджень Шебалкіна був обґрунтований вибір модельного матеріалу в якості торф'яного порошку вологістю 49...Було прийнято об'ємну вагу 52% та 470 г відповідно...Розмір частинок 500 кг / м<sup>3</sup> і 15...20 мм (не менше 70% від обсягу).

Однак аналіз рівнянь (4.1) - (4.4) показав, що при їх складанні не були враховані деякі параметри продуктивності подрібнюючого і дифузійного барабана і конвеєра, а також той факт, що вони не задовольняють теоремі  $\sigma$ . Тому необхідно уточнити та скласти нове довідкове рівняння робочого

процесу машини ФМ для виготовлення ТОД .Фізичне моделювання шліфувального барабана

Для того щоб побудувати еталонне рівняння для роботи РБ, пропонується ввести значення розміру частинок добрив, що надходять у верхню частину РБ. Це значення залежить від наступних параметрів машини, які наведені в таблиці 4.1, і на підставі цього запишіть загальну формулу залежності від параметрів машини і добрив:

$$d = f(D_i, \omega_i, \beta, t_{\varrho}, d_o, \rho, q_{\delta\delta}, L_i, F). \quad (4.7)$$

Таблиця 4.1

**Позначення змінних та їх розмірностей при складанні рівнянь зв'язку для розміру частинок добрив, що поступають на РБ**

Назва змінної	Позначення	Розмірність
1. Розмір частинок добрив, що поступають на РБ	$d$	$M$
2. Діаметр ПБ	$D_i$	$L$
3. Кутова швидкість ПБ	$\omega_i$	$1/T$
4. Кут нахилу РО ПБ	$\beta$	–
5. Крок встановлення РО ПБ	$t_{\varrho}$	$M$
6. Розмір частинок добрив, що завантажені у кузов	$d_y$	$L$
7. Об'ємна маса добрив	$\rho$	$M/L^3$
8. Подача транспортера	$q_{\delta\delta}$	$M/T$
9. Довжина ПБ	$L_i$	$L$
10. Сила внутрішнього зчеплення частинок	$F$	$ML/T^2$

Як видно з таблиці 4.1, число змінних дорівнює  $n = 10$ , а їхня розмірність становить  $k = 3$  основні одиниці: маса  $M$ , час  $T$  і довжина  $L$ . Тому, виходячи з  $\pi$ -теореми [59], можна сказати, що число безрозмірних

комбінацій дорівнює  $n - k = 7$ . Використовуючи метод, запропонований Релеєм, можна отримати шукані безрозмірні комбінації:

$$\frac{d}{D_i} = f \left[ \left( \frac{t_{\bar{e}}}{D_i} \right)^d ; \alpha_{\bar{e}}^c ; \left( \frac{d_{\acute{o}}}{D_i} \right)^e ; \left( \frac{\omega_i D_i^3 \rho}{q_{\ddot{o}\ddot{o}}} \right)^f ; \left( \frac{L_i}{D_i} \right)^h ; \left( \frac{F}{q_{\ddot{o}\ddot{o}} D_i \omega_i} \right)^i \right]. \quad (4.8)$$

Рівняння (4.8) задовольняє  $\pi$ -теорему.

Для ширини захвату машини отримали критеріальне рівняння (4.9):

$$\frac{B_o}{d} = f \left[ \left( \frac{D_{\acute{a}}}{d} \right)^k ; \beta^m ; \left( \frac{S}{d} \right)^n ; k_z^p ; \left( \frac{L_{\delta}}{d} \right)^r ; \left( \frac{g}{d \omega_{\delta}^2} \right)^s ; \left( \frac{\rho}{\rho_i} \right)^t ; \left( \frac{R_{\grave{a}\grave{n}}}{\rho_i d^4 \omega_{\delta}^2} \right)^u ; \left( \frac{I_i}{d} \right)^g \right], \quad (4.9)$$

де  $B_o$  – загальна ширина розподілення добрив, м;

$D_{\acute{a}}$  – Діаметр розподільного барабана, м

$L_p$  – Довжина розкидального барабана, м;

$H_o$  – Висота розподільного барабана, м;

$d$  – Розмір частинок добрив, що подаються в розподільник, м

$\rho_i$  – об'ємна маса повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$R_{\grave{a}\grave{n}}$  – опір повітряного середовища, Н;

$\omega_i, \omega_{\delta}$  – кутова швидкість ПБ і РБ, с<sup>-1</sup>;

$k_z$  – кількість зубів РО, що ідуть по одному сліду, шт.;

$S$  – крок встановлення РО, м.

При знаходженні формули переходу для побудови модельного процесу кутова швидкість РБ фізичної моделі визначається на основі безрозмірного комплексного числа, що міститься в рівнянні (4.10):

$$\left[ \frac{g}{d \omega_{\delta}^2} \right]_i = \left[ \frac{g}{d \omega_{\delta}^2} \right]_i. \quad (4.10)$$

Після відповідних перетворень отримуємо:

$$\omega_{\delta i} = \sqrt{\frac{d_i}{d_i}} \omega_{\delta}^2 = \sqrt{\hat{E}_L} \omega_{\delta}^2 = \omega_{\delta} \sqrt{\hat{E}_L}. \quad (4.11)$$

Фізичне моделювання поведінки транспортера

У роботах [8,16] під час вивчення ланцюгового площинного транспортера було запропоновано формулу для визначення його другої задачі, що ґрунтується на змінних, перелічених у табл. 4.2, та їхніх розмірах.

Таблиця 4.2

**Позначення змінних та їх розмірностей при складанні рівняння зв'язку для продуктивності транспортера**

№	Назва змінної	Позначення	Розмірність
1	Продуктивність транспортера	$q_{\delta\delta}$	$M/T$
2	Швидкість подачі добрив	$v_T$	$L/T$
3	Ширина кузова	$\hat{A}_{\varepsilon}$	$L$
4	Висота шару добрив, що подаються	$H_{\Pi}$	$L$
5	Довжина кузова	$L_k$	$L$
6	Крок розташування планок	$t_i$	$L$
7	Висота планок	$h_i$	$L$
8	Об'ємна маса добрив	$\rho$	$M/L^3$
9	Кут внутрішнього тертя	$\varphi$	–
10	Сила тиску планки	$P$	$M/L^3$
11	Розмір частинок добрив у кузові	$d_o$	$L$
12	Прискорення сили тяжіння	$g$	$L/T^2$
13	Кут нахилу транспортера	$\alpha_{\delta}$	–

На основі таблиці 4.2 дослідниками було запропоновано наступне критеріальне рівняння зв'язку для визначення секундної подачі транспортера:

$$\frac{q_{\text{од}}}{v_{\text{о}} \hat{A}_{\text{е}} \rho^2} = f \left[ \frac{P}{v_{\text{о}}^2 \rho}; \frac{\hat{A}_{\text{е}} g}{v_{\text{о}}^2}; \frac{\hat{A}_{\text{е}} g}{v_{\text{о}}^2}; \frac{H_{\text{е}}}{\hat{A}_{\text{е}}}; \frac{L_{\text{е}}}{\hat{A}_{\text{е}}}; \frac{t_{\text{і}}}{\hat{A}_{\text{е}}}; \frac{h_{\text{і}}}{\hat{A}_{\text{е}}}; \frac{d_{\text{у}}}{\hat{A}_{\text{е}}}; \alpha_{\text{о}}; \varphi \right]. \quad (4.12)$$

Лінійну швидкість транспортера моделі визначали з критерію Фруда:

$$\left[ \frac{v_{\text{о}}^2}{L_{\text{а}} g} \right]_{\text{і}} = \left[ \frac{v_{\text{о}}^2}{L_{\text{а}} g} \right]_{\text{і}}. \quad (4.13)$$

Аналіз рівняння (4.12) показав, що в ньому не враховуються такі важливі властивості твердого гною, як зовнішній коефіцієнт тертя, кут природного нахилу, дотична напруга зсуву, напруга, що розтягує гній, та адгезійні властивості. Тому виникла необхідність у розробці вдосконалених довідкових рівнянь для визначення продуктивності транспортерів для внесення твердих добрив. Для цього визначення змінних та їхні розміри занесені в таблицю 3.3.

Загальне рівняння залежності від змінних, наведене в таблиці 4.3, має такий вигляд:

$$q_{\text{од}} = f(v_{\text{о}}, B_{\text{е}}, H_{\text{е}}, L_{\text{е}}, h_{\text{і}}, l_{\text{і}}, t_{\text{і}}, \alpha_{\text{о}}, d_{\text{о}}, \rho, f_1, f, \tau, \sigma_{\text{о}}, \sigma_{\text{н\o}}, \ddot{E}, g, \varphi_1). \quad (4.14)$$

При чому, як видно з таблиці 4.3, кількість змінних  $n = 19$ , для розмірностей яких використано  $k = 3$  основні одиниці: маса  $M$ , час  $T$ , довжина  $L$ . Тому на підставі  $\pi$ -теорема можна визначаємо, що кількість безрозмірних комбінацій становитиме  $n - k = 16$ .

Для складання цих комбінацій, використовуємо метод Релея:

$$\frac{q_{\text{од}} v_{\text{о}}}{d_{\text{о}}^2 \sigma_{\text{о}}} = f \left( \left( \frac{B_{\text{е}}}{d_{\text{о}}} \right)^b; \left( \frac{H_{\text{е}}}{d_{\text{о}}} \right)^c; \left( \frac{L_{\text{е}}}{d_{\text{о}}} \right)^d; \left( \frac{h_{\text{і}}}{d_{\text{о}}} \right)^e; \left( \frac{l_{\text{і}}}{d_{\text{о}}} \right)^f; \left( \frac{t_{\text{і}}}{d_{\text{о}}} \right)^g; \alpha_{\text{о}}^h; \left( \frac{\rho v_{\text{о}}^2}{\sigma_{\text{о}}} \right)^k; \right. \\ \left. f_1^j; f^m; \left( \frac{\tau}{\sigma_{\text{о}}} \right)^n; \left( \frac{\sigma_{\text{н\o}}}{\sigma_{\text{о}}} \right)^q; \left( \frac{\ddot{E}}{\sigma_{\text{о}}} \right)^r; \left( \frac{g d_{\text{о}}}{v_{\text{о}}^2} \right)^s, \varphi_1^t \right).$$

$$(4.15)$$

Таблиця 4.3

**Позначення змінних та їх розмірностей при складанні рівняння зв'язку для продуктивності транспортера**

№	Назва змінної	Позначення	Розмірність
1	Продуктивність транспортера	$q_{\delta\delta}$	$M/T$
2	Швидкість транспортера	$v_{\delta}$	$L/T$
3	Ширина кузова	$\hat{A}_{\epsilon}$	$L$
4	Висота кузова	$H_{\epsilon}$	$L$
5	Довжина кузова	$L_{\epsilon}$	$L$
6	Висота планки	$h_{\pi}$	$L$
7	Довжина планки	$l_{\pi}$	$L$
8	Крок розташування планок	$t_{\text{і}}$	$L$
9	Кут нахилу транспортера	$\alpha_{\delta}$	–
10	Розмір частинок добрив у кузові	$d_{\delta}$	$L$
11	Об'ємна маса добрив	$\rho$	$M/L^3$
12	Коефіцієнт зовнішнього тертя	$f_1$	–
13	Коефіцієнт внутрішнього тертя	$f$	–
14	Дотичне напруження зсуву добрив	$\tau$	$M/(L \cdot T^2)$
15	Напруження розривання добрив	$\sigma_p$	$M/(L \cdot T^2)$
16	Напруження стискання добрив	$\sigma_{\text{н\delta}}$	$M/(L \cdot T^2)$
17	Липкість добрив	$\ddot{E}$	$M/(L \cdot T^2)$
18	Кут природного укосу добрив	$\varphi_{\text{і}}$	–
19	Прискорення сили тяжіння	$g$	$L/T^2$

Як згадувалося вище, ми отримуємо 16 безрозмірних комбінацій, так що отримане рівняння задовольняє теоремі  $\sigma$ .

При знаходженні формули переходу для побудови модельного процесу визначте швидкість конвеєра фізичної моделі на основі безрозмірного комплексу, що міститься в рівнянні (4.15):

$$v_{oi} = \sqrt{\frac{d_{oi}}{d_{oi}}} v_o^2 = \sqrt{\frac{1}{\hat{E}_L}} v_o^2 = v_o \frac{1}{\sqrt{\hat{E}_L}} \quad (4.16)$$

#### 4.2 Опис конструкції та роботи лабораторної устновки

Згідно рекомендацій [39] приймаємо геометричний масштаб подібності  $K_L = 3$ . Параметри ФМ і натурального зразка записуємо в табл. 4.5, на основі якої розробляємо лабораторну устанровку.

