

**ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**Факультет інженерно-технологічний**  
**Кафедра механічної та електричної інженерії**

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти  
*магістр*

на тему: «Розробка конструкції подрібнювача-розкидача зернозбирального  
комбайна»

КРМ.133ГМмд\_23.90.000 ПЗ

Виконав: здобувач вищої освіти за  
освітньо-професійною програмою  
*«Машини і засоби механізації  
сільськогосподарського виробництва»*  
спеціальності 133 *«Галузеве машинобудування»*  
ступеня вищої освіти *магістр*  
групи 133ГМмд\_23  
ШТРИКУЛЬ Олександр

Керівник: докт. техн. наук, професор  
КОСТЕНКО Олена

Рецензент: канд. техн. наук, доцент  
БУРЛАКА Олексій

**Полтава – 2024 року**

## ВСТУП

**Актуальність роботи.** Одна з найважливіших умов високоефективного виробництва продукції рослинництва – є забезпечення ґрунту повноцінними і збалансованими добривами. Зважаючи на нестабільність економічної ситуації в багатьох господарствах намітилася тенденція зниження обсягу внесених органічних добрив, що негативно впливає на якість і кількість отриманого урожаю. Виходячи з цього, актуальним є питання про необхідність розробки нових машин і технологій, які здатні за найменших витрат відновити родючість ґрунту [1].

На дерново-підзолистих ґрунтах щорічні втрати гумусу становлять 0,5...0,7 т/га під зерновими культурами і до 1,5...2,0 т/га в чистому парі. Одним із джерел, яке могло б заповнити ці втрати, є солома зернових культур, що не використовується на господарські потреби [2].

Про доцільність використання соломи у виді добрива свідчать численні дослідження, проведені в різних зонах нашої країни. Наприклад, учені-агрономи при внесенні подрібненої соломи як добрива отримали надбавку врожаю ячменю за фоном  $N_{60}P_{90}K_{90}$  – 290 кг/га [3]. Таким чином, основним способом збирання надлишків соломи зернових культур необхідно вважати її подрібнення і подальше закладення в ґрунт із внесенням азотних добрив.

**Мета кваліфікаційної роботи** – оптимізація параметрів подрібнювача-розкидача соломи для забезпечення її якісного подрібнення та рівномірного розподілу по полю.

### **Завдання досліджень:**

- теоретично обґрунтувати оптимальну швидкість транспортування потоку соломи в живильному пристрої подрібнювача-розкидача соломи;
- дослідити фізико-механічні властивості подрібнюваного матеріалу;
- провести експериментально-теоретичне дослідження руху частинок подрібненої соломи в повітряному потоці;
- оптимізувати конструктивні та технологічні параметри подрібнювача-розкидача, що забезпечують отримання оптимальної величини частинок соломи та їх розподіл по полю;

- виконати перевірку ефективності функціонування вдосконаленого подрібнювача-розкидача соломи.

**Об'єкт розробки** – конструкція подрібнювача-розкидача зернозбирального комбайна.

**Предмет дослідження** – технологічні та конструктивні параметри подрібнювача-розкидача зернозбирального комбайна.

**Наукова новизна дослідження** полягає в розробці удосконаленої конструкції подрібнювача-розкидача зернозбирального комбайна, що дозволяє покращити якість подрібнення та рівномірність розподілу за умови зниження енергозатрат.

**Новизна теоретичного дослідження** полягає у створенні математичної моделі, яка описує взаємозв'язок між конструктивними параметрами подрібнювача-розкидача і технологічними показниками його роботи.

#### **Публікації:**

1. Штрикуль О.І., Костенко О.М., Дрожчана О.У. Аналіз робочих органів подрібнювачів соломи. Матеріали III Міжнародної науково-практичної Інтернет-конференції *Актуальні напрями та проблематика у технологіях вирощування продукції рослинництва* (м. Полтава, 28 листопада 2024р.). Полтава: РВВ ПДАУ, 2024. С. 41-44.

2. Штрикуль О.І., Костенко О.М., Дрожчана О.У. Дослідження поперечних коливань потоку соломи в живильному пристрої подрібнювача-розкидача. Матеріали VII Всеукраїнської науково-практичної Інтернет-конференції *Проблеми та перспективи розвитку сільськогосподарського машинобудування* ( м. Полтава, 10 грудня 2024 р.). Полтава: РВВ ПДАУ, 2024. С. 232-236.

# 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

## 1.1 Аналіз конструкцій подрібнювачів-розкидачів соломи

Проаналізувавши літературні джерела [4, 5], можна зробити висновки, що використання соломи може бути організовано за схемою, яка наведена на рисунку 1.1.

Рисунок 1.1 – Схема варіантів використання соломи як добрива

Детально розглянуто дві технологічні схеми, що передбачають використання комплексу машин для безпосереднього внесення подрібненої соломи як добрива.

У першому варіанті розкидання частинок соломи по полю ведеться паралельно з обмолотом зернових культур, у другому – обмолочену соломку залишають на полі у валках, які потім підбирають і подрібнюють додатковими машинами.

Для подрібнення соломи використовують наступні машини:

- пристосування до комбайнів (ПНК-1500, ИСН-2, ПУН-5, ПУН-6);
- причіпні подрібнювачі ( ПИ-1,6, КИР-1,5).

Аналіз робіт [2, 4] показав, що найбільш популярними серед наявних є подрібнювачі до комбайнів СК-5, ДОН-1500. Але вони не завжди забезпечують оптимальну довжину різання та рівномірний розподіл соломи по площі, крім того,

відзначається швидке спрацьовування ножів подрібнювачів ПУН-5 і ПНК-1500. Під час роботи комбайна з ПУН-5 або ПНК-1500 на подрібнення витрачається величезна частина корисної енергії та погіршує повітряний режим молотарки.

Подрібнювач ПУН-5 (рисунок 1.2) [6] складається із рами 1, подрібнювального барабана 3, узгоджувального пристрою 2, шнека 5, похилої дошки 4, ротора вентилятора та напрямних 6.

Технологічний процес протікає таким чином. Проходячи по клавішах соломотряса, солома потрапляє на подрібнювальний барабан, а потім у вигляді січки разом із половиною в шнек. Шнек транспортує матеріал до вентилятора, який розкидає його по полю.

#### Рисунок 1.2 – Конструктивно-технологічна схема подрібнювача ПУН-5

Нечасте використання ПУН-5 і ПУН-6 у господарствах пояснюється великим поглинанням ефективної потужності комбайна і невисокою надійністю конструкції.

В умовах нечорноземної зони, де солома і солома в період збирання зернових, мають вологість до 35 % і вище, найдоцільнішою є схема збирання з укладанням крупноподрібненої соломи разом із половиною у валок для швидкого просушування з подальшим її добиранням звичайним преспідбирачем. В альтернативній технології цю ж солому можна використовувати як добриво [7]. Для такої технології збирання розробили та перевірили у виробництві універсальний пристрій до зернозбирального комбайна (рисунок 1.3).

### Рисунок 1.3 – Конструктивно-технологічна схема подрібнювача соломи

Конструкція подрібнювача (рисунок 1.3) [7] складається з подрібнювального барабана з ножами 1, протиріжучих пластин 2, лопатей для створення повітряного потоку 3, розподільного щита з дугоподібними ребрами 4, напрямного лотка 5 та похилих планок 6. Привід робочих органів здійснюється від двигуна комбайна клиноремінною передачею.

Під час розкидання соломи по полю напрямком обертання подрібнювального барабана та напрямного лотка встановлюють так, щоб маса, подрібнена робочими органами, надходила на розподільчий щит. Гвинтоподібне розташування лопатей на барабані створює віялоподібний повітряний потік, що сприяє рівномірному розподілу подрібненої маси по ширині захоплення жатки.

Ширина розкидання солом'яної різки становить 4,2...5,2 м, що задовольняє агротехнічними вимогами за рівномірності розподілу. Але незважаючи на такі задовільні результати, машина має такі самі недоліки, що й ПУН-5.

Розроблено пристосування до зернозбирального комбайна для подрібнення та розкидання соломи (рисунок 1.4) [7].

Рисунок 1.4 – Конструктивно-технологічна схема комбайнового подрібнювача соломи

Агрегат складається з корпусу 1 із завантажувальним вікном 2 і розвантажувальною горловиною 7, ножового барабана 5 і протиріжучого пристрою 4 з підпресувальним вальцем 3. За розвантажувальною горловиною на корпусі подрібнювача шарнірно встановлені криволінійні напрямні 6, що з'єднані між собою тягами 9. Крайні криволінійні напрямні з'єднані з гідроциліндром 8 і пружиною 10.

Солома, що надходить через завантажувальне вікно, подрібнюється ножовим барабаном і викидається через криволінійні напрямні в поле. При бічному вітру в бік неприбраного поля криволінійні напрямні повертаються гідроциліндром через тяги назустріч вітру. Поворот криволінійних напрямних за допомогою гідроциліндра назустріч вітру дає змогу підвищити якість роботи подрібнювача шляхом покращення рівномірності розкидання подрібненої соломи по полю.

Замість подрібнювача ПУН-5 можна використовувати пристосування для збирання незернової частини врожаю (рисунок 1.5), яке включає роз'ємний каркас із соломопроводом 1, розподільний шнек 6, подрібнювальний барабан 4, протиріжучий брус 5, розкидач 2, автозчеплення 3. Каркас складається з капота, поворотного корпусу і піддона. Капот нерухомо прикріплений до молотарки, а поворотний корпус шарнірно приєднаний до рамки 7.

Рисунок 1.5 – Конструктивно-технологічна схема комбайнового подрібнювача

На правій і лівій половинах розподільного шнека передбачені витки різного напрямку для транспортування половини. Молотки прикріплені шарнірно до кронштейнів барабана. Технологічний процес схожий із ПУН-5.

Під час використання подрібнювачів соломи, що агрегуються із зерновими комбайнами, виникає незворотний негативний ефект – втрати зерна через порушення повітряного режиму роботи очищення комбайна. Крім того, якість розподілу соломи по полю не відповідає агротехнічним вимогам через нерівномірне сходження соломи із соломотряса, енергоємність подрібнювачів досить висока, робота комбайна з подрібнювачем супроводжується зниженням продуктивності на 18...25 %, підвищується витрата палива на 10...15 %. Так, на роботу пристосування ПУН-5 потрібно близько 30 кВт, а ПКН-1500А – до 40 кВт [7]. Знизити енергоємність процесу подрібнення можна зміною принципу різання і ступеня подрібнення соломи.

У зв'язку з вищевикладеним, завдання розроблення високопродуктивного подрібнювача-розкидача соломи, підвищення ефективності його технологічного процесу, поряд з обґрунтуванням і вибором найприйнятнішої конструктивно-технологічної схеми, не може бути вирішене без додаткових досліджень.

## 1.2 Аналіз робочих органів подрібнювачів соломи

Відомо [8], що подрібнювач стеблових матеріалів має відповідати таким основним вимогам: бути придатним для подрібнення та посічення соломи злакових культур при різній вологості та забезпечувати високу якість подрібнення. Невиконання зазначених норм свідчить про недостатню конструктивну досконалість подрібнювачів і, зокрема, їх робочих органів.

Під час переробки одних і тих самих видів матеріалу подрібнювальні апарати, що відрізняються за конструктивними ознаками, здійснюють різні руйнівні дії на продукт, унаслідок чого енергетичні, якісні параметри та показники пропускну здатності цих машин різні.

Подрібнювачі, що призначені для подрібнення стеблових матеріалів, залежно від конструкції ріжучого апарату поділяються на дискові (рисунок 1.6, а, в, г) і барабанні (роторні) (рисунок 1.6, б, д, е, ж) [5].

Дискові подрібнювачі, своєю чергою, бувають ножові (рисунок 1.6, а), штифтові (рисунок 1.6, в) і комбіновані (ножі в поєднанні з молотками) (рисунок 1.6, г). Роторні подрібнювачі більш різноманітні, бувають ножові (рисунок 1.6, ж), молоткові (рисунок 1.6, б, д, е) і комбіновані (є безліч варіантів поєднання декількох видів робочих органів).

Для подрібнювачів із будь-яким типом подрібнювального апарата довжина різання і ступінь подрібнення є одним з основних показників подрібнення стеблових матеріалів.

Якісні та енергетичні показники роботи подрібнювачів багато в чому залежать від конструкції робочих органів [9].

При використанні дискового різального апарата з прямолінійним лезом (рисунок 1.6, а) робочий процес подрібнювача характеризується високою нерівномірністю навантаження на вал машини, а усунути цей недолік неможливо. Використання прямих ножів в універсальних подрібнювачах пояснюється простотою їхньої форми, легкістю виготовлення, монтажу, регулювання зазору і зручністю заточування.

### Рисунок 1.6 – Конструктивно-технологічні схеми подрібнювачів соломи

При великих швидкостях робочий процес різання займає час менше 0,01 с і його необхідно розглядати як ударний імпульс, при якому різання здійснюється, головним чином, за рахунок нормального тиску за принципом рубки [10]. У дослідженнях В.П. Горячкіна доведено, що недоліки, які властиві прямому ножу, усуваються під час використання ножа з криволінійним лезом, що має форму спіралі Архімеда або дуги ексцентричної окружності. Використання ножів з такою формою створює умови для більш рівномірної роботи машини, але ускладнює заточування, регулювання і їх виготовлення. Необхідно зазначити, що за будь-якої схеми ріжучого апарату робота дискового подрібнювача вирізняється крайньою нерівномірністю і пов'язана з необхідністю застосовувати диски у вигляді масивних маховиків значних розмірів.

Ще одним із недоліків дискових подрібнювальних апаратів є те, що радіально розташовані ножі мають змінну по довжині ножа швидкість різання [10]. Відповідно біля периферії ножа подрібнення буде нормальне, а ближче до центру – недоподрібнення. Особливо це твердження буде вірним, якщо на периферії ножа швидкість різання розрахункова, то відповідно до центру вона змінюється в менший бік. У цих типів подрібнювального апарату контакт ножів із матеріалом відбувається ступінчасто, що призводить до ударних навантажень на валу приводу.

Від цього недоліку вільні машини, що обладнані ріжучим апаратом барабанного (роторного) типу, що широко застосовуються в машинах вітчизняного виробництва. Залежно від виду ножів барабани можуть здійснювати поперечне різання стебел і одночасно поперечне та поздовжнє подрібнення (комбіновані ножі). За наявності великих динамічних переваг, зумовлених рівномірністю навантаження на вал і відсутністю необхідності мати врівноважувальний маховик, барабанні апарати не позбавлені й недоліків. Необхідність подачі матеріалу тонким шаром обмежує продуктивність машини. Крім того, використання спіральних ножів спричиняє помітне осьове зусилля на вал, а виготовлення ножів і заточування їх у процесі експлуатації виявляються складними.

У всіх наявних подрібнювачах стеблових матеріалів конструкцією робочих органів (барабаних або дискових) передбачається подрібнення стебел різанням в одному напрямі, перпендикулярному напрямку подачі, при цьому довжина подрібнених частинок зазвичай відрізняється від розрахункової. Це пояснюється тим, що навіть зменшивши вплив на довжину різання таких чинників, як зазор між крайками ножа та протиріжучої пластини, товщину ріжучої кромки леза, швидкості різання та подачі, фізико-механічні властивості стебел, неможливо усунути хаотичне розташування стебел, які надходять до подрібнювального органа під різними кутами до напрямку подачі. У результаті чого довжина відрізнених частинок стебел може бути різною, незважаючи на постійну швидкість подачі. Для усунення цього недоліку в деяких машинах маса після різання спрямовується на подрібнення додатковими робочими органами.

Так, у подрібнювачі (рисунок 1.6, б) стеблова маса після ріжучого барабана доподрібнюється в дробильній камері. Це призводить до ускладнення конструкції та значних метало- та енерговитрат.

Деякі подрібнювачі мають сегментні (фрезерні) робочі органи. Основний робочий орган цих машин – фрезерний барабан. Внаслідок інтенсивного зносу ріжучого леза ресурс його працездатності невеликий. Експлуатація машини із затупленими робочими органами призводить до різкого зростання питомих енерговитрат.

Для отримання подрібненого матеріалу потрібної якості, насамперед, необхідно знати, що стебла злакових культур, як матеріал рослинного походження, складаються з двох структурних елементів: скелета (каркас, арматура), що має пружні та пластичні властивості, і в'язкого заповнювача. Тому руйнування такого матеріалу найефективніше при використанні подрібнювачів ударно-втираючої дії [11], до яких належать молоткові та штифтові подрібнювачі (рисунок 1.6 в, г, д, е).

У машинах, що мають штифтовий подрібнювальний апарат (рисунок 1.6, в), стебла грубого корму ламаються, розриваються і перетираються внаслідок проходження між рухомими і нерухомими штифтами. Але ці робочі органи не здатні подрібнювати високовологу солому.

Проведений аналіз свідчить про різноманіття конструктивних рішень, які сприяють ефективному подрібненню матеріалу за максимального заощадження енергетичних ресурсів.

На рисунку 1.7, а представлено робочий орган для подрібнювачів стеблових матеріалів із безпідпорним різанням [12]. При цьому якісне подрібнення досягається завдяки тому, що кожен поперечний виступ забезпечений клинчастим ножем, лезо якого утворює з ріжучою кромкою ножа уступ. Під час роботи вихідний матеріал, потрапляючи на обертовий ріжучий елемент, подрібнюється його основними ріжучими крайками. За рахунок уступів подрібнення виходить найбільш інтенсивним.

Більшість робочих органів подрібнювачів стеблових матеріалів із безпідпорним різанням не забезпечує регулювання величини різання. Цього недоліку позбавлений робочий орган, у конструкції якого (рисунок 1.7, б) [12] ріжучі елементи забезпечені пластинами, кожна з яких має вісь повороту і дугоподібний паз із затискачем, причому кривизна паза дорівнює кривизні окружності. Змінюючи положення ріжучих пластин, можна підібрати найоптимальніший режим різання.

На рисунку 1.7, в представлено робочий орган для подрібнювача соломи із безпідпорним різанням [12], у якого регулювання кута різання забезпечується шляхом зміни положення центру мас відносно осей підвісу.

Як зазначалося раніше, найбільш перспективними для подрібнення соломи є молоткові робочі органи. На рисунку 1.7, г представлено вдосконалений молоток подрібнювача [13].

#### Рисунок 1.7 – Робочі органи подрібнювачів соломи

Основна мета, яку ставили під час розробки молотків такого виду, полягає у забезпеченні осьового переміщення оброблюваного матеріалу. Це досягається тим, що циліндричні посадкові отвори виконуються під кутом  $5...45^\circ$  до бічних граней пластини з нахилом у протилежні сторони один відносно одного. Таке виконання посадкових отворів дає змогу забезпечити осьове переміщення матеріалу і підвищити ступінь його подрібнення.

Практика показує, що робочі органи подрібнювачів соломи, з шарнірно закріпленими на валу подрібнювальними елементами, мають один суттєвий недолік – низьку експлуатаційну надійність, тому що кут повороту подрібнювальних елементів на утримувачах під час удару об неподрібнювальні частки обмеженої поверхнею вала, об яку з великою силою б'ються подрібнювальні елементи. Для усунення проблеми тримачі виготовляють із гнучкого матеріалу (рисунок 1.8, а) [14], і завдяки цьому під час удару подрібнювальних елементів об неподрібнювані предмети відбувається їх поворот на тримачах, що запобігає заклинюванню і поломці молотків. Крім того, дана конструкція робочого органу забезпечує його легке складання та розбирання.

На рисунку 1.8, б [14] представлено бильний варіант робочого органу подрібнювача соломи, який вирізняється простотою конструкції та невисокою трудомісткістю монтажу. Під час огляду бильних робочих органів необхідно відзначити суттєвий недолік – великі ударні навантаження в місцях з'єднання бил із тримачами, що дещо знижує їхню експлуатаційну надійність.

#### Рисунок 1.8 – Робочі органи подрібнювачів соломи

Цю проблему розв'язують тим, що основу бил (рис. 1.8, в) [14] доповнюють демпфувальними противагами, які виконані у вигляді спіралей, осі симетрії яких розташовані паралельно до осі барабана, які мають хвостовики, що контактують із поверхнею барабана в разі повороту бил у бік, що протилежний до напрямку обертання. Під час обертання барабана били під дією відцентрових сил займають робоче положення (показано пунктиром) і під час проникнення в матеріал подрібнюють його.

Під час перевантаження робочого органу били відхиляються в бік, протилежний напрямку обертання, і їхні хвостовики, упираючись у барабан, компенсують удари бил, знижуючи навантаження в місцях з'єднання бил із тримачем. У результаті суттєво підвищується експлуатаційна надійність робочого органу.

Як було зазначено раніше, бильні робочі органи працюють у режимі змінних навантажень, що може призвести до поломки бил. На рисунку 1.8, г [14] наведено конструкцію, що забезпечує повертання бил на барабані.

Проведений аналіз конструкцій робочих органів показав, що найперспективнішими є молоткові подрібнювальні органи, які працюють за відкритим типом. Машини з такими робочими органами високопродуктивні, прості за конструкцією. Вони можуть ефективно застосовуватися для подрібнення стеблового матеріалу підвищеної вологості.

## 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

### 2.1 Визначення умов ефективного підпресування і транспортування соломи вальцювим живильником

Забезпечення оптимальної подачі матеріалу до робочих органів подрібнювача-розкидача залежить не тільки від оптимальної швидкості обертання живильних вальців, а й від ефективного підпресування вальцями транспортуючої соломи.

Роботу вальців соломорізки розглянуто В.П. Горячкіним. При цьому отримано умови захоплення соломи вальцем без урахування зв'язності матеріалу і визначено витрати потужності на привод вальців, у припущенні, що енергія витрачається тільки на пружну деформацію соломи і тертя в підшипниках [15]. З метою оцінки силової взаємодії між вальцями і потоком соломи у вертикальній поперечній площині нами використано ту саму схему взаємодії. Під час розрахунку горизонтального зусилля впливу на потік соломи з боку вальців використали інше співвідношення, яке дало змогу визначити максимальну швидкість транспортування соломи і точку прикладання рівнодійної розподілених сил.

Нехай потік соломи на вході в живильник має товщину  $b$ , а на виході  $h$ . У процесі транспортування він ущільнюється вальцями радіуса  $r$ , при цьому сектор контакту визначається кутом  $\alpha$  для кожного вальця (рисунки 2.1):

$$\cos \alpha = 1 - \frac{b-h}{2r}. \quad (2.1)$$

Через симетрію процесу ущільнення потоку соломи розглянуто тільки верхній валець.

Розподілені вертикальні сили  $q$  забезпечують підпресування соломи. За умови пружної деформації величину розподіленого навантаження по осі  $x$  визначили наступним чином:

$$q = sE\varepsilon, \quad (2.2)$$

де  $s$  – ширина вальців,

$E$  – модуль пружності стиснутого матеріалу,

$\varepsilon$  – відносна деформація стиснення.

Рівнодіюча цих розподілених вертикальних сил  $Q$  дорівнює:

$$Q = \int_0^{x_k} sE\varepsilon dx, \quad (2.3)$$

де  $x_k = r \sin\alpha$ , причому  $\alpha$  – максимальне значення полярного кута  $\varphi$ , яким зручно визначити точки докладання розподілених елементарних сил  $q dx$ .

Величину оптимальної деформації  $\varepsilon$  в осях  $(x, y)$  визначили по формулі [16]:

$$\varepsilon = \frac{\left(\frac{b}{2} - y\right)}{b/2} = 2 \frac{(\cos\varphi - \cos\alpha)}{b}. \quad (2.4)$$

Рисунок 2.1 – Схема взаємодії потоку соломи та вальців

Рівнодіючу сил стиску  $Q$  по виразу (2.15) визначили так

$$Q = \int_0^\alpha \frac{2sEr}{b} (\cos\varphi - \cos\alpha) r \cos\varphi d\varphi, \quad (2.5)$$

так як  $dx = \cos\varphi d\varphi$ .

Розбиваючи на два інтервали, отримали:

$$Q = \frac{2sEr^2}{b} \left( \int_0^\alpha \cos^2 \varphi d\varphi - \int_0^\alpha \cos\alpha \cos\varphi d\varphi \right) = \frac{2sEr^2}{b} \left( \frac{\alpha}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\alpha - \cos\alpha \sin\alpha \right),$$

Тоді

$$Q = \frac{sEr^2}{b} \left( \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (2.6)$$

За виразом (2.6) визначили вертикальну силу, з якою необхідно впливати на потік соломи для отримання заданого ступеня стиснення.