Таблиця 4.5

#### Основні параметри натурального зразка (МТО-6) і ФМ

Найменування параметра	Одиниці вимірювання	Значення параметра	
		МТО-6	ФМ
Ширина кузова	мм	1800	600
Довжина кузова	мм	4200	1400
Висота планки транспортера	мм	25	8,3
Крок розташування планок транспортера	мм	380	126,7
Довжина барабана	мм	1800	600
Діаметр барабана	мм	352	58,7
Діаметр циліндра барабана	мм	154	51
Частота обертання ПБ	об/хв	420	727
Частота обертання РБ	об/хв	760	800...1600
Швидкість руху транспортера	м/с	0,02...0,10	0,01...0,06
Швидкість руху машини	м/с	0,88...2,93	0,51...1,69

Експериментальний пристрій складається з рами 1 (рис. 4.1), на якій встановлено корпус 15 із плоским транспортером 10, що приводиться в рух двигуном постійного струму 3 через редуктор 2 і зубчасту передачу 8. Шліфувальний барабан 12 і розкидальний барабан 13 з робочим органом 14 приводяться в рух двигунами постійного струму 4 і 7 відповідно. Електричний привід двигунів постійного струму здійснюється від мережі змінного струму (220 В) через автотрансформатор, трансформатор і випрямляч типу ЛАТР. За допомогою автотрансформатора швидкість обертання ПБ і РБ можна змінювати від 0 до 1800 об/хв, а швидкість транспортера - від 0 до 0,12 м/с.

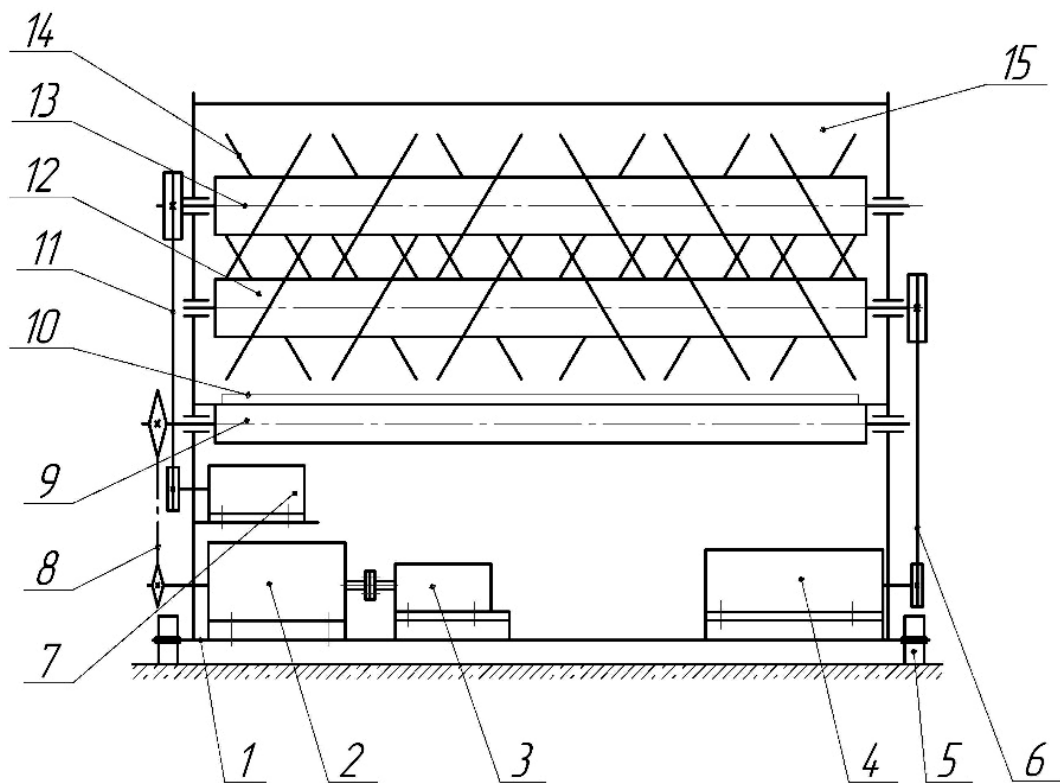


Рис. 4.1. Схема ФМ машини для внесення твердих органічних добрив

1 – рама; 2 – редуктор; 3 – електричний двигун постійного струму приводу транспортера; 4 – електричний двигун постійного струму приводу ПБ; 5 – ходова частина; 6, 11 – пасова передача; 8 – ланцюгова передача; 9 – вал приводу транспортера; 10 – транспортер; 12 – ПБ; 13 – РБ; 14 – РО РБ; 15 – кузов.

Загальний вид лабораторної установки представлено на рис. 4.2.

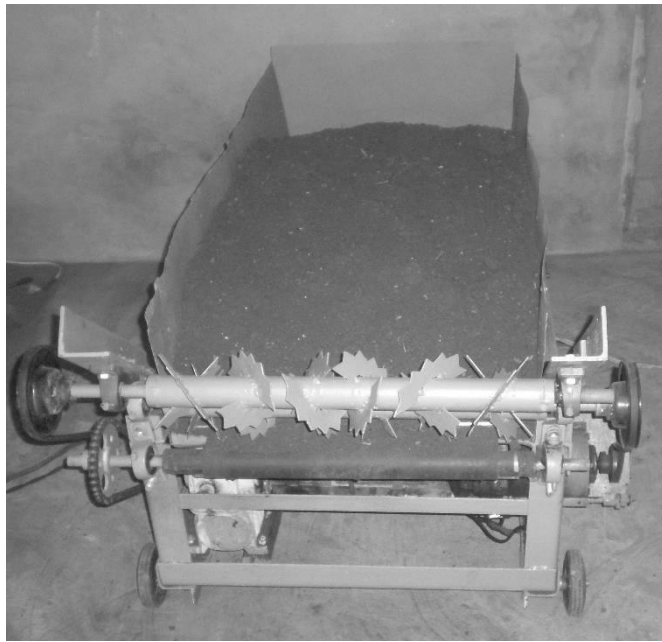


Рис. 4.2. Загальний вигляд лабораторної установки для дослідження ФМ машини для внесення твердих органічних добрив  
Станція управління фізичною моделлю (рис. 4.3) також живиться змінним струмом через автотрансформатор, трансформатор і випрямний блок типу LАTR, що дає змогу фізичній моделі рухатися зі швидкістю від 0 до 1,5 м/с.

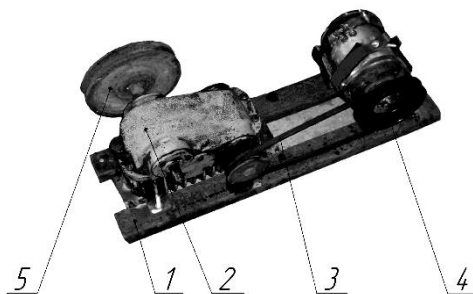


Рис. 4.3. Загальний вигляд привідної станції руху фізична модель:  
1 – рама; 2 – редуктор; 3 – пасова передача; 4 – електродвигун; 5 – привідний шків.

#### **4.3 Результати лабораторних досліджень та випробувань машини для внесення твердих органічних добрив**

У відповідності з вибраним планом виконуємо 15 дослідів згідно представленої матриці планування (табл. Д.1, додаток Д). Кожний дослід повторюємо 3 рази. Середні значення результатів приводимо в останньому стовпчику табл. Д.1.

В результаті розрахунків коефіцієнтів регресії отримуємо математичну модель другого порядку [4]:

$$y = 16,9614 + 6,1833x_1 + 4,4333x_3 + 28,1864x_1^2 + 6,7697x_2^2 + 3,6864x_3^2, \quad (4.17)$$

де  $y$  – критерій оптимізації (нерівномірність внесення добрив), %.

Для перевірки адекватності моделі (4.1) знаходимо розрахункове значення  $F$ -критерію Фішера ( $F_{\text{розрах}}$ ) і порівнюємо його з табличним значенням  $F_{\text{табл}}$  при 5%-му рівні значущості. Згідно виконаної перевірки, модель можна признати адекватною, адже  $F_{\text{розрах}} = 3,07 < F_{\text{табл}} = F_{0,05;6;2} = 19,33$ .

Для використання отриманої моделі в якості розрахункової формули проводимо її розкодування відповідно до співвідношень (4.16):

$$\begin{aligned} \mathcal{G} = & 266,7504 - 0,4073n_{\text{ддд}} - 15,7841v_{\text{дд}} - 612,8947v_{\text{дд}} + \\ & + 0,00018n_{\text{ддд}}^2 + 9286,2826v_{\text{дд}}^2 + 10,5901v_{\text{дд}}^2, \end{aligned} \quad (4.18)$$

де  $\mathcal{G}$  – нерівномірність внесення добрив, %.

Для аналізу отриманого рівняння регресії (4.17) використаємо метод двомірних перетинів.

Для побудови двовимірного перерізу поверхні відгуку, що характеризує нерівномірність розподілу добрив за фізичною моделлю залежно від швидкості обертання розподільного барабана ( $x$ ) та швидкості транспортера, у рівняння (4.17) підставляється значення  $x = 0$ . У результаті канонічна форма рівняння

$$Y - 16,6223 = 28,1864X_1^2 + 6,7697X_2^2. \quad (4.19)$$

Кут повороту нових координатних осей в центрі поверхні відгуку для даного випадку  $\alpha = 0^\circ$ . Поверхню відгуку (рис. 4.1) та її двомірний перетин (рис. 4.2) будували на основі рівняння (4.3).

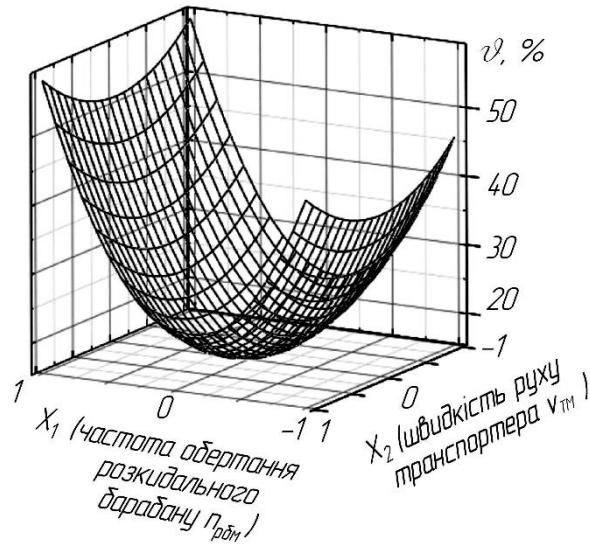


Рис. 4.4. Графік поверхні відгуку, що характеризує нерівномірність розподілення добрив при  $x_3=0$

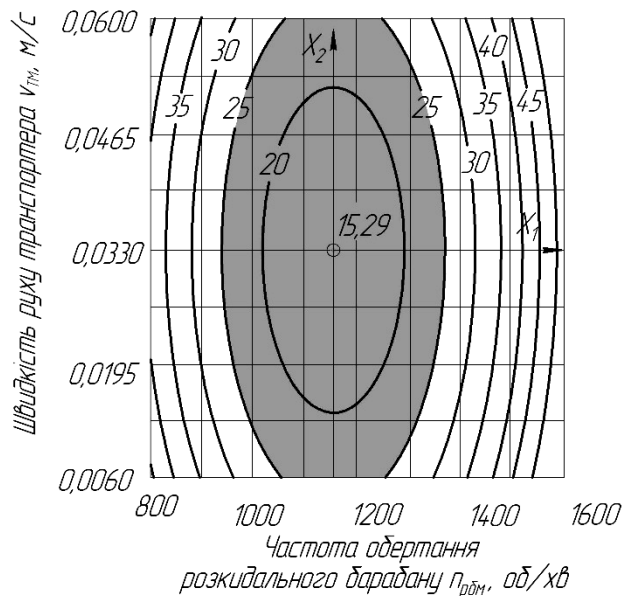


Рис. 4.5. Двовірний перетин поверхні відгуку, що характеризує нерівномірність розподілення добрив при  $x_3=0$

З графіків (рис. 4.4, 4.5) визначаємо, що мінімальна нерівномірність  $\vartheta = 15,29\%$  забезпечується при  $n_{рбм} = 1156$  об/хв,  $v_{тм} = 0,033$  м/с. Значення нерівномірності  $\vartheta \leq 25\%$  забезпечується при  $n_{рбм} = 940 \dots 1390$  об/хв і  $v_{тм} = 0,006 \dots 0,060$  м/с.