Визначили момент розподілених сил  $q$  відносно точки  $O$ , який пов'язаний із залежністю  $q$  від координати  $x$ .

$$\begin{aligned}
 |M_0(qdx)| &= \int_0^{x_k} xqdx = \int_0^{x_k} xEs\epsilon dx = \\
 &= \int r \cdot \sin\varphi Es \cdot 2 \frac{r(\cos\varphi - \cos\alpha)}{b} r \cos\varphi d\varphi = \\
 &= \frac{2Es r^3}{b} \left( \int_0^\alpha \sin\varphi \cos^2\varphi d\varphi - \int_0^\alpha \sin\varphi \cos\varphi \cos\alpha d\varphi \right) = \\
 &= \frac{2Es r^3}{b} \left( -\frac{\cos^3\alpha}{3} + \frac{1}{3} + \frac{\cos^3\alpha}{2} - \frac{\cos\alpha}{2} \right).
 \end{aligned}$$

Остаточно отримуємо:

$$|M_0(qdx)| = \frac{Es r^3}{b} \left( \frac{2}{3} + \frac{\cos^3\alpha}{3} - \cos\alpha \right). \quad (2.7)$$

Для знаходження точки прикладання рівнодійної вертикальних сил  $Q$  скористалися теоремою Варіньйона про момент рівнодійної:

$$|M_0(qdx)| = Qr \sin\varphi_1, \quad (2.8)$$

де  $\varphi_1$  – центральний кут, який відповідає точці докладання рівнодійної, тоді з урахуванням (2.6...2.8) отримали:

$$\varphi_1 = \arcsin \left( \frac{\frac{2}{3} + \frac{\cos^3\alpha}{3} - \alpha}{\alpha - \frac{1}{2}\sin 2\alpha} \right). \quad (2.9)$$

Крім вертикальної складової  $Q$  реакція вальців  $R$  на потік соломи має горизонтальну складову –  $P$ , яка забезпечує прискорення маси, що надходить (рисунок 2.2).

Прийнято припущення про те, що реакцію  $R$  прикладено в тій самій точці  $K$ , що й рівнодію розподілених вертикальних сил  $Q$ . Це виправдано тим, що  $Q \gg P$ . Тоді рівнодійна  $N$  усіх сил нормального тиску і рівнодійна  $F_{mp}$  усіх сил тертя також перетинаються в точці  $K$ , оскільки

$$R = \vec{Q} + \vec{P}. \quad (2.10)$$

Розглянуто граничний випадок, коли транспортування здійснювали з ковзанням, тобто  $F_{mp} = Nf$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя соломи по вальцях.

Враховуючи, що

$$\vec{Q} + \vec{P} = \vec{N} + \vec{F}_{mp} \quad (2.11)$$

Рисунок 2.2 – Визначення горизонтальної складової реакції вальців

в проекції на осі  $(x, y)$  отримаємо:

$$x: \quad -P = -F_{mp} \cos\varphi_1 + N \sin\varphi_1; \quad (2.12)$$

$$y: \quad -Q = -N \cos\varphi_1 - F_{mp} \sin\varphi_1. \quad (2.13)$$

Після перетворення:

$$N = Q \frac{1}{(\cos\varphi_1 + f \sin\varphi_1)}; \quad (2.14)$$

$$P = Q \frac{f \cos\varphi_1 - \sin\varphi_1}{(\cos\varphi_1 + f \sin\varphi_1)}; \quad (2.15)$$

де сила  $Q$  визначається виразом (2.6), а кут  $\varphi_1$  відношенням (2.9).

Знаючи горизонтальну силу  $P$ , що впливає на потік соломи, визначили максимальну швидкість, яку можна надати потоку на виході з живильника. За теоремою про зміну кількості руху [17]:

$$\frac{dK_x}{dt} = 2 \cdot P_x, \quad (2.16)$$

де  $K_x$  – кількість руху потоку соломи;

$2P_x$  – сила дії зі сторони двох вальців.

Припускаючи, що на вході в живильник швидкість соломи близька до нуля, отримали:

$$dK_x = -sbpv dt, \quad (2.17)$$

$$2P_x = -2P \quad (2.18)$$

Після перетворень отримали:

$$sbpv^2 = 2P, \quad (2.19)$$

Тоді

$$v = \sqrt{\frac{2P}{sb\rho}}, \quad (2.20)$$

де  $\rho$  – щільність на вході в живильник.

Використовуючи вираз (2.15), визначили максимальну швидкість транспортування:

$$v_{max} = \sqrt{2Q \left( \frac{f \cos \varphi_1 - \sin \varphi_1}{\cos \varphi_1 + f \sin \varphi_1} \right) \frac{1}{sb\rho}}. \quad (2.21)$$

Приклад розрахунку:

при  $b=0,4$  м;  $s = 0,5$  м;  $Q = 290$  Н;  $\rho=70$  кг/м<sup>3</sup>;  $\varphi_1=25^\circ$ ;  $f = 0,6$

$$v_{max} = \sqrt{2 \cdot 290 \left( \frac{0,6 \cdot \cos 25^\circ - \sin 25^\circ}{\cos 25^\circ + 0,6 \cdot \sin 25^\circ} \right) \frac{1}{0,5 \cdot 0,4 \cdot 70}} = 4,28 \text{ м/с.}$$

Таким чином, зважаючи на конструктивно-технологічні параметри, налаштування яких можливе в даному живильнику (рівнодіючу вертикальних сил  $Q$ , Н; ширину вальців  $s$ , м; товщину  $b$ , м та щільність потоку соломи  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>; центральний кут  $\varphi_1$ , що відповідає точці прикладання рівнодіючих сил), за допомогою виразу 2.21 можна визначити максимальну швидкість обертання живильних вальців, при якій здійснюватиметься гарантована подача матеріалу.

## 2.2 Теоретичне дослідження руху частинок соломи в повітряному потоці

На початковому етапі розробки конструкції подрібнювача-розкидача зернозбирального комбайна необхідно розв'язати задачу дослідження рівномірності розподілу частинок соломи за шириною розкидання залежно від їх аеродинамічних властивостей.

Для дослідження процесу руху частинки в повітряному потоці розглянуто наступну розрахункову схему (рисунок 2.3), де  $R$  – сила опору руху, Н;  $mg$  – сила тяжіння частинки, Н;  $v_{отн}$  – швидкість руху частинки відносно повітряного потоку, м/с;  $v_B$  – швидкість повітряного потоку, м/с;  $v$  – результуюча швидкість руху частинки, м/с.

На частинку діє сила тяжіння  $mg$  і сила опору руху  $R$ . Сума цих сил записується виразом:

$$m\vec{a} = m\vec{g} + \vec{R}, \quad (2.22)$$

де  $m$  – маса частинки, кг;

$\vec{a}$  – прискорення руху частинки, м/с<sup>2</sup>.

Рисунок 2.3 – Схема сил, що діють на частинку соломи

Вираз, що характеризує силу опору руху, має вигляд:

$$\vec{R} = -k_n m \cdot \vec{v}_{\text{отн}} |\vec{v}_{\text{отн}}|, \quad (2.23)$$

де  $k_n$  – коефіцієнт парусності.

Коефіцієнт парусності матеріалу розраховували за формулою:

$$k_n = \frac{g}{v_{\text{вит}}^2}, \quad (2.24)$$

де  $v_{\text{вит}}$  – швидкість зависання частинок, м/с.

Проекції сили опору руху  $R$ :

$$\begin{cases} R_x = -k_n m \cdot (\dot{x} - v_{\text{вх}}) \sqrt{(\dot{x} - v_{\text{вх}})^2 + (\dot{y} - v_{\text{вy}})^2 + (\dot{z} - v_{\text{вz}})^2} \\ R_y = -k_n m \cdot (\dot{y} - v_{\text{вy}}) \sqrt{(\dot{x} - v_{\text{вх}})^2 + (\dot{y} - v_{\text{вy}})^2 + (\dot{z} - v_{\text{вz}})^2}, \\ R_z = -k_n m \cdot (\dot{z} - v_{\text{вz}}) \sqrt{(\dot{x} - v_{\text{вх}})^2 + (\dot{y} - v_{\text{вy}})^2 + (\dot{z} - v_{\text{вz}})^2} \end{cases} \quad (2.25)$$

де  $\dot{x}$ ,  $\dot{y}$ ,  $\dot{z}$  – проекції абсолютної швидкості точки;

$v_{\text{вх}}$ ,  $v_{\text{вy}}$ ,  $v_{\text{вz}}$  – проекції швидкості повітряного потоку;

Швидкість руху частинок соломи відносно повітряного потоку має вигляд:

$$\vec{v}_{\text{отн}} = (\dot{x} - v_{\text{вх}}) \vec{i} + (\dot{y} - v_{\text{вy}}) \vec{j} + (\dot{z} - v_{\text{вz}}) \vec{k}, \quad (2.26)$$

де  $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$  – одиничні вектори осей координат.

Остаточно швидкість матеріалу відносно повітряного потоку становить:

$$\vec{v}_{\text{отн}} = |\vec{v}_{\text{отн}}| = \sqrt{(\dot{x} - v_{\text{вх}})^2 + (\dot{y} - v_{\text{вy}})^2 + (\dot{z} - v_{\text{вz}})^2}, \quad (2.27)$$

після перетворення отримали:

$$\begin{cases} \ddot{x} = -k_n(\dot{x} - v_{\text{вх}}) \cdot v_{\text{отн}}; \\ \ddot{y} = -k_n(\dot{y} - v_{\text{вy}}) \cdot v_{\text{отн}}; \\ \ddot{z} = -k_n(\dot{z} - v_{\text{вz}}) \cdot v_{\text{отн}} - g. \end{cases} \quad (2.28)$$

Доповнили систему (2.6) початковими умовами:

$$\begin{cases} \dot{x}(0); \dot{y}(0); \dot{z}(0); \\ x(0); y(0); z(0). \end{cases} \quad (2.29)$$

Розв'язання проводили чисельним методом середнього прискорення.

### 2.3 Моделювання процесу руху подрібнених частинок соломи в повітряному потоці

Моделювання процесу руху частинок соломи в повітряному потоці проводили за вищерозробленими розрахунками. За заданих початкових умов простежували траєкторію руху частинок соломи у тривимірному просторі.

Експериментальними дослідженнями у стаціонарних умовах було визначений оптимальний варіант конструктивно-технологічної схеми подрібнювача-розкидача, при якому досягається найбільш рівномірний розподіл частинок соломи (рисунк 2.4, а). Цій схемі відповідають наступні змінні параметри: напрямок обертання роторів назустріч один одному; співвідношення кількості молотків на осях підвісу роторів – 4/3, осей підвісу – 6/6; кут установлення напрямних дефлекторів  $\beta = 45^\circ$ ; граничні напрямки руху частинок  $\alpha = 30 \dots -30^\circ$ .

Під час роботи в реальних умовах експлуатації через вплив бічного повітряного потоку (вітру) траєкторія руху частинок соломи змінювалася і рівномірного розподілу отримано не було.

Зокрема, на рисунку 2.4, б для прикладу наведено траєкторію руху частинки соломи, що вилетіла під кутом  $\alpha = 30^\circ$  (на роторах встановлено по дві повітрянагнітальні лопатки; бічний повітряний потік, швидкість якого дорівнює 10

м/с, направлений перпендикулярно до траєкторії руху агрегату; швидкість зависання частинки  $v_{\text{вит}} = 4$  м/с). Звідки наочно видно, що повітряний потік майже на 2,5 м змістив точку приземлення частинки відносно координати відриву її з молотка ротора.

Рисунок 2.4 – Конструктивно-технологічна схема подрібнювача (а) і траєкторія руху частинки соломи в тривимірному просторі (б):

$h(z)$  – висота польоту, м;  $L(x)$  – дальність польоту, м;  $S(y)$  – відстань зміщення траєкторії польоту частинки, м

Тому на першому етапі досліджень траєкторії руху частинок соломи, з метою досягнення рівномірного розподілу частинок по полю за наявності бокового повітряного потоку, досліджено конструктивно-технологічну схему (рисунок 2.5), в якій кут установки дефлектора змінювали ступінчасто ( $\beta = 10, 20, 30^\circ$ ) назустріч боковому повітряному потоку.