Побудова поверхні відгуку та її двовірного перетину, що характеризує нерівномірність розподілення добрив в залежності від частоти обертання

розкидних барабанів ( $x_1$ ) і швидкості руху машини ( $x_3$ ) представлена на рис. 4.3, 4.4, а рівняння (4.17) у канонічній формі при значенні  $x_2 = 0$  записуємо наступним чином:

$$Y - 15,2894 = 28,1864X_1^2 + 3,6864X_3^2. \quad (4.20)$$

Кут повороту нових координатних осей в центрі поверхні відгуку для даного випадку  $\alpha = 0^\circ$ .

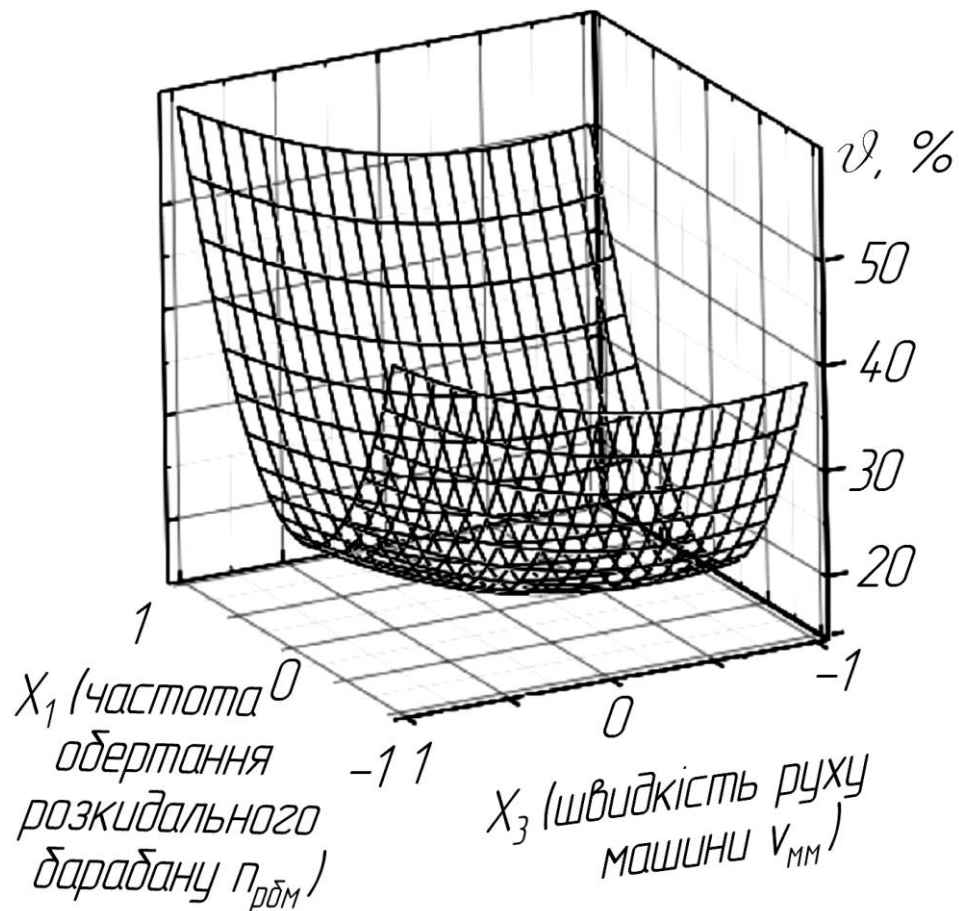


Рис. 4.6. Графік поверхні відгуку, що характеризує нерівномірність розподілення добрив при  $x_2 = 0$

З графіків (рис. 4.6, 4.7) визначаємо, що мінімальна нерівномірність  $\vartheta = 15,29\%$  забезпечується при  $n_{рбм} = 1156$  об/хв,  $v_{мм} = 0,75$  м/с. Значення нерівномірності  $\vartheta \leq 25\%$  забезпечується при  $n_{рбм} = 920 \dots 1405$  об/хв і  $v_{мм} = 0,510 \dots 1,690$  м/с.

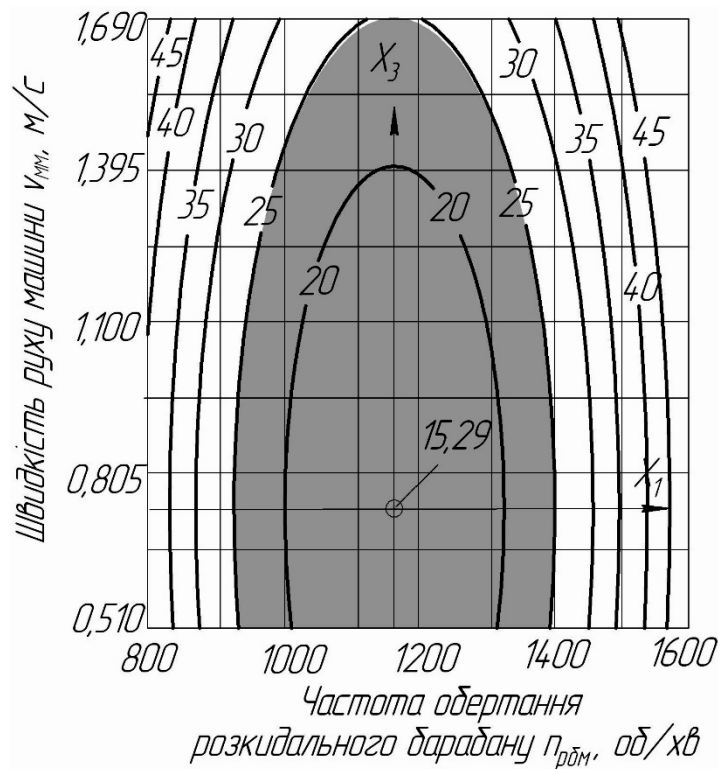


Рис. 4.7. Двомірний перетин поверхні відгуку, що характеризує нерівномірність розподілення добрив при  $x_2=0$

Побудова поверхні відгуку та її двомірного перетину, що характеризує нерівномірність розподілення добрив в залежності від швидкості руху транспортера ( $x_2$ ) і швидкості руху машини ( $x_3$ ) представлена на рис. 4.5, 4.6, а рівняння (4.17) у канонічній формі при значенні  $x_1 = 0$  запишемо наступним чином:

$$Y - 15,6285 = 6,7697X_2^2 + 3,6864X_3^2. \quad (4.21)$$

Кут повороту нових координатних осей в центрі поверхні відгуку для даного випадку  $\alpha = 0^\circ$ .

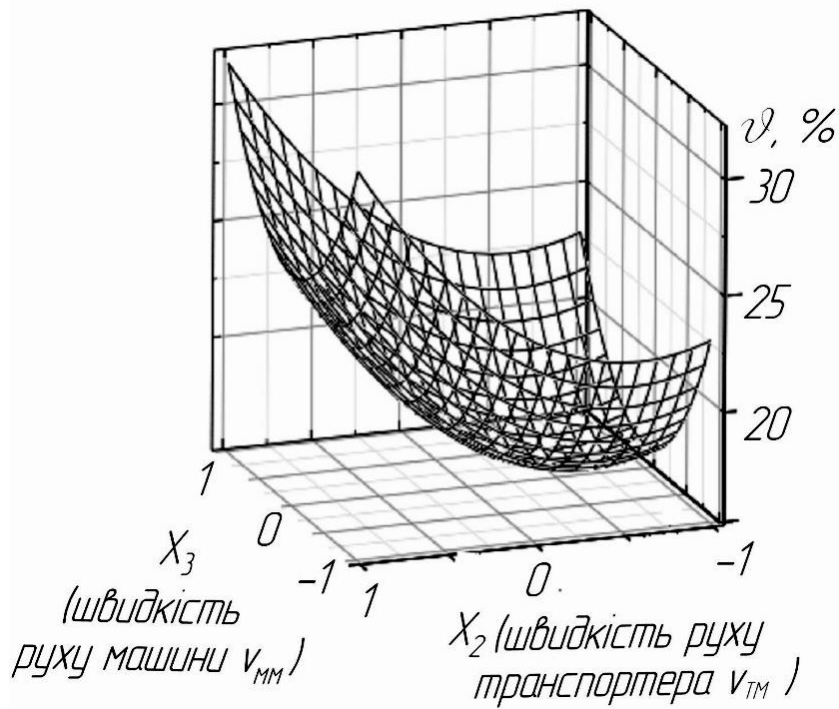


Рис. 4.8. Графік поверхні відгуку, що характеризує нерівномірність розподілення добрив при  $x_1=0$

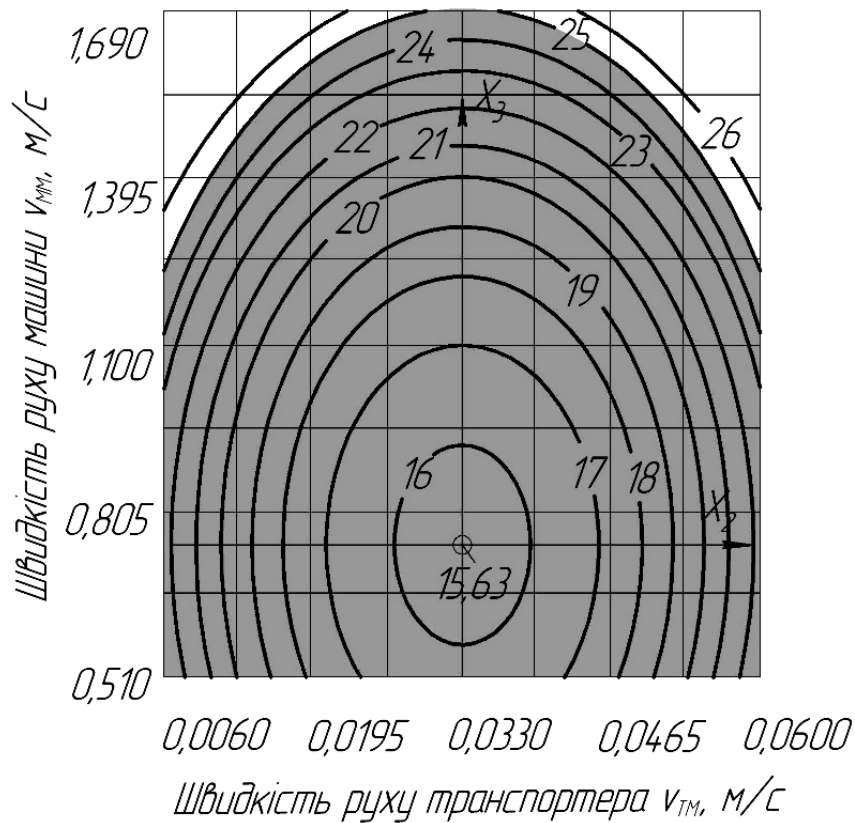


Рис. 4.9. Двомірний перетин поверхні відгуку, що характеризує нерівномірність розподілення добрив при  $x_1=0$

З графіків (рис. 4.5, 4.6) визначаємо, що мінімальна нерівномірність  $\vartheta = 15,63\%$  забезпечується при  $v_{TM} = 0,033$  м/с,  $v_{MM} = 0,75$  м/с. Значення нерівномірності  $\vartheta \leq 25\%$  забезпечується практично для всіх значень  $v_{TM}$  в досліджуваному інтервалі і для  $v_{MM} \leq 1,2$  м/с.

Для використання при розробці ДЗ натурних значень оптимальних і раціональних факторів отриманих для фізичної моделі, проводимо їх перерахунок згідно формул переходу (4.11), (4.16), (4.20). Результати розрахунків зводимо в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

### Оптимальні та раціональні значення факторів моделі і природи

Значення факторів	$X_1$ , частота обертання РБ, об/хв		$X_2$ , швидкість руху транспортера, м/с		$X_3$ , швидкість руху машини, м/с (км/год)	
	моделі	природи	моделі	природи	моделі	природи
1. При $x_3 = 0$	1156	667	0,033	0,057	1,1	1,91 (6,88)
2. При $x_2 = 0$	1156	667	0,033	0,057	0,75	1,3 (4,68)
3. При $x_1 = 0$	1200	692	0,033	0,057	0,75	1,3 (4,68)
Раціональні значення	920...139 0	543...80 3	0,006...0,0 6	0,01...0,10 4	0,51...1,6 9	0,88...2,93 (3,18...10,54 )

#### 4.4. Результати виробничих випробувань

Експериментальний зразок для проведення виробничих випробувань працював на внесенні органічних добрив на полях ДГ «Нова Перемога» Любарського району Житомирської області згідно умов зазначених в табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Умови проведення випробувань при транспортуванні і внесенні ТОД

Показник	Значення показника
Вид добрив	гній
Насипна щільність добрив, кг/м <sup>3</sup>	735...810
Вологість добрив, %	68,3...71,5
Ступінь розкладання добрив	напівперепрілий
Максимальний розмір грудок добрив, см	19,4
Масова частка грудок добрив, %	
– від 0 до 150 мм включно	86
– понад 150 мм	14
Температура повітря, °С	(+12)...(+8)
Швидкість вітру, м/с	2...3
Напрямок вітру по відношенню до руху машини	різних напрямків
Тип ґрунту	дерново-підзолистий
Рельєф	рівнинний
Вологість ґрунту в шарі від 0 до 10 см, %	19,6...20,3

Добрива з прифермерського гноєсховища завантажували в кузов машини грейферним навантажувачем (рис. 4.10).