Для спрощення аналізу траєкторії руху частинки соломи сумарну швидкість повітряного потоку  $v_{\text{в}}$  розділили на дві складові: швидкість повітряного потоку, створеного молотковими роторами  $v_{\text{впр}}$  та швидкість бокового (атмосферного) повітряного потоку  $v_{\text{бвп}}$ .

## Рисунок 2.5 – Конструктивно-технологічна схема робочих органів

Під час розрахунку траєкторії руху окремо взятої частинки зроблено припущення про те, що частинки соломи летять у два етапи:

1) з моменту відриву від молотків ротора до кінця дефлекторів  $l \approx 0,7$  м рух здійснюється за рахунок енергії, що була надана частинці молотками і супутнього повітряного потоку від обертання роторів;

2) від кінця дефлекторів до моменту падіння на землю повітряний потік від роторів втрачає свою силу, починає впливати атмосферний повітряний потік (вітер).

Досліджували три рівні початкових швидкостей руху частинок  $v_{нс} = 50, 60, 70$  м/с, з якою вони відривались від молотків ротора, при двох граничних напрямках польоту частинок  $\alpha = 30^\circ$ . Таким чином, граничні значення кута  $\alpha$  конструктивно обумовлені розташуванням дефлекторів. Моделювання руху частинки при більших значеннях  $\alpha$  показало, що, б'ючись у дефлектор, вона падає на землю за найкоротшою траєкторією.

У таблиці 2.1 узагальнено результати дослідження траєкторії руху частинок соломи залежно від швидкості, яку отримали на початку руху  $v_{нс}$ , швидкості бокового повітряного потоку  $v_{бвп}$  і швидкості зависання  $v_{вит}$  (розглянуто найоптимальніший із запропонованих варіантів: кут установлення дефлекторів  $\beta = 20^\circ$ ; швидкість повітряного потоку, що створюється роторами  $v_{впр} = 10$  м/с).

Таблиця 2.1 – Результати дослідження руху частинок залежно від швидкості їх зависання  $v_{\text{внт}}$ , швидкості бокового вітру  $v_{\text{вп}}$ , початкової швидкості частинок  $v_{\text{нс}}$

$v_{\text{внт}}$ М/с	$v_{\text{вп}}$ М/с	$v_{\text{нс}} = 50$ м/с				$v_{\text{нс}} = 60$ м/с				$v_{\text{нс}} = 70$ м/с			
		$\alpha = 20^\circ$		$\alpha = 0^\circ$		$\alpha = 20^\circ$		$\alpha = 0^\circ$		$\alpha = 20^\circ$		$\alpha = 0^\circ$	
		$x, \text{ м}$	$y, \text{ м}$	$x, \text{ м}$	$y, \text{ м}$	$x, \text{ м}$	$y, \text{ м}$	$x, \text{ м}$	$y, \text{ м}$	$x, \text{ м}$	$y, \text{ м}$	$x, \text{ м}$	$y, \text{ м}$
4	3	4,26	1,09	4,93	-1,16	4,47	1,18	5,17	-1,22	4,66	1,25	5,40	-1,26
	7	4,13	-0,73	4,88	-2,89	4,36	-0,69	5,14	-3,00	4,55	-0,65	5,37	-3,09
	10	4,04	-2,14	4,84	-4,20	4,26	-2,12	5,10	-4,35	4,46	-2,10	5,34	-4,48
	14	3,91	-4,04	4,75	-5,98	4,14	-4,05	5,00	-6,16	4,35	-4,06	5,28	-6,33
7	3	7,98	3,61	9,25	-0,86	8,66	3,94	10,05	-0,93	9,27	4,24	10,76	-0,99
	7	7,81	2,22	9,20	-2,11	8,49	2,47	10,02	-2,27	9,11	2,71	10,73	-2,41
	10	7,68	1,13	9,15	-3,06	8,36	1,34	9,98	-3,30	8,99	1,53	10,70	-3,48
	14	7,51	-0,35	9,06	-4,36	8,2	-0,21	9,90	-4,67	8,83	-0,05	10,63	-4,91
10	3	10,79	5,53	12,52	-0,61	12,02	6,14	13,97	-0,71	13,11	5,92	15,00	-0,73
	7	10,62	4,50	12,49	-1,50	11,85	5,02	13,93	-1,70	12,95	4,72	15,00	-1,74
	10	10,50	3,69	12,44	-2,17	11,72	4,15	13,90	-2,45	12,82	3,8	15,00	-2,53
	14	10,32	2,57	12,35	-3,10	11,54	2,95	13,82	-3,47	12,64	2,52	15,00	-3,60

Аналіз отриманих результатів у таблиці 2.1 показав наступне. Легка фракція продукту найчутливіше реагує на зміну бічного повітряного потоку. Наприклад, частинка, що мала швидкість зависання  $v_{\text{внт}} = 4$  м/с за умови змінювання швидкості бокового повітряного потоку від 3 до 14 м/с, змінила координати  $x$  і  $y$  з (4,26 м; 1,09 м) до (3,91 м; -4,04 м), зміна координати переміщення траєкторії польоту частинки складає  $\Delta y = 5,13$  м, а частинка, що має швидкість зависання  $v_{\text{внт}} = 10$  м/с, змістилася відносно точки відриву від молотків на  $\Delta y = 2,96$  м.

Рівномірного розподілу частинок соломи, що мають різні аеродинамічні характеристики, на першому етапі досліджень досягнуто не було, оскільки отримали велике зміщення траєкторії руху частинок (координата  $y$ ).

Для збільшення сили повітряного потоку, що створили ротори, у другій серії дослідів встановили додатково по дві повітрянагнітальні лопатки.

У таблиці 2.2 наведено результати порівняльних досліджень зміни кінцевих координат траєкторії руху частинок соломи ( $y$ ) залежно від сили повітряного потоку, що створюється роторами, у випадку встановлення на кожному роторі двох ( $v_{\text{впр}} = 10$  м/с) або чотирьох ( $v_{\text{впр}} = 19$  м/с) повітрянагнітальних лопаток. Досліджували

наступні діапазони: швидкостей зависання частинок  $v_{\text{ВІТ}} = 4 \dots 10$  м/с і атмосферного бокового повітряного потоку (вітер)  $v_{\text{БВП}} = 3 \dots 14$  м/с.

Аналіз отриманих результатів у таблиці 2.2 показав, що варіант комплектування роторів чотирма повітрянагнітальними лопатками є найкращим, тому що частинки соломи, які відірвалися з більшою швидкістю від молотків ротора, більш ефективно протидіють бічному повітряному потоку.

Таблиця 2.2 Результати дослідження траєкторії руху частинок залежно від швидкості повітряного потоку  $v_{\text{ВПР}}$  від роторів при  $v_{\text{НС}} = 70$  м/с

$v_{\text{ВІТ}},$ М/С	$v_{\text{БВП}},$ М/С	$\alpha = 30^\circ$		$\alpha = 0^\circ$	
		у (при $v_{\text{ВПР}} = 19$ м/с)	у (при $v_{\text{ВПР}} = 10$ м/с)	у (при $v_{\text{ВПР}} = 19$ м/с)	у (при $v_{\text{ВПР}} = 10$ м/с)
4	3	1,34	1,27	-1,17	-1,23
	7	-0,58	-0,63	3,00	-3,04
	10	-2,06	-2,08	-4,30	-4,40
	14	-4,04	-4,04	-6,31	-6,31
7	3	4,31	4,26	-0,93	-0,97
	7	2,76	2,73	-2,37	-2,39
	10	1,57	1,56	-3,46	-3,46
	14	-0,01	-0,04	-4,90	-4,90
10	3	6,81	5,85	-0,66	-0,70
	7	5,60	4,60	-1,68	-1,73
	10	4,67	3,70	-2,46	-2,52
	14	3,39	2,45	-3,55	-3,6

На рисунку 2.6 показано траєкторії дальності польоту частинок соломи (при  $v_{\text{ВПР}} = 10, 19$  м/с), які мають різні швидкості зависання  $v_{\text{ВІТ}} = 4, 7, 10$  м/с.

Аналіз результатів досліджень показав, що за швидкості бокового повітряного потоку (вітру)  $v_{\text{БВП}} = 7$  м/с і отриманого гранулометричного складу подрібненої соломи найрівномірнішого розподілу часток можна досягти якщо встановлювати напрямні дефлектори під кутом  $\beta = 25^\circ$  (рисунок 2.7).

Таким чином, при обертанні роторів назустріч один одному шляхом зміни положення дефлекторів можна досягти рівномірного розподілу різних фракцій подрібненої соломи. Але це твердження справедливе при швидкості бічного повітряного потоку не більше 7...8 м/с.

Рисунок 2.6 – Залежність зміни траєкторії руху частинки соломи від аеродинамічних характеристик матеріалу:

1 –  $v_{\text{ВИТ}} = 4$  м/с; 2 –  $v_{\text{ВИТ}} = 7$  м/с; 3 –  $v_{\text{ВИТ}} = 10$  м/с;  
-----  $v_{\text{ВПр}} = 10$  м/с; —————  $v_{\text{ВПр}} = 19$  м/с

Рисунок 2.7 – Траєкторія руху частинки соломи в повітряному потоці (швидкість вітру  $v_{\text{БВП}} = 7$  м/с; кут повороту дефлектора  $\beta = 25^\circ$ ):

1 –  $v_{\text{ВИТ}} = 4$  м/с; 2 –  $v_{\text{ВИТ}} = 7$  м/с; 3 –  $v_{\text{ВИТ}} = 10$  м/с;  
-----  $\alpha = 0^\circ$ ; —————  $\alpha = 30^\circ$

Для рівномірного розподілу подрібненого матеріалу за швидкості бічного повітряного потоку понад 8 м/с розглянута розрахункова схема на рисунку 2.8, коли ротори обертаються в одну сторону із однаковими коловими швидкостями.

Рисунок 2.8 – Конструктивно-технологічна схема робочих органів подрібнювача

Під час досліджень змінювали кут нахилу тільки одного крайнього (основного) дефлектора в інтервалі  $\beta = 0 \dots 30^\circ$ . Решта (допоміжних) дефлекторів встановлені по дотичній до діаметра ротора.

Аналіз отриманих результатів показав, що при швидкості повітряного потоку  $v_{\text{бвп}} = 7$  м/с рівномірного розподілу часток можна досягти при куті встановлення дефлектора  $\beta = 0^\circ$  (рисунок 2.9).

Рисунок 2.9 – Траєкторія руху частинки соломи в повітряному потоці при обертанні роторів в одну сторону (швидкість вітру  $v_{\text{бвп}} = 7$  м/с; кут повороту дефлектора  $\beta = 0^\circ$ ): 1 –  $v_{\text{вит}} = 4$  м/с; 2 –  $v_{\text{вит}} = 7$  м/с; 3 –  $v_{\text{вит}} = 10$  м/с;  
-----  $\alpha = 0^\circ$ ; —————  $\alpha = 30^\circ$

Аналіз отриманих результатів при куті встановлення дефлектора  $\beta = 10^\circ$  (таблиця 2.3) показав, що найкраща якість розподілу частинок соломи досягається

при швидкості бокового повітряного потоку  $v_{\text{бвп}} = 10$  м/с (рисунок 2.10). Отже, кут установлення дефлекторів  $\beta = 10^\circ$  можна рекомендувати при швидкості бокового повітряного потоку  $v_{\text{бвп}} = 10$  м/с.

Таблиця 2.3 – Дослідження траєкторії руху частинок соломи в разі обертання роторів в одному напрямку ( $\beta = 10^\circ$ )

$v_{\text{вит}}, \text{ м/с}$	$v_{\text{бвп}}, \text{ м/с}$	$\alpha = 30^\circ; \beta=10^\circ$		$\alpha = 10^\circ; \beta=10^\circ$	
		$x$	$y$	$x$	$y$
4	3	4,72	1,20	5,34	-0,46
	7	4,61	-0,70	5,28	-2,31
	10	4,50	-2,15	5,23	-3,72
	14	4,41	-4,10	5,15	-5,61
7	3	9,26	4,20	10,59	0,75
	7	9,11	2,66	10,50	-0,69
	10	8,99	1,48	10,44	-1,80
	14	8,82	-1,13	10,33	-3,29
10	3	13,16	6,72	15,00	1,78
	7	12,98	5,51	14,93	0,68
	10	12,85	4,59	14,85	-0,15
	14	12,68	3,31	14,74	-1,29

Рисунок 2.10 – Траєкторія руху частинки соломи в повітряному потоці при обертанні роторів в одну сторону (швидкість вітру  $v_{\text{бвп}} = 10$  м/с; кут повороту дефлектора  $\beta = 10^\circ$ ): 1 –  $v_{\text{вит}} = 4$  м/с; 2 –  $v_{\text{вит}} = 7$  м/с; 3 –  $v_{\text{вит}} = 10$  м/с;

-----  $\alpha = 10^\circ$ ; —————  $\alpha = 30^\circ$

За результатами досліджень розроблено рекомендовані напрямки обертання роторів і кут встановлення дефлекторів залежно від швидкості бічного повітряного потоку (таблиця 2.4).

Таблиця 2.4 – Рекомендовані регулювання агрегату під час роботи у вітряну погоду

Діапазон швидкості бічного вітру, м/с	Напрямок обертання молоткових роторів	Швидкість молотків роторів $v_{\text{мол}}$ , м/с	Кут повороту дефлекторів $\beta$ , град.
1) 0...4,5		60,0...70,0	25,0
2) 4,6...8,0		не менше 70 + лопатки	25,0*
3) 4,6...8,0		60,0...70,0	0
4) 8,1...11,0		60,0...70,0	10,0
5) 11,1...14,0		60,0...70,0	20,0...30,0

#### Висновки:

1. Експериментально-теоретичними дослідженнями встановлено, що під час обертання молоткових роторів назустріч один одному можна домогтися рівномірного розподілу подрібненої соломи по полю за швидкості бокового повітряного потоку, що не перевищує 8 м/с ( $v_{\text{мол}} = 70$  м/с;  $\beta = 25^\circ$  – таблиця 2.4).

2. При швидкості бічного повітряного потоку в діапазоні  $v_{\text{бвп}} = 8...14$  м/с рівномірний розподіл досягається реверсуванням роторів, тобто обертанням в одному напрямку (таблиця 2.4).

## 3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

### 3.1 Програма експериментальних досліджень

Відповідно до поставлених задач основу експериментальних досліджень склало вивчення впливу конструктивно-технологічних чинників на показники роботи подрібнювача-розкидача соломи з валків, визначення оптимальних конструктивних параметрів робочих органів агрегату та режимів його роботи, а також перевірка працездатності подрібнювача-розкидача в реальних умовах експлуатації.

З урахуванням поставлених задач програма досліджень включала:

- 1) дослідження фізико-механічних властивостей подрібнюваних матеріалів;
- 2) вивчення повітряних потоків, створюваних двороторним робочим органом;
- 3) розробку експериментальної установки з двома молотковими роторами з вертикальними осями обертання, для дослідження впливу конструктивних і налагоджувальних параметрів на гранулометричний склад, ширину і рівномірність розподілу подрібненого продукту;
- 4) розробка подрібнювача-розкидача соломи;
- 5) дослідження впливу конструктивно-технологічних параметрів на оцінювальні показники процесу подрібнення, що забезпечують виконання технологічного процесу відповідно до агровимог, при максимальній пропускній здатності та мінімальних питомих енерговитрат;
- 6) дослідження впливу бічного повітряного потоку на рівномірність розподілу подрібненої соломи;

### 3.2 Методика визначення характеристик міцності стебел зернових культур

Характеристики міцності стебел під час випробування на розтяг статичним навантаженням досліджували на лабораторній установці (рисунок 3.1), що дозволила визначити необхідне зусилля для руйнування, а також напруження, яке виникає під час розтягування стебел зернових культур.

Установка складається з рами 1, на якій змонтовані затискач 2, штанга з другим затискачем 4, індикатор годинникового типу 5. Зусилля розтягування стебла 3 змінювалося за допомогою додавання вантажів 6.

Рисунок 3.1 – Лабораторна установка для дослідження міцнісних властивостей матеріалу

Принцип роботи установки полягає в тому, що кожному значенню напруження відповідає певне подовження стебла, яке вимірювалося за допомогою індикатора 5. Із збільшенням навантаження під дією статичної сили  $P$  стебло розтягувалося на деяку величину абсолютного видовження  $\Delta l$ .

Під час проведення експериментів окремо взяті стебла зернових культур кріпили спеціальними затискачами на лабораторній установці. Один із затискачів конструктивно пов'язаний зі штангою, на яку поміщали навішування вантажів. Під дією статичної сили  $P$  стебло розтягувалося на деяку величину абсолютного видовження  $\Delta l$ .

У дослідах прийнято вважати стебло однорідним по всій довжині, проте площа його поперечного перерізу по довжині не однакова, тому стебло умовно розділили на три рівні частини: верхню, середню, нижню, які досліджували окремо одна від одної.

У різних точках розглянутої частини стебла наявний однаковий напружений стан, а отже відносне видовження  $\varepsilon = \Delta/l$  однакове для всіх його точок.

Установка для визначення опору стебел розривному зусиллю дала змогу отримати робочі графіки в координатах сила ( $P$ ) – абсолютне видовження стебла ( $\Delta l$ ).

На основі отриманих результатів побудовано залежності в координатах: дійсне напруження ( $\sigma = P/F$ , де  $F$  – площа поперечного перерізу стебла,  $m^2$ ) – відносна деформація  $\varepsilon$ . Ця залежність виражає закон Гука ( $\sigma = \varepsilon E$ , де  $E$  – модуль пружності). Для стебла величина модуля пружності є постійною і характеризує жорсткість стебла.

### **3.3 Методика дослідження зусиль, що прикладаються для розтягування валка соломи**

Для встановлення оптимальних конструктивних і налаштовуваних параметрів живильника подрібнювача-розкидача, що виключають появу поперечних коливань потоку соломи, проведені дослідження різних валків соломи при визначенні щільності  $\rho$  і зусилля їх розтягу  $T$ . На рисунку 3.2 показано схему установки, на якій проводили експериментальне визначення максимального зусилля, що необхідне для розтягування валка соломи.

На схемі (рисунок 3.2) затискання пучка соломи вертикально розміщеною парою кутиків 3 імітувало захоплення стебел соломи 2 молотковими роторами з вертикальною віссю обертання; горизонтальна пара кутиків 1 виконувала функцію часткового затискання валка соломи між вальцями живильника.

Довжина досліджуваної ділянки валка ( $l = 0,11$  м) дорівнює відстані між точкою затискання потоку соломи підживлювальними вальцями і точкою захвату матеріалу

молотками роторів. Зусилля  $T$ , що прикладалося на розрив матеріалу, фіксувалося динамометром 4.

Рисунок 3.2 – Схема лабораторної установки для вивчення зусилля розтягування валка соломи  $T$  залежно від щільності матеріалу  $\rho$  механізму.

Під час дослідження поперечних коливань потоку соломи (розглядали ділянку між вальцями живильника і точкою захоплення стебел молотками ротора) знадобилися дані про величину прикладених зусиль, які необхідно докласти для розриву потоку соломи.

Під час проведення експериментів брали валок соломи, що має постійну площу поперечного перерізу  $F = 0,04 \text{ м}^2$  (площа вихідного вікна живильника), затискали його між двома парами кутників (рисунок 3.2) і, докладаючи рівномірне навантаження, розтягували досліджуваний матеріал. Експеримент проводили в трикратній повторності з фіксуванням максимального зусилля, яке докладали для розриву валка соломи певної щільності.

Під час експериментальних досліджень підбирали валки соломи зі щільністю  $\rho = 100 \dots 160 \text{ кг/м}^3$ .

#### **3.4 Методика дослідження з'єднувальних і пружно-пластичних властивостей спресованого пучка соломи**

Для визначення зусилля, що необхідно для витягування окремих стебел соломи зі спресованого пучка матеріалу, розроблено лабораторну установку (рисунок 3.3). Результати досліджень є необхідними для регулювання підпресувального механізму подрібнювача-розкидача, який подає матеріал у камеру подрібнення.

Рисунок 3.3 – Експериментальна установка для дослідження пружно-пластичних і з'єднувальних властивостей матеріалу

Установка складається з двоплечого важеля 2, на одне плече якого впливає лебідка із зусиллям  $P$  (фіксували динамометром 1), тим самим створюється ступінчастий підпресувальний вплив на досліджуваний матеріал, який перебуває під кришкою коробки 3. Особливість коробки, що використовувалася в експерименті, полягає в тому, що у неї відсутня одна бічна стінка. Це забезпечувало безперешкодний доступ до підпресованої соломи.

Для обґрунтування регулювання підпресувального механізму, що подає подрібнюваний матеріал до робочих органів машини, необхідно провести дослідження із визначення з'єднувальних властивостей спресованої соломи. Дослідження виконано на лабораторній установці (рисунок 3.3). Створюючи за допомогою лебідки та двоплечого важеля ступінчасте зусилля  $P$  на пучок соломи в коробці, що фіксувалося динамометром, змінювали щільність пресування матеріалу. Витягаючи окремі стебла, отримали залежності зусиль від щільності спресованого матеріалу.

Для спрощення аналізу отриманих результатів весь діапазон довжин витягнутих стебел поділено на такі фракції:  $l_1 = 0,1 \dots 0,2$  м;  $l_2 = 0,2 \dots 0,3$  м;  $l_3 = 0,3 \dots 0,4$  м. Для кожної фракції матеріалу визначено тенденцію зміни зусиль витягування стебел при змінюванні щільності підпресованого матеріалу.

Під час дослідження пружно-пластичних властивостей сукупності стебел соломи встановили, що вони суттєво відрізняються від властивостей суцільного

пружного твердого тіла. Однак випробування на стиск дали змогу побудувати діаграму напруження ( $\sigma$ ) - деформація ( $\varepsilon$ ), яка аналогічна до поодинокого стебла під час випробування на розтяг.

Мета проведених експериментів полягає у тому, що досліджуваний пучок соломи ущільнювали за допомогою доданого до нього навантаження, внаслідок чого матеріал отримував деформацію, частина якої мала необоротний характер. Це наочно видно під час зняття навантаження. Про характер пружно-пластичних властивостей матеріалу оцінювали за допомогою діаграм, які побудували у результаті експериментального навантаження-розвантаження зразка матеріалу.

### **3.5 Методика дослідження коефіцієнтів тертя під час переміщення соломистих матеріалів по різних поверхнях**

Валок соломи має значну неоднорідність фізико-механічних властивостей, тому для визначення коефіцієнта тертя між подрібнюваним матеріалом і механізмами машини розроблено лабораторну установку, яка дала змогу визначити його для різних матеріалів під час руху їх різними поверхнями.

Установка містить площину зі змінним кутом нахилу, а як робочі поверхні для визначення коефіцієнтів тертя використовували: листову пофарбовану сталь, листову нефарбовану сталь, оцинковану сталь, фанеру, гуму.

На практиці часто доводиться констатувати, що рослинним матеріалам властива неоднорідність, яка пов'язана з особливостями фізико-механічних властивостей, унаслідок чого чисельні значення коефіцієнтів тертя рослин можуть значно відрізнятись.

З цього погляду властивості матеріалу оцінюють такими показниками: коефіцієнтом тертя спокою (статичним) і коефіцієнтом тертя руху (динамічним).

Статичний коефіцієнт тертя визначає величину граничної сили, яку необхідно прикласти до тіла, щоб вивести його зі стану рівноваги. Таким чином, у наближених розрахунках можна обмежитися чисельними значеннями статичного коефіцієнта тертя.

В якості робочих поверхонь для визначення коефіцієнтів тертя використовували: листову пофарбовану сталь, листову нефарбовану сталь, оцинковану сталь, фанеру, гуму.

За результатами досліджень отримано значення коефіцієнтів тертя під час руху рослинної маси різними поверхнями.

### **3.6 Методика дослідження аеродинамічних властивостей подрібненого матеріалу**

Для дослідження повітряного потоку в робочій камері подрібнювача, що має двороторний робочий орган із вертикальною віссю обертання, розроблено та виготовлено лабораторну установку (рисунок 3.4), яка моделює дробильну камеру з молотковими роторами для дослідження напрямку й швидкості повітряного потоку, що створюють молоткові ротори при різних варіантах компонування робочої камери.