В процесі випробувань перевіряли забезпечення машиною вимог до якості внесення добрив відповідно до ГОСТ Р 52759-2007 [5], а також порівнювали з роботою серійних розкидачів, що працювали в таких же умовах.



Рис. 4.10. Завантаження дослідного зразка органічними добривами

На рис. 4.11, 4.12 представлено ДЗ в роботі і забезпечення якості розподілення ним добрив.



а)

б)

Рис. 4.11. Внесення органічних добрив дослідним зразком

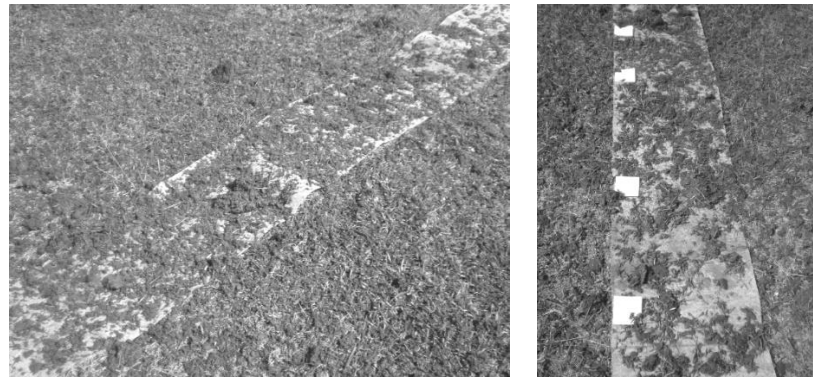


Рис. 4.12. До визначення нерівномірності внесення ТОД ДЗ

Результати випробувань для дослідного зразка і серійних машин зводимо в табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Результати порівняльних польових випробувань ДЗ і серійної машини для внесення твердих органічних добрив

Показник	Значення показника для машини	
	Дослідний зразок	МТО-6
Вантажопідйомність, т	6	
Агрегатування, трактор тягового класу	1,4 (МТЗ-80)	
Кількість обертів ВВП трактора, об/хв	540	
Робоча швидкість, км/год	9,43	
Загальна ширина внесення добрив, м	10	8
Робоча ширина внесення добрив, м	8	6 (5)
Доза внесення добрив, т/га:		
– встановлена	21	28
– фактична на загальній ширині захвату	18,0	23,3
– фактична на робочій ширині захвату	22,6	30,0 (37,9)
Нерівномірність внесення добрив, %:		
– на загальній ширині захвату	49,70	66,11
– на робочій ширині захвату	20,69	35,22 (26,70)

З табл. 4.3 видно, що ДЗ забезпечує вищі показники якості внесення добрив порівняно з серійною машиною МТО-6.

Підвищення якості внесення добрив вдається досягти завдяки кращому подрібненню добрив, адже після проходу серійних машин, на прикладі ПРТ-7, робоча ширина захвату становить 4...6 м і формується, в основному, за рахунок великої кількості куп добрив вагою понад 0,2 кг (рис. 4.10).



Рис. 4.13. До визначення нерівномірності внесення ТОД ПРТ-7

У порівнянні з серійним шнековим розкидальним пристроєм, чверть- і півеліпсні РО забезпечують краще подрібнення і розподіл добрив (рис. 4.14).

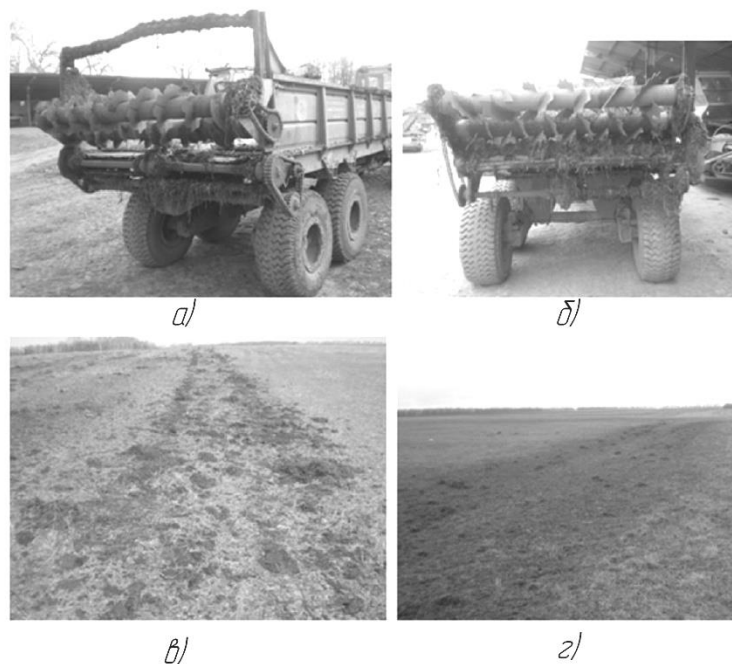


Рис. 4.14. Розкидачі органічних добрив – серійний ПРТ-7 (а) та ДЗ (б) і якість внесення добрив, що вони забезпечують (в, г)

Гістограми розподілу добрив ДЗ з різними РБ та серійної машини МТО-6 представлені на рис. 4.15 – 4.23.

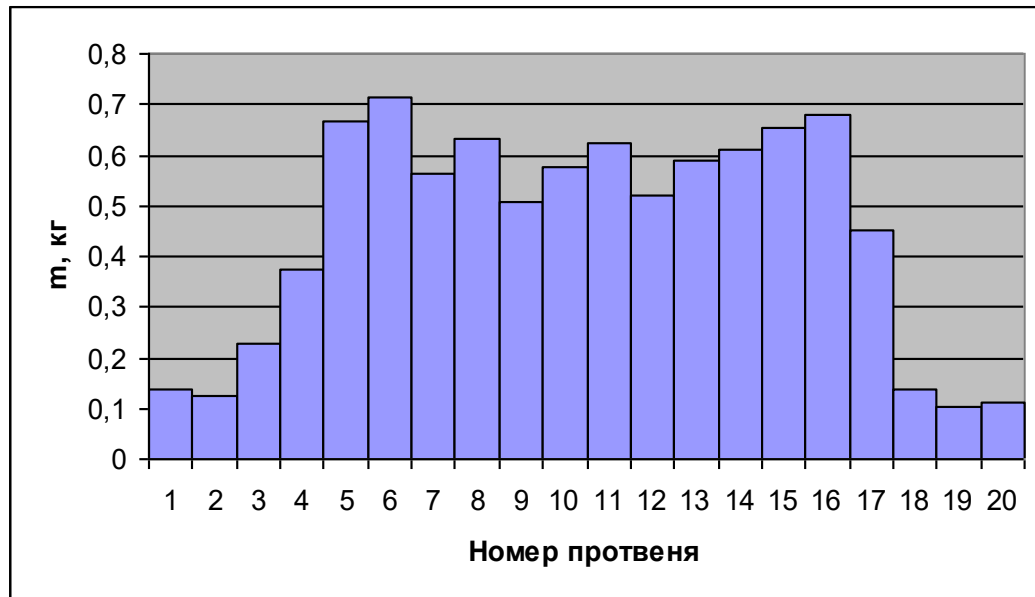


Рис. 4.15. Експериментальна гістограма розподілу добрив ДЗ з РБ з 4-ма півеліпсними і 2-ма чвертьеліпсними розподілювачами.

Ширина захвату: загальна 10 м, робоча – 10 м, без перекриття; доза внесення 18,0 т/га, нерівномірність 49,7 %.

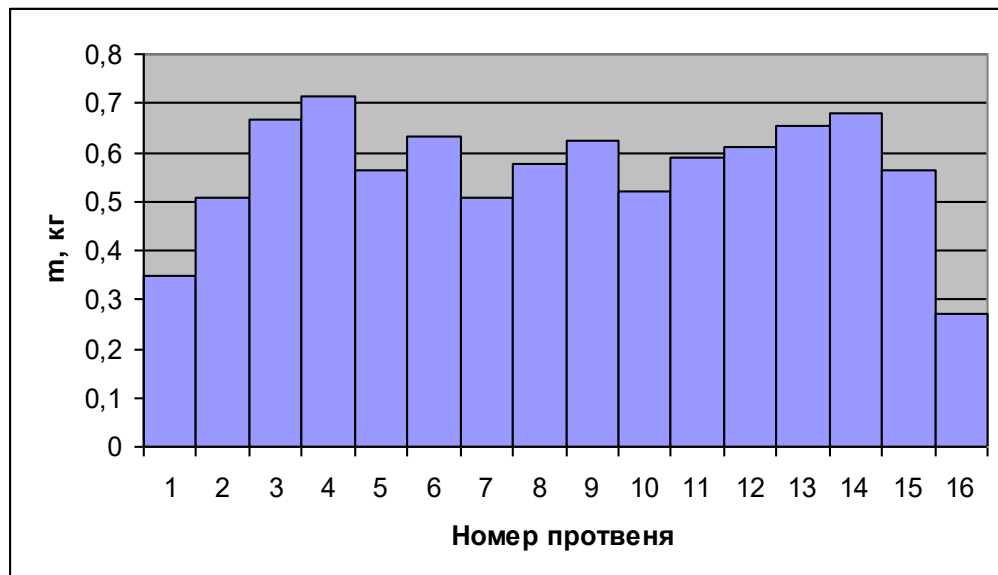


Рис. 4.16. Експериментальна гістограма розподілу добрив ДЗ з РБ з 4-ма півеліпсними і 2-ма чвертьеліпсними розподілювачами.

Ширина захвату: загальна 10 м, робоча – 8 м, перекриття 2 м; доза внесення 22,6 т/га, нерівномірність 20,67 %.

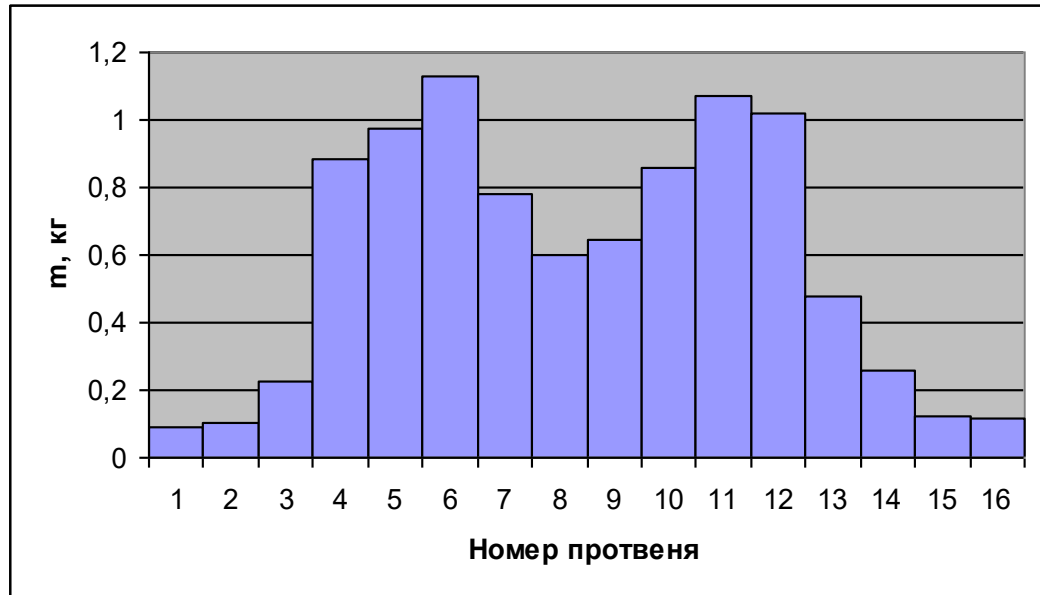


Рис. 4.17. Експериментальна гістограма розподілу добрив МТО-6.