Лабораторна установка включає два ротори, що працюють із перекриттям молотків, вхідне вікно з вертикальною заслінкою, жалюзі для підведення повітря і вихідне вікно з дільником і дефлекторами.

Напрямок основного повітряного потоку реєстрували за прапорцями, які зроблені з ниток (на рисунку не показано) та кріпилися із внутрішнього боку органічного скла, що герметично закриває установку згори під час проведення досліджень.

Швидкість повітряного потоку, що створюється молотковими роторами, фіксували в перерізі А-А вихідного вікна (рисунок 3.4). Точками А1...D1, А2...D2 на перерізі А-А показано зони, в яких проводили вимірювання швидкості повітряного потоку.

Лабораторна установка складається з таких основних вузлів (рисунок 3.5): рами 1, двох молоткових роторів 5, підтискного бітера 4, транспортера, що подає, 2, дефлекторів 6, електродвигунів для приводу робочих органів 8, 10, варіатора 3, двох конічних редукторів 7, ланцюгових і пасових передач 9. Зміну швидкості обертання робочих органів здійснювали за рахунок змінних шківів.

Рисунок 3.4 – Схема повітряних каналів і напрямки руху повітряних потоків: 1 – вхідне вікно, 2 – жалюзі, 3 – вихідне вікно, 4 – дільник, 5 – дефлектор, 6 – молотковий ротор; A1...D1, A2...D2 – точки вимірювання швидкості повітряного потоку у вихідному вікні

Робочий процес відбувається наступним чином: соломі кладуть на подавальний транспортер; вона підпресовується бітером і подається до роторів, які подрібнюють і розкидають матеріал рівномірним шаром. Транспортер у цій конструкції забезпечує імітацію подачі соломи.

Рисунок 3.5 – Конструктивно-технологічна схема макетної установки

Оптимізація робочого процесу (досягнення рівномірного розподілу подрібненої соломи по полю) неможлива без знань аеродинамічних властивостей продукту, що вилітає з камери подрібнення. Зокрема, нас цікавила швидкість зависання тієї чи іншої фракції матеріалу. З огляду на те, що подрібнена солома має значні розміри ( $l =$  до 100 мм) на стандартних пневмокласифікаторах проведення цих досліджень неможливе. Тому було застосовано диференційований підхід до розв'язання задачі: швидкість витання частинок соломи різного фракційного складу обчислювали за часом падіння з висоти 8 м (причому до уваги брали час падіння з висоти останніх 2 м, коли швидкість падіння є сталою). Швидкість зависання дрібної та середньої фракції уточнювалася і перевірялася на експериментальній установці замкнутої пневмосистеми з діаметральним вентилятором.

У результаті експериментальних досліджень отримано криві розподілу, які показують частку частинок соломи від загальної маси продукту, що має ту чи іншу швидкість зависання залежно від вологості вихідного матеріалу.

Під час розробки технічних пропозицій способів удосконалення конструктивно-технологічної схеми подрібнювача-розкидача соломи з валків, ми зіштовхнулися з проблемою непередбачуваності поведінки повітряних потоків, які створюються роторами.

Для вирішення цього питання було створено лабораторну установку (рисунок 3.5), що імітує робочі органи діючої машини. На ній проведено попередні дослідження напрямку і швидкості повітряного потоку, створюваного молотковими роторами при різних варіантах компоновання робочої камери.

Під час проведення експерименту ставилася мета – досягти максимального за потужністю повітряного потоку в робочій камері подрібнювача, який би супроводжував рух соломистої маси. Напрямок основного повітряного потоку реєстрували за прапорцями, зробленими з волокнистих ниток, які кріпили з внутрішнього боку органічного скла, що герметично закриває установку під час проведення досліджень.

Швидкість повітряного потоку, що створювали молоткові ротори, фіксували в перерізі А-А вихідного вікна (рисунок 3.4). За наявності дільника, що розподіляє подрібнений продукт у вихідному вікні робочої камери, швидкість повітряного

потоків вимірювали у восьми точках (рисунок 3.4) за допомогою крильчастого анемометра АСО-3.

Усі дослідження проведено в трикратній повторності, за їхніми усередненими результатами побудовано відповідні криві, що показують тенденції їхньої зміни залежно від швидкості обертання роторів.

Для подальших досліджень (реалізація матриці плану  $2^{5-1}$  активно-пасивного експерименту) було обрано п'ять найбільш значимих факторів: 1) швидкість обертання молотків; 2) кількість осей підвісу; 3) кількість молотків на осі підвісу; 4) швидкість руху агрегату; 5) наявність лопаток (для збільшення сили повітряного потоку); як пасивні чинники враховували вологість вихідного матеріалу, напрямок вітру, швидкість вітру, масу погонного метра валка соломи.

За критерії оптимізації прийняли: 1) пропускну спроможність; 2) середню довжину подрібнених частинок; 3) ширину розкиду і 4) коефіцієнт варіації за рівномірністю розкиду соломи.

Розрахувавши коефіцієнти регресії, отримали математичні моделі робочого процесу та двовимірні перерізи поверхонь відгуку, які характеризують парну взаємодію коефіцієнтів регресії. Аналіз отриманих результатів проведено за стандартними методиками [18].

### **3.7 Методика проведення багатфакторного експерименту з оптимізації параметрів**

Статистичні методи планування експерименту є одним із емпіричних способів отримання математичного опису складних об'єктів дослідження. При цьому математичний опис подається у вигляді деякого полінома [18].

Після визначення коефіцієнтів регресії проводили перевірку адекватності моделі. Для перевірки гіпотези про адекватність використовували  $F$ -критерій Фішера. Перевірка гіпотези зводиться до порівняння з табличним значенням. Якщо розраховане значення  $F$ -критерію не перевищує табличного ( $F < F_{табл}$ ), то модель можна вважати адекватною.

Після підтвердження про адекватність моделі перевіряли значущість окремих коефіцієнтів регресії. Перевірку значущості кожного коефіцієнта проведено незалежно за допомогою критерію Стьюдента або побудовою довірчого інтервалу. Коефіцієнт значимий, якщо його абсолютна величина більша за довірчий інтервал.

Після проведення статистичних оцінок адекватності та значимості, подальше вивчення моделі здійснювали аналізом двовимірних перерізів поверхні відгуку.

Для уточнення отриманих моделей під час опису робочого процесу проведено активно-пасивний експеримент. Цей метод забезпечив можливість активного експериментування над керованими факторами з пасивним спостереженням за контрольованими факторами і дав змогу отримати нескореговані оцінки коефіцієнтів регресії. Сутність методу полягає в тому, що під час дослідження використовуються активні (керовані) та некеровані фактори.

Під час дослідження подрібнювача-розкидача соломи з валків методом активно-пасивного експерименту використано некеровані фактори (вологість соломи, напрямок атмосферного повітряного потоку тощо). На ці фактори важко впливати, але вони контролювалися від досліду до досліду.

## 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕСПЕРИМЕНТІВ

### 4.1 Дослідження властивостей міцності стебел зернових культур

Дослідження властивостей міцності стебел соломи проводили на лабораторній установці (рисунок 3.1) методом їх розтягування статичним навантаженням. У таблиці 4.1 наведено дані фізико-механічних властивостей досліджуваних культур: фіксована площа поперечного перерізу стебла  $F$ , граничне навантаження, при якому настає розрив,  $P$  та абсолютне видовження стебла на момент його розриву  $\Delta l$ .

Аналіз результатів досліджень (таблиця 4.1) показав, що стебла різних культур видовжуються неоднаково, це пояснюється індивідуальністю фізико-механічних властивостей рослин. Найбільшу міцність із розглянутих культур мають пшениця із зусиллям на розрив  $P$  у нижній частині стебла – 102,2 Н, і жито із зусилля на розрив  $P$  у нижній частині стебла – 85,45 Н. Стебла ячменю, виявилися менш міцними – середнє розривне зусилля для верхньої частини стебла становило 14,02 Н, для середньої частини – 28,71 Н.

Таблиця 4.1 – Результати дослідження фізико-механічних властивостей рослин

Найменування культури	Площа поперечного перерізу стебла $F \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup>			Зусилля на розрив $P$ , Н			Абсолютне видовження $\Delta l \cdot 10^{-2}$ , м		
	частини стебла			частини стебла			частини стебла		
	1 (верхня)	2 (середня)	3 (нижня)	1 (верхня)	2 (середня)	3 (нижня)	1 (верхня)	2 (середня)	3 (нижня)
Пшениця	0,81	2,09	4,67	48,54	72,62	102,2	0,19	0,13	0,15
Ячмінь	0,58	1,38	1,37	14,02	28,71	51,55	0,13	0,11	0,09
Жито	1,24	2,44	5,10	36,17	74,15	85,45	0,10	0,11	0,11

Результати дослідження фізико-механічні властивостей стебел соломи різних зернових культур

Високий ступінь стійкості до розриву таких рослин, як пшениця, ячмінь та жито, зумовлені еластичністю стебел, середня величина абсолютного видовження  $\Delta l$  яких залежно від частини стебла досягає 0,0010...0,0019 м.

У таблиці 4.2 наведено результати дослідження властивостей міцності стебел соломи різних зернових культур, де для кожної дослідженої культури наведені середні значення відносного видовження стебел  $\epsilon$  і граничного напруження  $\sigma_B$ , при яких відбувається розрив.

Аналіз отриманих результатів (таблиця 4.2) показав, що найбільші напруження створюються під час розриву стебел пшениці у верхній частині стебел і становлять 60,04 МПа.

Таблиця 4.2 – Результати дослідження властивостей міцності стебел соломи різних зернових культур

Найменування культури	Відносне видовження стебла, $\epsilon$			Граничне напруження $\sigma_B$ , МПа		
	частини стебла			частини стебла		
	1 (верхня)	2 (середня)	3 (нижня)	1 (верхня)	2 (середня)	3 (нижня)
Пшениця	0,018	0,012	0,014	60,04	36,54	23,6
Ячмінь	0,012	0,010	0,009	25,86	21,34	38,42
Жито	0,010	0,010	0,010	30,40	34,26	19,72

У пшениці зафіксовано спадний характер зміни граничного напруження  $\sigma_B$ : умовний розподіл стебла на частини ведеться згори донизу. В інших рослин отримано приблизно рівні значення граничного напруження по всій довжині стебла. Це пояснюється індивідуальним для кожної культури і сорту поєднанням двох чинників: будови стебла (площа поперечного перерізу) і граничного навантаження для кожної ділянки стебла, при якому відбувається розрив.

На рисунку 4.1, а наведено залежності, що характеризують зміну абсолютного видовження  $\Delta l$  верхньої частини стебла жита від прикладеного навантаження  $P$ . На рисунку 4.1, б для тієї самої культури наведено залежності в координатах: дійсне

напруження ( $\sigma = P/F$ , де  $F$  – площа поперечного перерізу стебла, м) – відносна деформація  $\varepsilon$ . Ця залежність виражає закон Гука ( $\sigma = \varepsilon E$ , де  $E$  – модуль пружності). Для стебла величина модуля пружності є постійною, виражена лінійною залежністю і характеризує його жорсткість.

Рисунок 4.1 – Результати дослідження фізико-механічних властивостей верхньої частини стебел жита а) залежність абсолютного видовження  $\Delta l$  від навантаження  $P$ ; б) залежність напружень від відносного видовження стебел  $\sigma = f(\varepsilon)$ : 1 – залежності, побудовані за результатами повторів дослідів; 2 – залежності, побудовані за середніми значеннями повторів дослідів

За результатами досліджень отримано межі міцності для ряду зернових культур. Найбільшу міцність мають стебла пшениці та жита (таблиця 4.2).

#### **4.2 Дослідження зусиль на розрив валків соломи**

Для визначення оптимальних конструктивних і налагоджувальних параметрів живильника подрібнювача-розкидача, що унеможливають виникнення поперечних коливань потоку соломи, проведені дослідження різних валків соломи для визначення щільності  $\rho$  і зусилля на їх розрив  $T$ . На рисунку 3.2 показано схему установки, на якій проводився експеримент.

У таблиці 4.3 наведені експериментально отримані співвідношення зусилля на розрив валка соломи  $T$  при змінюваній щільності матеріалу  $\rho$ , на основі яких за формулою (2.20) розраховані значення критичної швидкості подачі матеріалу при постійній площі поперечного перерізу потоку соломи ( $F = 0,04 \text{ м}^2$ ).

Таблиця 4.3 Результати розрахунку критичної швидкості подачі матеріалу при зміні щільності потоку соломи і зусилля на розрив

Зусилля на розрив $T$ , Н	Щільність потоку соломи $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>						
	100,0	110,0	120,0	130,0	140,0	150,0	160,0
68,0	4,10	3,90	3,76	3,60	3,48	3,36	3,25
79,0	4,40	4,20	4,00	3,89	3,75	3,60	3,50
89,0	4,70	4,49	4,40	4,10	3,90	3,85	3,70
104,0	5,00	4,86	4,60	4,47	4,30	4,10	4,00
112,0	5,29	5,00	4,80	4,60	4,48	4,30	4,18
120,0	5,47	5,20	5,00	4,80	4,60	4,33	4,30

За експериментально отриманими значеннями щільності валків соломи  $\rho$ , зусилля на їхній розрив  $T$  і розрахунковими значеннями критичної швидкості подачі матеріалу  $v_{кр}$  (таблиця 4.3) побудовано залежність (рисунок 4.2), яка характеризує зміну критичної швидкості подачі матеріалу під час зміни щільності потоку соломи  $\rho$  та зусилля на його розрив  $T$ , за якою для будь-якого поєднання щільності матеріалу  $\rho$  і зусилля на його розрив  $T$  можна визначити значення критичної швидкості подачі матеріалу  $v_{кр}$ .

Згідно з результатами експериментально-теоретичного дослідження (рисунок 4.2), величина критичної швидкості подачі соломи  $v_{кр}$  змінюється в діапазоні 3,25... 5,5 м/с, причому найменшу швидкість згідно з виразом (2.20) отримано при максимальній щільності потоку соломи  $\rho = 160 \text{ кг/м}^3$  та мінімальному зусиллі на розрив  $T = 68 \text{ Н}$ . Відповідно найбільша критична швидкість  $v_{кр}$  була отримана при мінімальній щільності  $\rho = 100 \text{ кг/м}^3$  і максимальному зусиллі на розрив валка соломи  $T = 120 \text{ Н}$ .

Рисунок 4.2 – Залежність критичної швидкості подачі матеріалу  $v_{кр}$  від щільності  $\rho$  валка соломи та зусилля на його розрив  $T$

### **4.3 Дослідження з'єднувальних властивостей спресованого пучка соломи**

Для стабільної подачі матеріалу живильним механізмом необхідно забезпечити оптимальний ступінь підпресування валка соломи, за якого захоплені молотками роторів стебла не витягуються із ковзанням з основної маси, а розриваються на частинки, розміри яких задовольняють агротехнічним вимогам.

У таблиці 4.4 показано результати дослідження з'єднувальних властивостей стебел соломи у спресованому пучку матеріалу. Визначено зусилля витягування окремих стебел з цього пучка для кожного діапазону довжини стебел  $l$  і щільності матеріалу  $\rho$ .

За результатами досліджень побудовано залежності, що характеризують співвідношення зусилля, з яким здійснювалося витягування окремих стебел  $p$ , і щільності матеріалу  $\rho$  (рисунок 4.3).

Залежності  $l_1, l_2, l_3$  відповідають наступним фракціям матеріалу:

$$l_1 = 0,1 \dots 0,2 \text{ м}; l_2 = 0,2 \dots 0,3 \text{ м}; l_3 = 0,3 \dots 0,4 \text{ м}.$$

Аналіз залежностей  $p(\rho)$  (рисунок 4.3) показав, що зі зростанням щільності матеріалу зусилля витягування стебел зростає, причому для витягування довгих стебел ( $l_2, l_3$ ) потрібні більші зусилля  $p$  – до 12...18 Н.

Таблиця 4.4 – Результати дослідження зусилля витягування стебел соломи зі спресованого пучка

Щільність матеріалу $\rho$ , кг/м <sup>3</sup> ; довжина стебел $l$ , м	Зусилля для витягування стебел $p$ , Н	Середнє зусилля $p_{cp}$ , Н
$\rho = 58,0$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_1 = 0,1...0,2$ м	2;3;6;6;7;3;2	4,1
$\rho = 63,6$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_1 = 0,1...0,2$ м	10,6;2,9;7,8;5;7;5;7;3	6,1
$\rho = 70,0$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_1 = 0,1...0,2$ м	14,7;4,9;3,9;5;3;13;5;2;6;10;5	6,6
$\rho = 77,0$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_1 = 0,1...0,2$ м	5,9;13;9;14;5;12;3;6;12;7;8;13	9,0
$\rho = 87,5$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_1 = 0,1...0,2$ м	7;6;5;6;6;10;16;13	9,2
$\rho = 58,0$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_2 = 0,2...0,3$ м	2,9;4,9;6,8;1,9;3,9;7,8;2,9;3,9; 1,9;5;3;10;5;6	4,7
$\rho = 63,6$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_2 = 0,2...0,3$ м	11,7;4;11;5;6;6	7,3
$\rho = 70,0$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_2 = 0,2...0,3$ м	15,7;11,7;2;14;7;4	9,0
$\rho = 77,0$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_2 = 0,2...0,3$ м	9,9;7;14	10,3
$\rho = 87,5$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_2 = 0,2...0,3$ м	16;12;18	15,3
$\rho = 58,0$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_3 = 0,3...0,4$ м	3;5;6;12;10;14;13	9,0
$\rho = 63,6$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_3 = 0,3...0,4$ м	13,7;5,9;12;8;8;16;10	10,5
$\rho = 70,0$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_3 = 0,3...0,4$ м	8; 12; 15; 10; 10,5	11,1
$\rho = 77,0$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_3 = 0,3...0,4$ м	12;9;12;13;16	12,4
$\rho = 87,5$ кг/м <sup>3</sup> ; $l_3 = 0,3...0,4$ м	18;16;21;18;19	18,4

Рисунок 4.3 – Залежності зусилля витягування стебел соломи від щільності пучка

Таким чином, розрив найімовірніший при щільності пресування не менше  $\rho = 75 \text{ кг/м}^3$ . Необхідно зазначити, що в подрібнювачі, який не має протирізів і контрмолотків, такий вид подрібнення є основним.

#### 4.4 Дослідження пружно-пластичних властивостей пучка соломи

Властивості пучка стебел соломи суттєво відрізняються від властивостей суцільного пружного твердого тіла, однак випробування на стискання дали змогу побудувати діаграму напруження  $\sigma$  - відносна деформація  $\varepsilon$ , що є аналогічною до поодинокого стебла під час випробувань на видовження.

Для експериментальних досліджень використано лабораторну установку (рисунок 3.3).

На рисунку 4.4 представлено залежність, що побудована за результатами навантаження - розвантаження зразка. Залежність напруження - деформація стиску має дві ділянки, причому перша I є більш пологою, що істотно відрізняється від діаграм для металів. Під час апроксимації отримано значення дотичних модулів  $E_1$  і  $E_2$ . Таким чином, процес навантаження супроводжується лінійним зростанням напружень  $E_1 = 35,71 \text{ кПа}$  до  $\varepsilon = 0,25$  (ділянка I), потім відбувається перехід на іншу лінійну ділянку – II ( $E_2 = 52,63 \text{ кПа}$ ). Установка дає змогу визначити залежність  $\sigma = f(\varepsilon)$  до відносної деформації  $\varepsilon = 0,45$ , після чого проводили розвантаження зразка.

Солома є пластичним матеріалом, що впливає з третьої ділянки (III) діаграми ( $E_3 = 35,7 \text{ кПа}$ ). Лише після зменшення напруження до  $5 \text{ кПа}$  та дотичного модуля  $E_4 = 13,15 \text{ кПа}$ , проявляються пружні властивості матеріалу (ділянка IV).

Таким чином, пучок соломи має властивості пластичного тіла з двома лінійними ділянками навантаження і двома лінійними ділянками під час розвантаження. Пружні властивості проявляються слабо, що видно з того, що лінія розвантаження істотно не збігається з лінією навантаження.

Рисунок 4.4 – Залежність напруження  $\sigma$  - деформація  $\varepsilon$  стиску матеріалу: 1 – залежності, побудовані за результатами дослідів; 2 – залежності, побудовані за середніми значеннями дослідів; I...IV – ділянки діаграми

#### **4.5 Дослідження коефіцієнта тертя рослинного матеріалу під час переміщення по різних поверхнях**

Технологічний процес транспортування сільськогосподарських рослин супроводжується тертям їх об різні робочі поверхні [8]. Значення коефіцієнтів тертя залежать від властивостей рослинних матеріалів, якості обробки поверхонь і від умов взаємодії між ними (швидкість, тиск, вологість матеріалу, площа контакту, вологість повітря). Правильний підхід до вибору транспортувальної поверхні дає змогу покращити технологічний процес переміщення матеріалу.

За результатами дослідів, що були проведені на лабораторній установці (рисунок 3.4), зафіксували наступне: 1) при однаковій вологості рослинної маси коефіцієнти тертя значно змінюються залежно від виду поверхні (таблиця 4.5); 2) мінімальні значення коефіцієнтів тертя в рослинних матеріалів (конюшина, житня солома) – на листовій пофарбованій і нефарбованій сталі. Однак використання нефарбованої сталі є небажаним, внаслідок утворення іржі, що підвищує показники тертя. Найбільші значення коефіцієнтів тертя рихлої рослинної маси отримано по гумі та фанері, що зумовлено наявністю мікронерівностей на поверхні матеріалів. Таким чином, гнучкість і високий коефіцієнт тертя

зумовлюють пріоритетне використання таких матеріалів, як гума, в якості транспортувальної поверхні.

Таблиця 4.5 Коефіцієнти тертя рихлої рослинної маси в статичних умовах

Культури	Вологість рослинної маси, %	Відносна вологість повітря, %	Коефіцієнти тертя рихлої рослинної маси по різних поверхнях $f_{mp}$				
			сталь листова пофарбована	сталь листова незабарвлена	сталь оцинкована	фанера	гума
конюшина	13,5	75	0,51	0,54	0,64	0,68	0,72
солома	13,8		0,44	0,50	0,54	0,63	0,78
житня пижина	12,5		0,61	0,55	0,64	0,81	0,61

Таблиця 4.6 Коефіцієнти тертя ущільненої рослинної маси в статичних умовах

Культури	Щільність кг/м <sup>3</sup>	Вологість рослинної маси, %	Відносна вологість повітря, %	Коефіцієнти тертя рихлої рослинної маси по різних поверхнях $f_{mp}$				
				сталь листова пофарбована	сталь листова незабарвлена	сталь оцинкована	фанера	гума
конюшина	52,2	12,0	70	0,35	0,37	0,45	0,37	0,66
солома житня	87,1	13,0		0,29	0,33	0,37	0,31	0,55

На основі результатів досліджень можна зробити висновок про те, що значення коефіцієнтів тертя під час руху того чи іншого матеріалу на різних поверхнях можуть суттєво відрізнятись (таблиці 4.5...4.6).

#### 4.6 Дослідження аеродинамічних властивостей подрібненої соломи

Оптимізація робочого процесу подрібнення і розкидання частинок соломи по полю неможлива без знань аеродинамічних властивостей подрібненого продукту, що вилітає з камери, зокрема швидкості зависання тієї чи іншої фракції матеріалу.

Швидкість зависання основного фракційного складу матеріалу визначали шляхом фіксування часу падіння стебел соломи з певної висоти; результати, які були отримані для дрібної та середньої фракції.

За результатами досліджень побудовано залежності розподілу, які показують частку матеріалу від загальної маси, що має ту чи іншу швидкість зависання з урахуванням вологості вихідного матеріалу (рисунок 4.5).

Рисунок 4.5 – Криві розподілу відносно швидкості зависання

На рисунку 4.5 під цифрами 1, 2 і 3 відповідно показано залежності, побудовані за результатами, зареєстрованими при вологості матеріалу  $W_1 = 18 \%$ ,  $W_2 = 25 \%$ ,  $W_3 = 30 \%$ .

Таким чином, вологість матеріалу суттєво впливає на швидкість зависання.