Ширина захвату: загальна 8 м, робоча – 8 м, без перекриття; доза внесення 23,3 т/га, нерівномірність 66,11 %.

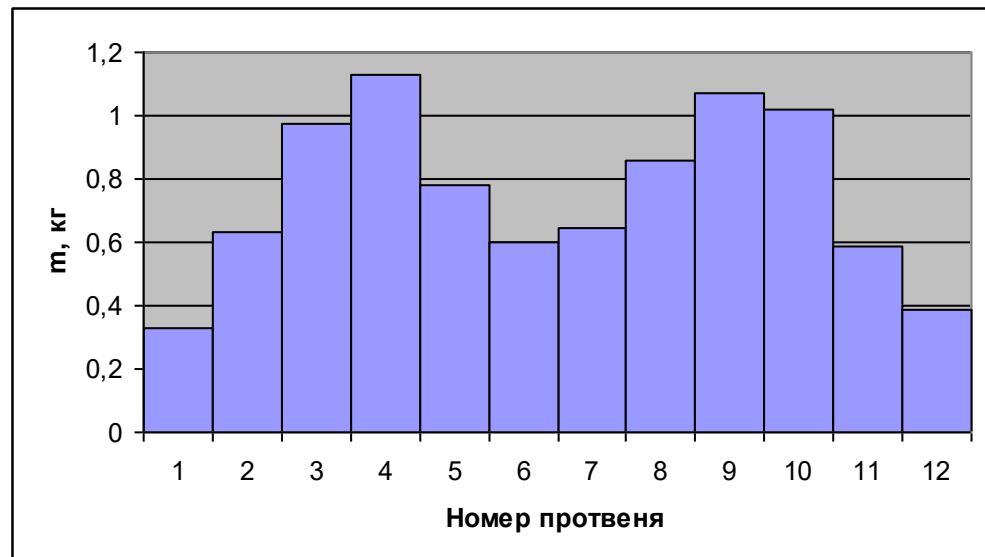


Рис. 4.18. Експериментальна гістограма розподілу добрив МТО-6.

Ширина захвату: загальна 8 м, робоча – 6 м, перекриття 2 м; доза внесення 30,0 т/га, нерівномірність 35,22 %.

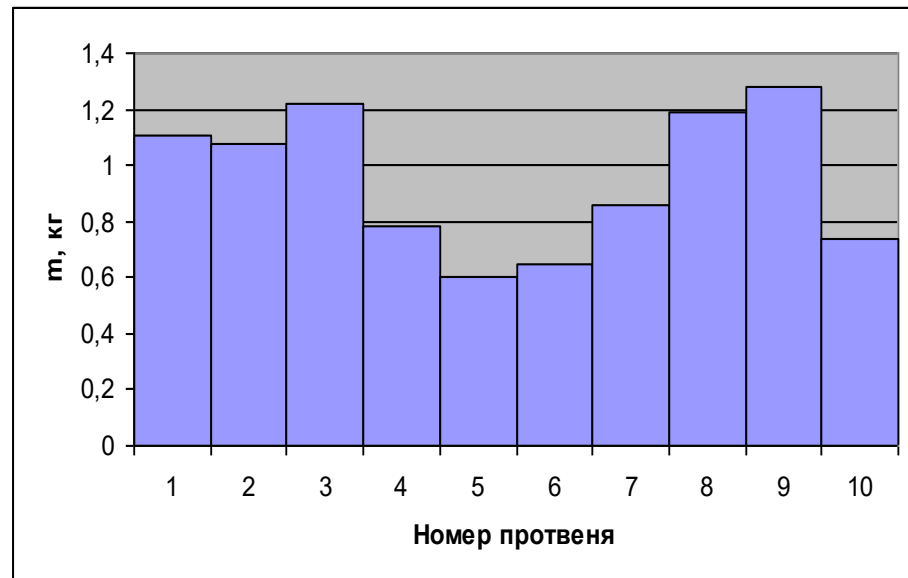


Рис. 4.19. Експериментальна гістограма розподілу добрив МТО-6.

Ширина захвату: загальна 8 м, робоча – 5 м, перекриття 3 м; доза внесення 37,9 т/га, нерівномірність 26,7 %.

Гістограми розподілу добрив фізичною моделлю представлені на рис. 4.20 – 4.23.

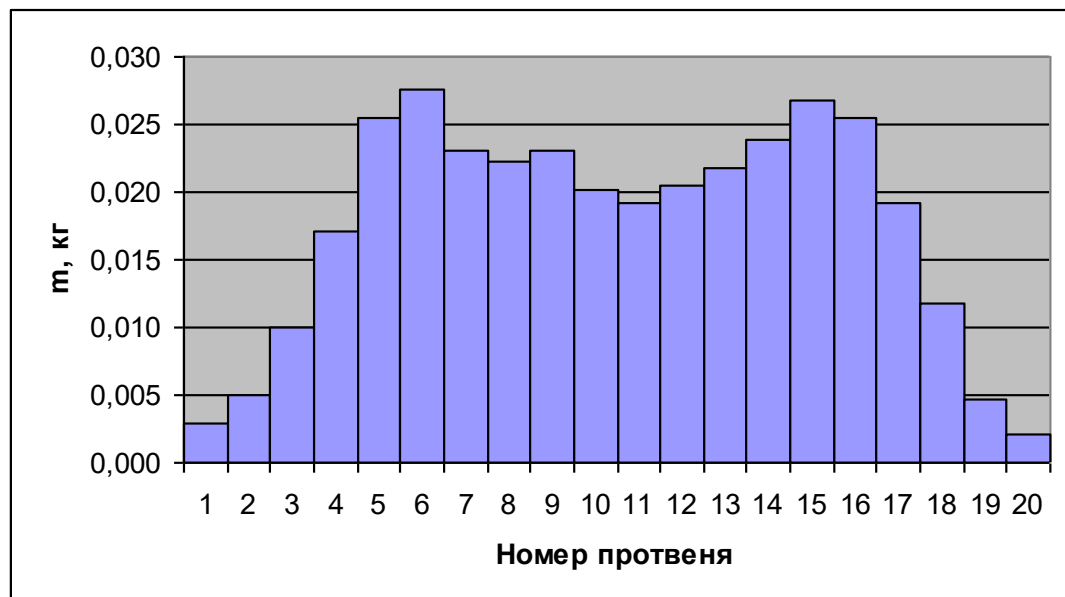


Рис. 4.20. Експериментальна гістограма розподілу добрив ФМ.

Ширина захвату: загальна 3,33 м, робоча – 3,33 м, перекриття 0 м; доза внесення 0,70 т/га, нерівномірність 47,75 %.

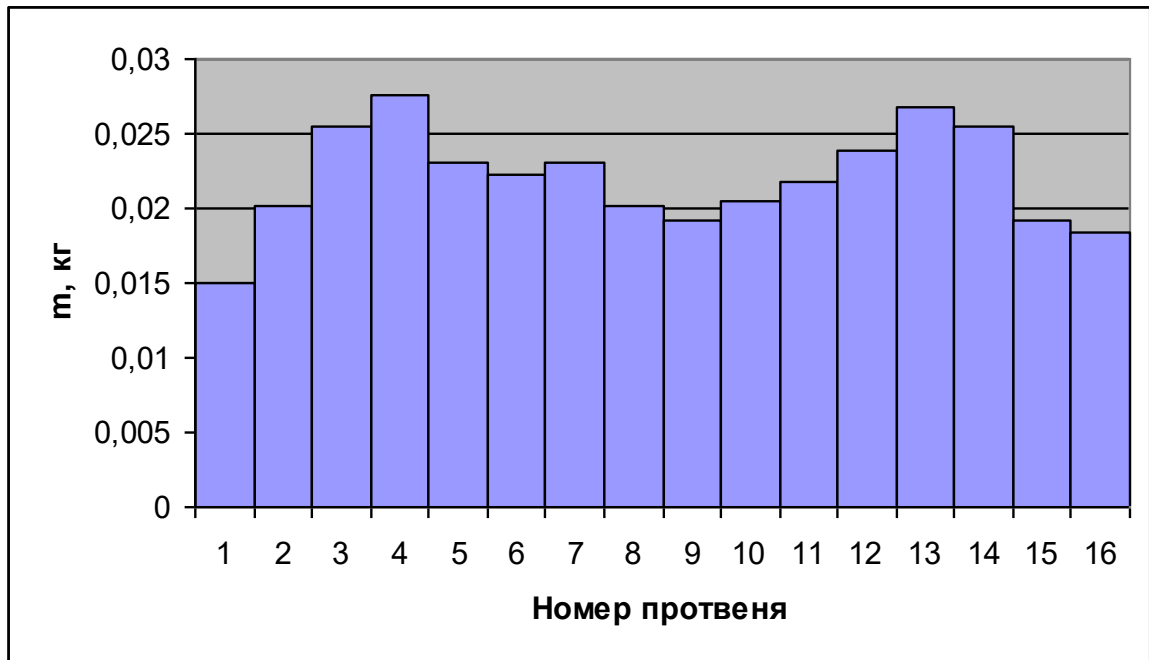


Рис. 4.21. Експериментальна гістограма розподілу добрив ФМ.

Ширина захвату: загальна 3,33 м, робоча – 2,67 м, перекриття 0,66 м; доза внесення 0,88 т/га, нерівномірність 15,33 %.

Відхилення між результатами виробничих випробувань і теоретичними дослідженнями визначали з рівняння (4.6):

$$\Delta_{\delta} = \left| 1 - q_{\text{звс}} / q_{\text{зб}} \right| \cdot 100\%, \quad (4.6)$$

де  $\Delta_{\delta}$  – відносне відхилення між результатами виробничих випробувань і теоретичними дослідженнями, %;

$q_{\text{звс}}$  – кількість добрив у і-му протвені після проходу ДЗ, кг;

$q_{\text{зб}}$  – теоретична кількість добрив у і-му протвені, кг.

В табл. 4.4, 4.5 зведено результати теоретичних, лабораторних і польових досліджень для ДЗ з РБ з 2-ма чвертьеліпсними і 4-ма півеліпсними розподілювачами, ДЗ з РБ з 6-ма чвертьеліпсними розподілювачами та МТО-6. Згідно рівняння (4.6) розраховували відхилення маси добрив для результатів виробничих випробувань і теоретичних досліджень для кожного з протвенів.

Таблиця 4.4

**Результати досліджень розподілу добрив для ДЗ з РБ  
з 2-ма чвертьеліпсними і 4-ма півеліпсними розподілювачами**

Номер протвеня	Маса добрив у протвені, кг			$\Delta_{\delta}, \%$
	Теоретична	ФМ	ДЗ	
1	0,543	0,407	0,350	35,49
2	0,565	0,543	0,509	9,94
3	0,848	0,690	0,667	21,33
4	0,735	0,746	0,712	3,10
5	0,644	0,622	0,565	12,31
6	0,622	0,599	0,633	1,81
7	0,531	0,622	0,509	4,20
8	0,396	0,543	0,577	45,84
9	0,396	0,520	0,622	57,21
10	0,531	0,554	0,520	2,12
11	0,622	0,588	0,588	5,42
12	0,644	0,644	0,610	5,33
13	0,735	0,723	0,656	10,72
14	0,848	0,690	0,678	20,03
15	0,565	0,520	0,565	0,04
16	0,543	0,497	0,271	50,05
Сумма $\sum q_i$	9,767	9,507	9,032	
Середнє $\bar{q}$	0,610	0,594	0,565	
Доза, т/га	24,42	23,77	22,58	
$\rho, \%$	21,74	15,33	20,69	

Таблиця 4.5

**Результати досліджень розподілу добрив для ДЗ з РБ  
з 6-ма чвертьеліпсними розподілювачами і машини МТО-6**

Номер протвеня	Маса добрив у протвені, кг				$\Delta_{\delta}, \%$
	Теоретична	ФМ	ДЗ	МТО-6	
1	0,622	0,398	0,520	0,328	16,40
2	0,712	0,645	0,762	0,633	7,02
3	0,904	0,774	0,864	0,972	4,42
4	0,814	0,892	0,916	1,130	12,48
5	0,814	0,795	0,854	0,780	4,91
6	0,848	0,838	0,803	0,599	5,36
7	0,848	0,731	0,870	0,644	2,64
8	0,814	0,870	0,893	0,859	9,71
9	0,814	0,849	0,975	1,074	19,78
10	0,904	0,828	0,915	1,017	1,22
11	0,712	0,795	0,814	0,588	14,33
12	0,622	0,548	0,577	0,384	7,31
Сумма $\sum q_i$	9,428	8,963	9,762	9,009	
Середнє $\bar{q}$	0,786	0,747	0,814	0,751	
Доза, т/га	31,43	29,88	32,54	30,03	
$\vartheta, \%$	12,34	19,74	16,81	35,22	

Згідно даних табл. 4.4, 4.6 для графічного порівняння результатів досліджень на рис. 4.19, 4.20 представимо графіки розподілу добрив для РБ з 2-ма чвертьеліпсними і 4-ма півеліпсними розподілювачами, для РБ з 6-ма чвертьеліпсними розподілювачами і серійної машини МТО-6.



Рис. 4.24. Графіки розподілу добрив розкидальним барабаном з 2-ма чвертьеліпсними і 4-ма півеліпсними розподілювачами

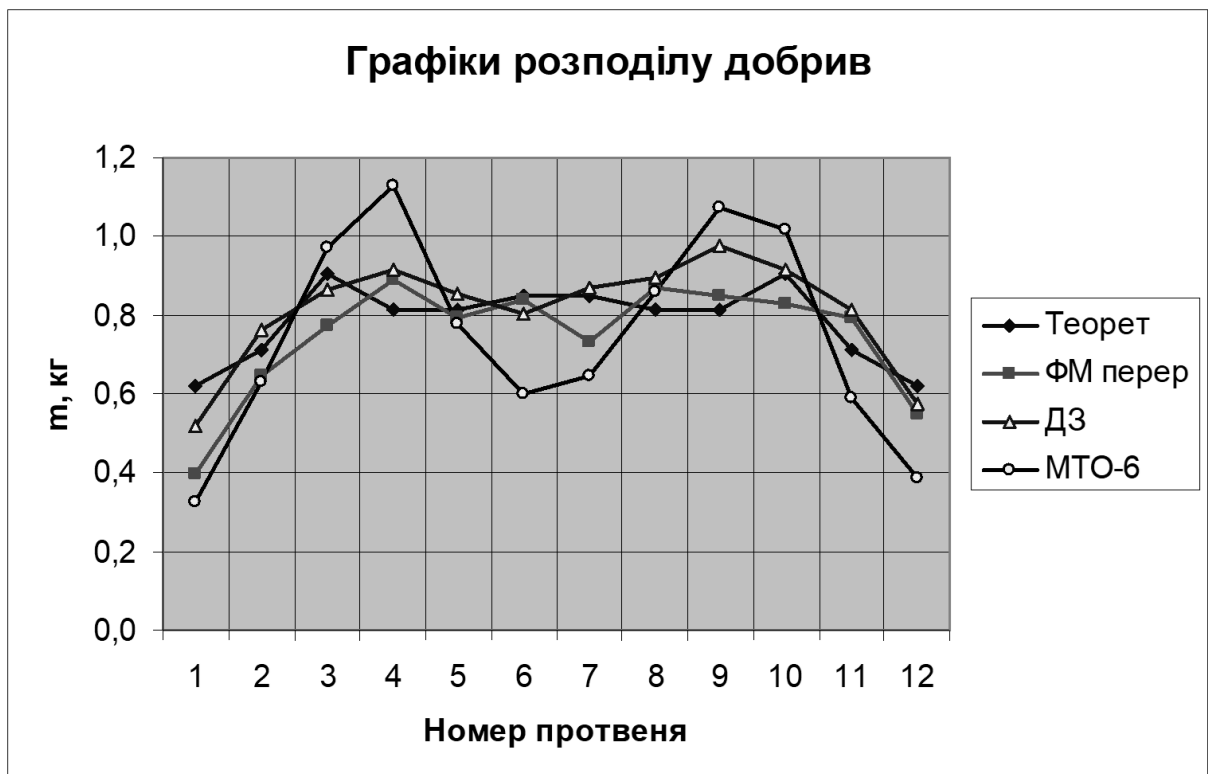


Рис. 4.25. Графіки розподілу добрив розкидальним барабаном з 6-ма чвертьеліпсними розподілювачами і серійним шнековим барабаном

## Розділ 5

### Економічна ефективність використання удосконаленої машини для внесення твердих органічних добрив

Економічний ефект досягається за рахунок збільшення продуктивності, зміни кількості та якості продукції, можливості налагодження машини на задану ширину розподілення добрив залежно від довжини гону і дози внесення, виконаний у відповідності з ДСТУ 4397:2005. «Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування» [31].

Для розрахунку продуктивності МТА використали відомі методики і нормативні матеріали, що викладені у працях [24].

Розрахункові формули, прийняті нормативні дані та розрахунки продуктивності МТА і витрат палива, а розрахунок економічного ефекту .

Річний економічний ефект від експлуатації нової машини з урахуванням кількості та якості продукції визначаємо за формулою:

$$E_p = (P_{\delta} - P_n) B_s + E_y, \quad (5.1)$$

де  $A_{\delta}$  – річний економічний ефект, грн;

$P_{\delta}$ ,  $P_n$  – сукупні витрати на одиницю наробітку відповідно по базовій і новій машинах, грн/од. наробітку;

$B_s$  – річний обсяг наробітку новою машиною в умовах певної природно-кліматичної зони, од. наробітку

$E_y$  – річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості та якості продукції, грн.

Річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості та якості продукції ( $E_y$ ) у гривнях визначаємо за формулою:

$$E_y = C_{yn} - C_{yb}, \quad (5.2)$$

де  $C_{ян}$ ,  $C_{яб}$  – вартість продукції, одержаної у разі застосування відповідно нової та базової машини протягом року, грн.

При розрахунках економічного ефекту враховано, що для кожної із сільськогосподарських культур для певних умов вирощування і забезпечення якості внесення добрив.]

Таблиця 5.1

**Вихідні дані до розрахунку**

Показники		Позначення показника	Одиниці виміру	Базовий варіант	Варіант, що пропонується
Продуктивність за годину змінного часу		$W_{\text{ci aa}}$	га/год	0,943	0,997
		$W_{\text{ci o}}$	т/год	18,857	19,940
Річне нормативне навантаження: трактора		$\dot{O}_{\text{oo}}$	год	1350	1350
машини		$\dot{O}_i$	год	450	450
Кількість обслуговуючого персоналу		$\dot{E}$	чол	1	1
Годинна тарифна ставка		$C$	грн	7,10	7,10
Витрата палива		$g_{\text{aa}}$	кг/га	7,097	6,316
		$g_o$	кг/т	0,376	0,317
Вартість 1 кг палива		$\tilde{N}_i$	грн/кг	18,51	18,51
Коефіцієнти відрахувань на амортизацію:	трактора	$a_{\text{oo}}$		0,1	0,1
	машини	$a_i$		0,125	0,125
Коефіцієнт відрахувань на КР трактора		$r_{\text{oo}}$		0,05	0,05
Коефіцієнти відрахувань на ПР і ТО:	трактора	$r_{\text{o.i.oo}}$		0,114	0,114
	машини	$r_{\text{o.i.i}}$		0,120	0,120

Коефіцієнт переведення оптової ціни у балансову вартість	$k_a$		1,1	1,1
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	$E_n$		0,15	0,15
Оптова ціна трактора	$\dot{O}_{i.об.}$	грн	135000	13500
Оптова ціна машини	$\dot{O}_{i.i.}$	грн	101000	101000

Таблиця 5.2

### Результати розрахунку економічної ефективності

Показники	Позначення показника	Одиниці виміру	Базовий варіант	Варіант, що пропонується
Питомі капітальні вкладення	$K$	грн/т	18,93	17,90
Зарплата	$Z$	грн/т	0,52	0,49
Затрати на амортизацію	$A$	грн/т	2,22	2,10
Затрати на КР, ПР, ТО	$P$	грн/т	2,53	2,39
Затрати на ПММ	$G$	грн/т	2,07	1,75
Прямі експлуатаційні витрати	$I$	грн/т	7,34	6,73
Річний наробіток	$W_p$	т	8485,65	8973,00
Річна економія експлуатаційних витрат	$\dot{A}_{да}$		–	5473,53
Приведені затрати	$\Pi$	грн/т	10,180	9,415
Річний економічний ефект	$\dot{A}_o$	грн	–	16090,3

## ВИСНОВКИ

В результаті проведених досліджень, подане нове вирішення актуальної науково-практичної задачі підвищення ефективності застосування твердих органічних добрив шляхом обґрунтування раціональних параметрів робочих органів кузовних машин з горизонтальними барабанами, що дозволяє зменшити нерівномірність внесення добрив.

1. Встановлено закономірності зміни ширини захвату та нерівномірності внесення органічних добрив від конструктивно-технологічних параметрів робочих органів і експлуатаційних режимів роботи машини, що дозволяють обґрунтувати раціональні значення параметрів робочі органи і експлуатаційних режимів роботи машини для внесення твердих органічних добрив.

2. Встановлено раціональні значення параметрів чверть- та півеліпсних зубчастих робочих органів, що дозволяють забезпечити вимоги до якості та ширини внесення добрив: кут встановлення робочі органи до осі барабану  $\beta = 48 \dots 50^\circ$ , кількість зубів, що ідуть по одному сліду  $k_z \geq 2$ , кутова швидкість РБ  $\omega_p = 63 \dots 70$  рад/с.

3. Встановлено, що для забезпечення вимог до якості внесення твердих органічних добрив запропонованими робочі органи раціональні значення частоти обертання розкидальний барабан мають становити  $n_{pb} = 543 \dots 803$  об/хв, при цьому експлуатаційні режими роботи машини можуть змінюватися у достатньо широких межах ( $v_m = 3,18 \dots 10,54$  км/год,  $v_T = 0,010 \dots 0,104$  м/с), що дозволяє забезпечити якісне розподілення добрив для різних доз внесення.

4. В результаті виробничих випробувань встановлено високу роботоздатність дослідного зразка машини для внесення органічних добрив, який у порівнянні з базовою машиною МТО-6, забезпечує збільшення робочої ширини захвату з 6 м до 8 м і зменшення нерівномірності внесення добрив з 35,22 % до 20,69 %.

5. В результаті аналізу проведених досліджень встановлено, що величини теоретично обрахованої і визначеної в результаті виробничих

випробувань нерівномірності внесення добрив машиною з роскидальний барабан оснащеним 2-ма чвертьеліпсними і 4-ма півеліпсними розподілювачами на робочій ширині захвату  $B_p = 8$  м при оптимальній кутовій швидкості барабана ( $\omega_p = 70$  рад/с) і куті встановлення робочого органу ( $\beta = 50^\circ$ ) мають близькі значення (21,74 % і 20,69 %), а похибка при цьому становить близько 5%, що вказує на адекватність теоретичних досліджень і виробничих випробувань і дозволяє при розробці робочі органи машин використовувати математичні моделі (2.17), (2.23).

6. Удосконалено методику інженерного розрахунку машин для внесення твердих органічних добрив, що дозволяє при проектуванні більш точно визначати параметри кузова з транспортером і потужність, що витрачається на привід транспортера та машини вцілому.

7. Розрахунковий річний економічний ефект від використання удосконаленої машини становить 16090,3 грн.

8. За результатами проведених досліджень було опубліковано статтю в Науковий вісник Національного Університету Біоресурсів і Природокористування України

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адамчук В.В. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки [Текст] / В.В. Адамчук, Г.Л. Баранов, О.С. Барановський [та ін.]; за ред. В.І. Кравчука [та ін.]. – К.: Агр. Наука, 2004. – 394 с.
2. Аникеев А.И. О равномерности распределения органических удобрений по поверхности внесения [Текст] / А.И. Аникеев, В.И. Мельник // Вісник ХДТУСГ. – Х., 2002. – Вип. 12: Механізація сільськогосподарського виробництва. – С. 179 – 193.
3. Анікєєв О.І. Обґрунтування параметрів процесу внесення органічних добрив із куп: : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 [Текст] / Анікєєв Олександр Іванович. – Харків, 2005. – 190 с. – Бібліогр.: с. 158 – 168.
4. Артюшин А.М. Краткий справочник по удобрениям [Текст] / А.М. Артюшин, Л.М. Державин. – М.: Колос, 1971. – 286 с.
5. Баунов Г.В. Исследование рабочего процесса цепочно-планчатого транспортера для обоснования конструктивных параметров навозоразбрасывателя: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 410 «Механизация сельскохозяйственного производства» [Текст] / Г.В. Баунов; «ВИСХОМ». – М., 1969. – 23 с.
6. Бакум М.В. Сільськогосподарські машини / М.В. Бакум, І.С. Бобрусь, А.Д. Михайлов, М.Г. Доценко, О.С. Вовченко; за ред. М.В. Бакума. – Х.: ХНТУСГ, 2008. – Ч. 2: Машини для внесення добрив. – Т.2. – 288 с.
7. Баловнев В.И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин [Текст] / В.И. Баловнев. – М.: Машиностроение, 1974. – 232 с.
8. Варламов Г.П. Машини для внесения органических удобрений (Тенденции развития конструкций машин) [Текст] / Г.П. Варламов. – М.: ЦИНТИ, 1970. – 41 с.
9. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин [Текст] / П.М. Василенко. – К.: Изд-во УАСХН, 1960. – 283 с.

10. Висовень В.В. До питання зниження енергомосткості та поліпшення якості поверхневого внесення органічних добрив [Текст] / В.В. Висовень, В.В. Ярошенко // Вісник аграрної науки. – К.: «Аграрна наука», 1996. – №5. – С. 63 – 67.
11. Внуков И.Т. Исследование лопастного метателя органических удобрений: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» [Текст] / Внуков Иван Тимофеевич; Укр. наун. - исслед. и конструктор. - технолог. ин-т по машинам для производства техн. культур. – Х., 1973. – 23 с.
12. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник [Текст] / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков [та ін.]; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
13. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике [Текст] / М.Я. Выгодский. – М.: АСТ: Астрель, 2006. – 991 с.
14. Герук С.М. Дослідження машин для внесення твердих органічних добрив: українські тенденції та перспективи розвитку [Текст] / С.М. Герук, С.М. Хоменко // Матеріали четвертої всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції 26–28 травня 2008 року «Наука і життя: українські тенденції, інтеграція у світову наукову думку». – К., 2008. – Ч. 2. – С. 62 – 65.
15. Герук С.М. Підвищення продуктивності машин для внесення твердих органічних добрив [Текст] / С.М. Герук, С.М. Хоменко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 67: Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні. – Т. 2. – С. 93 – 97.
16. Герук С.М. Підвищення рівномірності внесення органічних добрив [Текст] / С.М. Герук, С.М. Хоменко // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. Дніпропетровськ: ДДАУ, 2009. – Вип. № 2-09. – С. 56 – 58.

17. Герук С.М. Результаты лабораторно-польових досліджень машини для внесення твердих органічних добрив [Текст] / С.М. Герук, С.М. Хоменко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 93: «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Т. 2. – С. 141– 149.
18. Герук С.М. Проблеми технічної експлуатації машин для внесення твердих органічних добрив [Текст] / С.М. Герук, С.М. Хоменко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 94: «Проблеми технічної експлуатації машин», «Системотехніка і технології лісового комплексу». – С. 61 – 66.
19. Герук С.М. Удосконалення машин для внесення твердих органічних добрив [Текст] / С.М. Герук, С.М. Хоменко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 59: Механізація сільськогосподарського виробництва. – Т. 2. – С. 103 – 108.
20. Голуб Г.А. Обґрунтування основних параметрів радіально скошеного лопатевого ротора розкидача органічних добрив [Текст] / Г.А. Голуб, В.В. Вищевень, М.Є. Шаблій // Міжвідомчий тематичний науковий збірник “Механізація та електрифікація сільського господарства”. – Глеваха. – 2004. – Вип. 88. – С. 200 – 207.
21. Горячкин В.П. Собрание сочинений [Текст] / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1965. – Т. I. – 720 с.
22. ГОСТ Р 52759-2007 «Машины для внесения твердых органических удобрений. Методы испытаний». – 35 с.
23. Гудков А.Н. Обоснование выбора рабочих органов навозоразбрасывателя [Текст] / А.Н. Гудков, С.Н. Никулин // Тракторы и сельхозмашины. – М., 1965. – №9. – С. 29 – 31.
24. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах [Текст] / Л.В. Гячев. – М.: Машиностроение, 1968. – 184 с.

25. Демин Е.Е. Совершенствование технологических процессов и технических средств погрузки навоза: автореф. дис. на соискание ученой степени докт. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» [Текст] / Демин Евгений Евгеньевич; Саратов. гос. аграр. ун-т им. Н.И. Вавилова. – Саратов, 2007.– 40 с.
26. Деркач О.П. Обґрунтування параметрів розкидного пристрою машини для внесення твердих органічних добрив / О.П. Деркач, І.В. Харченко // Наук. вісн. Нац. ун-ту біоресур. і природокор. України. Серія: техніка та енергетика АПК / редкол.: С.М. Ніколаєнко (відп. ред.) та ін. – К., 2016. – Вип. 254. – С. 319 – 326.
27. Дідух В.Ф. Екологічна і економічна ефективність використання сапропелів [Текст] / В.Ф. Дідух, В.М. Подоляк, І.Є. Цизь // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2000. – «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Том VII. – С. 241–243.
28. Догановский М.Г. Машины для внесения удобрений [Текст] / М.Г. Догановский, Е.В. Козловский. – М.: Машиностроение, 1972. – 272 с.
29. Дорофеенко С.О. Моделирование сыпучих сред методом дискретных элементов: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. физ.- мат. наук: спец. 01.04.17 «Химическая физика, в том числе физика горения и взрыва» / Дорофеенко Сергей Олегович; Ин-т проблем химической физики РАН. – Черногловка, 2008. – 20 с.
30. Дорофеенко С.О. Моделирование сыпучих сред методом дискретных элементов: дис. ... канд. физ.- мат. наук: 01.04.17 [Текст] / Дорофеенко Сергей Олегович. – Черногловка, 2008. – 114 с. – Библиогр.: с. 106 – 114.
31. ДСТУ 7.1:2006. Бібліографічний запис. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання (ГОСТ 7.1:2003, ІДТ) [Текст]. – Взамен ГОСТ 7.1-84, ГОСТ 7.16-79, ГОСТ 7.18-79, ГОСТ 7.34-81, ГОСТ 7.40-82; введ. 2007-07-01. – К.: Держспоживстандарт України, 2007. – 48 с. (Система стандартів з інформації, бібліотечної та видавничої справи).

32. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин [Текст] / П.М. Заїка. – Х. : Око, 2002. – Том 1 (ч. 3): Машини для приготування і внесення добрив. – 352 с.
33. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов [Текст] / Р.Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1964. – 250 с.
34. Ільченко В.Ю. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві [Текст] / В.Ю. Ільченко. П.І. Карасьов, А.С. Лімонт [та ін.]; за ред. Ю.В. Ільченка. – К.: Урожай, 1993. – 287 с.
35. Кильчевский, Н.А. Курс теоретической механики [Текст] / Н.А. Кильчевский. – М.: Наука, 1977. – Т. II: Динамика системы, аналитическая механика, элементы теории потенциала, механика сплошной среды, специальной и общей теории относительности. – 544 с.
36. Лашук А.Д. Внесение органических удобрений машиной с эллипсо-дисковыми рабочими органами: дис. ...канд. техн. наук: 05.20.01 [Текст] / Лашук Александр Дмитриевич. – Минск, 1990. – 203 с. – Библиогр.: с. 150 – 170.
37. Лебедев В. Підвищення рівномірності внесення органічних добрив [Текст] / В. Лебедев // Техніка АПК. – К., 2004. – № 4. – С. 40.
38. Лінник М.К. Стан виробництва органічних добрив та його технічне забезпечення [Текст] / М.К. Лінник, Г.А. Голуб, М.М. Сенчук // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ», 2006. – Вип. 92. – С. 16 – 21.
39. Марченко Н.М. Энергоемкость процесса работы машин для внесения органических удобрений [Текст] / Н.М. Марченко, В.П. Краснов, Н.Г. Бродин, Б.П. Черников // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – М., 1986. – №7. – С. 11 – 13.
40. Машина для внесення твердих органічних добрив МТО-4 ВАТ «Ковельсільмаш»: Протокол випробувань № 206 [Текст] / Львівська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Магерів, 2006. – 14 с.

41. Машина для внесения твердых органических удобрений МТО-6 ВАТ «Ковельсьільмаш»: Протокол випробувань № 207 [Текст] / Львівська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Магерів, 2006. – 14 с.
42. Машина для внесения твердых органических удобрений РТД-14 ВАТ «Ковельсьільмаш»: Протокол випробувань № 2-01-08 [Текст] / Львівська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Магерів, 2008. – 17 с.
43. Машины для внесения органических удобрений: МЖТ-Ф-6, МЖТ-6Ш, МЖТ-Ф-8, МЖТ-Ф-11, МЖУ-16, ПРТ-7А, МТТ-9, МТУ-15 [Электронный ресурс] / ОАО «Бобруйскагромаш». – Режим доступа:
44. Мбетеамгар В. Обоснование параметров разбрасывающего устройства прицепов – разбрасывателей органических удобрений: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» [Текст] / Мбетеамгар Валендом; Харьк. ин-т механ. и электр. с.-х. – Х., 1988. – 22 с.
45. Никулин С.Н. Физико-механические и аэродинамические свойства органических удобрений и компостов [Текст] / С.Н. Никулин, Г.П. Варламов // Труды ВИСХОМ. – М., 1969. – Вып. 54: Теоретические и экспериментальные исследования физико-механических свойств почв, удобрений и растений. – С. 90 – 109.
46. Никулин С.Н. Энергетические показатели различных типов разбрасывающих барабанов навозоразбрасывателей [Текст] / С.Н. Никулин, Г.П. Варламов // Тракторы и сельхозмашины. – М., 1966. – № 10. – С. 28 – 30.
47. Озол Я.Г. Выбор оптимальных параметров навозоразбрасывателей [Текст] / Я.Г. Озол // Тракторы и сельхозмашины. – М., 1965. – № 4. – С. 10 – 62.
48. Пат. 85210 Україна, МПК А01С 3/06. Розкидач органічних добрив [Текст] / В.О. Дубровін, М.К. Лінник, С.М. Герук, С.М. Хоменко [та ін.]; заявник Державний вищий навчальний заклад «Державний агроєкологічний університет». – № а200607329; заявл. 03.07.2006; опублік. 12.01.2009, Бюл. №1, 2009 р.

49. Пат. 88754 Україна, МПК А01С 3/06. Розкидач органічних добрив [Текст] / С.М. Герук, С.М. Хоменко, С.С. Герук; заявник С.М. Хоменко. – № а200901541; заявл. 23.02.2009; опублік. 10.11.2009, Бюл. № 21, 2009 р.
50. Погорелый Л.В. Испытания сельскохозяйственной техники: научно-методические основы оценки и прогнозирования надежности сельскохозяйственных машин [Текст] / Л.В. Погорелый, В.Я. Анилович – К.: Феникс, 2004. – 208 с. – (серия «Сельскохозяйственная техника XX века»).
51. РД 10 7.2–89 «Испытания сельскохозяйственной техники. Машины для внесения твердых органических удобрений. Программа и методы испытаний».– 76 с.
52. Савин Г.Н. Теоретическая механика [Текст] / Г.Н. Савин, Н.А. Кильчевский, Т.В. Путята; под общ. ред. Г.Н. Савина. – К.: Гостехиздат УССР, 1963. – 2-е изд. перераб. и доп. – 611 с.
53. Статистичний щорічник України за 2007 рік / Держ. комітет статистики України ; за ред. О.Г. Осауленка. – К.: Консультант, 2008. – 571 с.
54. Техника для внесения твердых органических удобрений: ПРТ-7А, МТТ-9, МТУ-13 [Электронный ресурс] / ООО «Белруссагротехника». – Режим доступа:
55. Туликова Е.В. Разработка и обоснование технологических и конструктивно-режимных параметров разбрасывающего устройства для внесения вермикомпоста: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» [Текст] / Туликова Елена Викторовна; Саратов. гос. аграр. ун-т им. Н.И. Вавилова. – Саратов, 2004.– 23 с.
56. Универсальная машина для внесения твердых органических удобрений и перевозки сельскохозяйственных грузов МТУ-6: Протокол испытаний № 13-23-01 (1040072) [Электронный ресурс] / Центральная государственная зональная машиноиспытательная станция. – 2001. – 4 с. – Режим доступа до протоколу:
57. Хоменко С.М. Математична модель руху частинки органічних добрив по поверхні дискових робочих органів [Текст] / С.М. Хоменко // Вісник

- Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження. – Львів: Львів. Нац. Аграр. Ун-т, 2008. – № 12 (2). – С. 260 – 267.
58. Хоменко С.М. Обґрунтування швидкості руху фізичної моделі машини для внесення органічних добрив [Текст] / С.М. Хоменко // Вісник ЖНАЕУ. – Житомир, 2009. – Вип. 1 (24). – С. 278 – 282.
59. Хоменко С.М. Результати випробувань машини для внесення твердих органічних добрив [Текст] / С.М. Хоменко // Сільськогосподарські машини: Зб. Наук. ст.– Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2009. – Вип. 18. – С. 493 – 498.
60. Царенко О.М. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник [Текст] / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В.М. Швайко [та ін.]; за ред. С.С. Яцуна. – К.: Мета, 2003. – 448 с.
61. Якубаускас В.И. Технологические основы механизированного внесения удобрений [Текст] / В.И. Якубаускас. – М.: Колос, 1973. – 232 с.
62. Ясенецький В.Р. Розкидачі органічних добрив [Текст] / В.Р. Ясенецький // Пропозиція. – К., 2002. – № 4. – С. 104 – 108.

# ДОДАТКИ

## ДОДАТОК А

### Методика побудови чверть- і півеліпсного зубчастого робочого органа

З центру координат т. О будують два кола радіусами  $R\ 77,5$  (проекція посадочного розміру РО на циліндр барабана) і  $R\ 176$  (проекція вершин зубів лопатки, що за умовою винаходу вписуються в коло даного радіуса).

Коло з  $R\ 176$  ділять на 6 рівних частин за допомогою відрізків  $O-2_3$ ,  $O-3_3$ ,  $O-4_3$ ,  $O-5_3$ ,  $O-6_3$ . Під кутом  $45^\circ$  проводять 6 відрізків до прямих  $O-1_3$ ,  $O-2_3$ ,  $O-3_3$ ,  $O-4_3$ ,  $O-5_3$ ,  $O-6_3$ ,  $O-7_3$ . Перетини цих відрізків з відрізками  $O-2_3$ ,  $O-3_3$ ,  $O-4_3$ ,  $O-5_3$ ,  $O-6_3$  утворюють точки  $8_3$ ,  $9_3$ ,  $10_3$ , що розташовані на колі з радіусом  $R\ 143,71$ .

З'єднавши їх з вершинами зубів  $1_3$ ,  $3_3$ ,  $5_3$ ,  $7_3$  отримують проекцію РО на площину, яка перпендикулярна осі його обертання (рис. В.1).

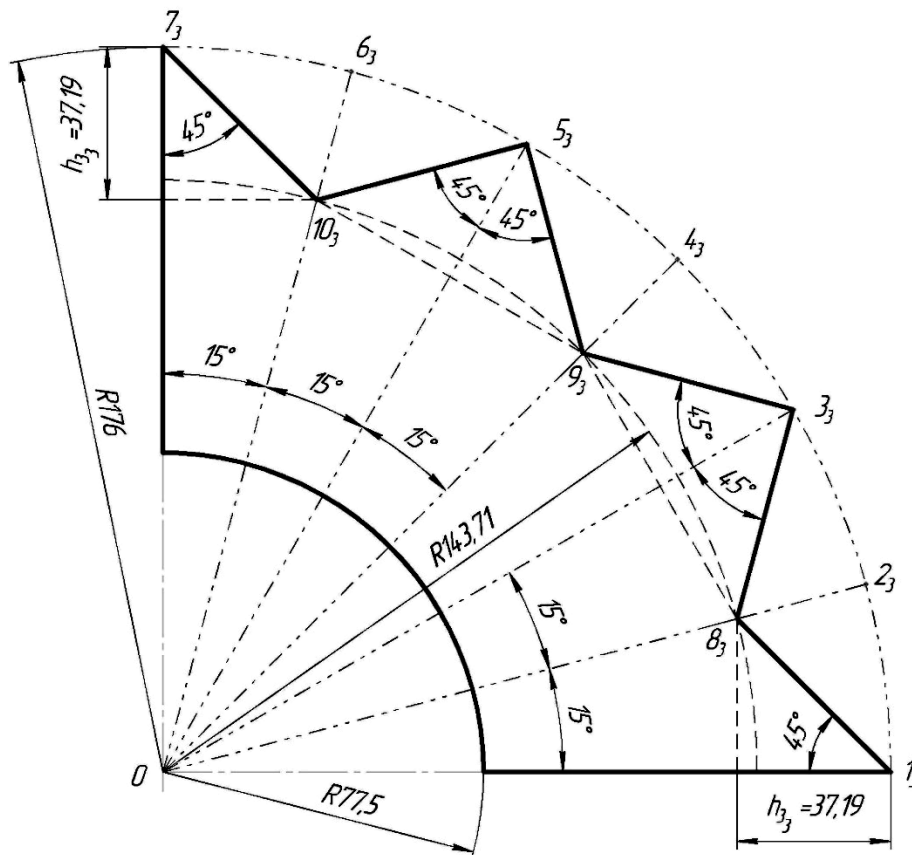


Рис. А.1. Побудова проекції чвертьеліпсного зубчастого РО на площину, яка перпендикулярна осі його обертання

Оскільки величини малих осей дорівнюють радіусам кіл  $R77,5$ ,  $R143,71$ ,  $R176$  (рис. Б.1), то з формули винаходу [123, 124, 125], наприклад, при  $\beta = 50^\circ$ , знаходять величини великих осей еліпсів, які будуть дорівнювати  $101,17$ ;  $187,6$ ;  $229,75$  відповідно.

Побудова чверть еліпсного зубчастого РО на рис. В.2 дозволяє визначити всі необхідні параметри для його виготовлення, а використовуючи функцію «Симетрія» програми КОМПАС – 3D V8 будують півеліпсний зубчастий РО (рис. В.3).

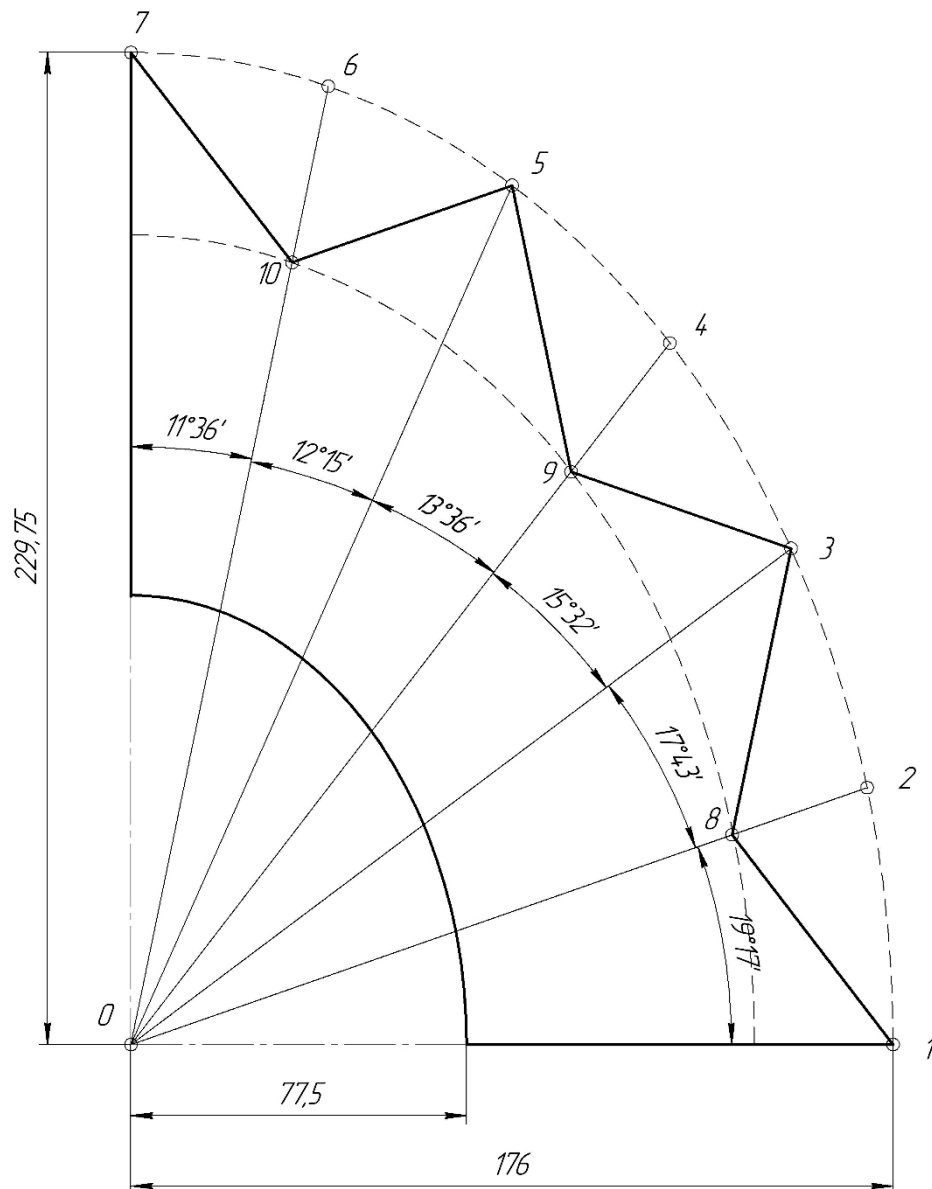


Рис. А.2. Чвертьеліпсний зубчастий РО

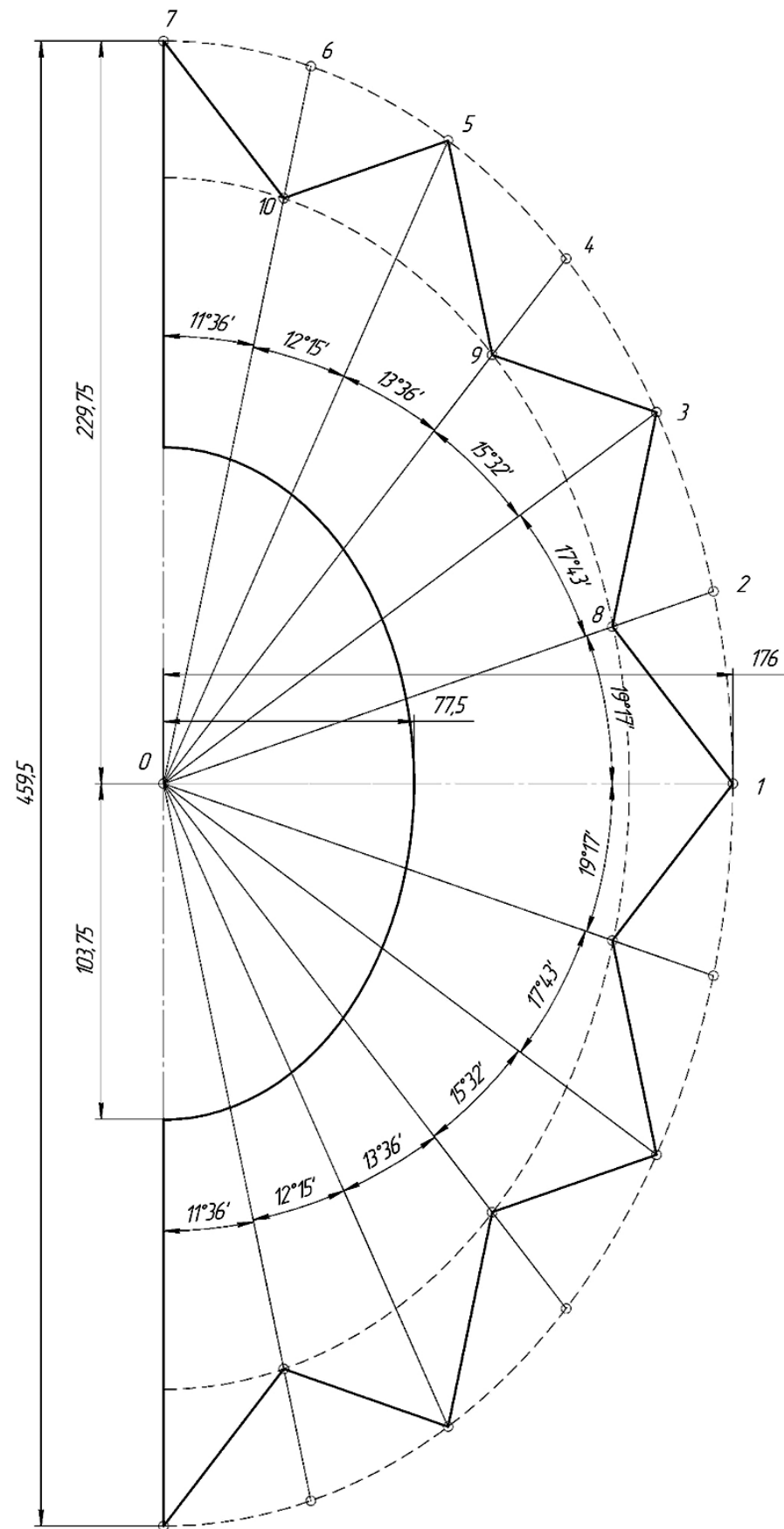


Рис. А.3. Півеліпсний зубчастий РО