#### 4.7 Результати попередніх досліджень робочих органів подрібнювача - розкидача соломи

Для дослідження повітряного потоку, що створюється молотковими роторами в робочій камері подрібнювача-розкидача, на лабораторній установці (рисунок 3.5) проведені дослідження його швидкості та напрямку на різних варіантах конструкції робочої камери (рисунок 4.6).

Рисунок 4.6 – Схеми робочих органів із напрямком повітряних потоків у робочій камері установки: 1 – вхідне вікно, 2 – жалюзі, 3 – вихідне вікно, 4 – дільник, 5 – дефлектор, 6 – молотковий ротор, 7 – бічне вікно, 8 – вихрові камери; A1...D1, A2...D2 – точки вимірювання швидкості повітряного потоку у вихідному вікні;

обертання роторів назустріч один одному: а) з перекриттям молотків  $\beta = 30^\circ$ ,  $\gamma = 45, 90^\circ$ ; б) з перекриттям молотків  $\beta = 0^\circ$ ,  $\gamma = 45, 90^\circ$ ; в) з перекриттям молотків і з використанням вихрових камер  $\beta = 0^\circ$ ,  $\gamma = 30, 90^\circ$ ; г) без перекриття молотків  $\beta = 0^\circ$ ,  $\gamma = 45, 90^\circ$ ; д) без перекриття молотків  $\beta = 0^\circ$ ,  $\gamma = 45, 90^\circ$

Зазначимо, що вивчення швидкості повітряного потоку від роторів необхідне для оптимізації процесу рівномірного розподілу подрібненої соломи по полю. Напрямок повітряного потоку в робочій камері машини фіксували за допомогою прапорців, швидкість - анемометром АСО-3.

Під час дослідження напрямку повітряного потоку на першій технологічній схемі (рисунок 4.6, а) встановили, що основний потік повітря молотками роторів 6 забирається через жалюзі 2 і подається у вихідне вікно 3, при цьому частина його втрачається у вигляді витоків у вхідне вікно 1 (зворотний ефект). Це явище підтвердилося під час кидання в робочу зону деревної тирси, яка викидалася назад у впускне вікно.

Дослідженням швидкості повітряного потоку в перерізі А-А вихідного вікна робочої камери встановили, що при встановленні повітрязабірних жалюзі під кутом  $\gamma = 45^\circ$  отримано найпотужніший з усіх досліджених схем повітряний потік, який створюється молотковими роторами  $v_{\text{впр}} = 8...11$  м/с (у точках В1 і С1).

Характерною особливістю подальшого конструктивно-технологічного варіанта (рисунок 4.6, б) є те, що напрямні дефлектори у вихідному вікні встановлені в паралельних площинах.

Під час дослідження технологічного процесу встановили, що, як і раніше, при розміщенні жалюзі під кутом  $\gamma = 45^\circ$  швидкість повітряного потоку має найвищі значення, причому тут явно виражена перевага швидкості потоку вздовж напрямних дефлекторів (у точках А1 (А2) і В1 (В2) –  $v_{\text{впр}} = 7...8$  м/с, у центрі вихідного вікна (т. В1 і С1) –  $v_{\text{впр}} = 3,5 \dots 4,0$  м/с). Напрямок повітряних потоків подібний до попередньої схеми.

На подальшому етапі досліджень (рисунок 4.6, в) з метою зміни напрямку повітряного вихору в сторону вихідного вікна використано вихрові камери 8. Цей варіант передбачав відкриття бічних вікон 7 на кут  $j = 30, 60^\circ$ . Впускне вікно в такому варіанті закрито повністю (імітація відсутності підсосу повітря паралельно руху соломи).

Під час дослідження робочого процесу встановили, що максимальна швидкість повітряного потоку створюється в точках С1 і С2 (при  $j = 60^\circ$ )  $v_{\text{впр}} = 11$  м/с, при  $j = 30^\circ$  –  $v_{\text{впр}} = 10...10,5$  м/с).

У точках А1(А2) і В1(В2) швидкості майже співпали ( $v_{\text{впр}} = 4,5...5,0$  м/с), зокрема вони тут мають менше значення, ніж у точках С1 (С2). Вихрові камери, що були доповнені в конструкцію установки, скоригували основний потік повітря в

середину вихідного вікна. Але незважаючи на це, очікуваного ефекту не було досягнуто, присутнє лише явище відбиття повітряного потоку від стінок камери (рисунок 4.6, в). Тому під час подальших досліджень вихрові камери не використовувалися. Крім того, на діючій машині в них могли утворитися застійні зони, в які напресовується солома.

Основною відмінністю четвертого конструктивно-технологічного варіанта (рисунок 4.6, г) є те, що молотки двох роторів встановлено без перекриття відносно один одного.

Встановили, що швидкість повітряного потоку вздовж стінок дефлекторів становила  $v_{впр} = 4,5 \dots 5,0$  м/с, що на  $2,5 \dots 3,0$  м/с менше ніж у варіанті з перекриттям молотків (рисунок 4.6, б). При цьому зменшення потужності повітряного потоку не позначилося на його напрямку.

На останньому етапі (рисунок 4.6, д) досліджень комплектація робочих органів передбачала встановлення жалюзі та бічних вікон для забору повітря, при цьому площу поперечного перерізу вихідного вікна зменшено (ротори встановлені без перекриття молотків; жалюзі відчинено на кут  $\gamma = 45^\circ$ ; подільник відсутній; бічні вікна відчинено на кут  $j_1 = 45^\circ$  і  $j_2 = 90^\circ$ ).

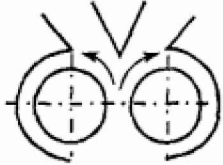
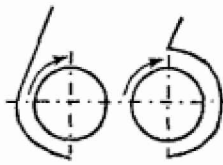
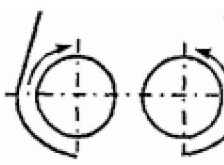
Аналізуючи результати дослідів, встановили, що оптимальне поєднання напрямку повітряних потоків у робочій камері подрібнювача-розкидача та найкращий повітряний потік у вихідному вікні ( $v_{впр} = 8 \dots 11$  м/с) досягаються під час обертання роторів назустріч один одному, що встановлені з перекриттям молотків і за умови відкриття жалюзі на кут  $\gamma = 45^\circ$ .

#### **4.8 Дослідження ступеня подрібнення соломи двороторним робочим органом**

Для вивчення гранулометричного складу подрібненого продукту використовували стандартні методики [7]. Досліджували три варіанти напрямку обертання молоткових роторів (таблиця 4.7) при швидкості молотків  $v_{мол} = 43,5; 57,2$  м/с.

Результати диференціальних ( $P_i$ , %) та інтегральних ( $R_i$ , %) виходів «по мінусу» для восьми класів довжини подрібнених часток наведені в таблиці 4.7, за результатами якої побудовано подрібнювальні характеристики.

Таблиця 4.7 Результати дослідження гранулометричного складу подрібненої соломи

Швидкість обертання молотків роторів, $v_{\text{мол}}$ , м/с	Розмір частинок соломи $l$ , м	Досліджувані варіанти напрямків обертання роторів					
							
		$P_i$ , %	$R_i$ , %	$P_i$ , %	$R_i$ , %	$P_i$ , %	$R_i$ , %
57,2	0...0,05	18,0	18,0	24,7	24,7	26,1	26,1
	0,05...0,10	23,2	41,2	29,2	53,9	30,8	56,9
	0,10...0,15	24,3	65,5	22,8	76,7	24,9	81,8
	0,15...0,20	22,4	87,9	12,7	89,4	9,8	91,6
	0,20...0,25	5,2	93,1	4,4	93,8	2,6	94,2
	0,25...0,30	2,7	95,8	2,2	96,0	2,4	96,6
	0,30...0,35	2,5	98,3	2,1	98,1	1,8	98,4
	0,35...0,40	1,7	100,0	1,9	100,0	1,6	100,0
43,5	0...0,05	12,1	12,1	21,8	21,8	22,3	22,3
	0,05...0,10	18,7	30,8	23,5	45,3	27,4	49,7
	0,10...0,15	23,8	54,6	22,1	67,4	25,8	75,5
	0,15...0,20	26,1	80,7	17,2	84,6	8,7	84,2
	0,20...0,25	8,2	88,9	5,8	90,4	5,3	89,5
	0,25...0,30	6,3	95,2	4,9	95,3	4,1	93,6
	0,30...0,35	3,1	98,3	2,7	98,0	3,6	97,2
	0,35...0,40	1,7	100,0	2,0	100,0	2,8	100,0

Аналіз подрібнювальних характеристик (рисунок 4.7, а (варіант з обертанням роторів назустріч один одному)) показує, що відсотковий вміст оптимальної, з агротехнічного погляду, довжини часток ( $l_{\text{опт}} = 0,025...0,120$  м) при швидкості молотків  $v_{\text{мол}} = 57,2$  м/с становить 65 %, а за  $v_{\text{мол}} = 43,5$  м/с – 54,6 %. При цьому зі збільшенням швидкості молотків відзначено тенденцію зростання відсоткового виходу продукту в діапазоні  $l = 0,025...0,120$  м ( $\Delta\% = 0,5...5\%$ ). За результатами дослідів (ротори обертаються назустріч один одному з рівною коловою швидкістю, матеріал протягується між роторами) розраховували середню довжину всього

розмірного діапазону подрібнених частинок соломи: при  $v_{\text{мол}} = 57,2 \text{ м/с} - l_{\text{ср}} = 0,123 \text{ м}$ ; при  $v_{\text{мол}} = 43,5 \text{ м/с} - l_{\text{ср}} = 0,144 \text{ м}$ .

Таким чином, збільшення швидкості обертання роторів сприяє більш якісному подрібненню матеріалу.

На рисунку 4.7, б представлено подрібнювальні характеристики, що відображають фракційний склад подрібненої соломи в процесі обертання молоткових роторів в одному напрямку з однаковою коловою швидкістю (матеріал протягують через один із роторів), рівні змінювання швидкості обертання роторів залишено такими самими, як у першій серії дослідів.

Діапазон довжин подрібнених частинок соломи ( $l_{\text{онт}} = 0,025 \dots 0,120 \text{ м}$ ) при швидкості молотків  $v_{\text{мол}} = 57,2 \text{ м/с}$  становить 76,7 %, а при  $v_{\text{мол}} = 43,5 \text{ м/с}$  – 67,4 %.

Характер зміни залежностей (рисунок 4.7, б) схожий із відповідними результатами попередніх дослідів (рисунок 4.7, а). При цьому необхідно зазначити, що за результатами фракційного аналізу, величина середньої довжини подрібнених частинок (рисунок 4.7, а) виявилася дещо меншою при  $v_{\text{мол}} = 57,2 \text{ м/с} - l_{\text{ср}} = 0,108 \text{ м}$ ; при  $v_{\text{мол}} = 43,5 \text{ м/с} - l_{\text{ср}} = 0,123 \text{ м}$ .

Рисунок 4.7 – Характеристика крупності за довжиною частинок подрібненого матеріалу при:  $v_{\text{мол}} = 57,2 \text{ м/с} - \text{-----}$ ;  $v_{\text{мол}} = 43,5 \text{ м/с} - \text{---}\cdot\text{---}$

За результатами досліджень (таблиця 4.7) встановлено, що за будь-якого напрямку обертання двороторного робочого органа збільшення ступеня подрібнення соломи можна досягти зміною колової швидкості молоткових роторів у більшу сторону.

#### 4.9 Дослідження робочого процесу методом активного експерименту

Реалізація однофакторних експериментів показала, що на коефіцієнт варіації рівномірності розподілу подрібненої соломи по ширині захоплення найбільше впливають кути встановлення напрямних дефлекторів  $\beta$  і розсікача потоку  $\varphi$ , а також швидкість обертання робочих органів  $v_{\text{мол}}$ . Для виявлення їхнього взаємного впливу на критерій оптимізації реалізовано матрицю плану  $2^3$  (таблиця 4.8).

Після реалізації дослідів та опрацювання експериментальних даних розраховано коефіцієнти регресії, отримано математичну модель робочого процесу:

$$y = 40,87 + 1,43x_1 + 2,36x_2 - 1,47x_3 + 0,84x_1x_2 - 0,08x_1x_3 + 0,01x_2x_3. \quad (4.1)$$

Перевірку однорідності дисперсії проводили за допомогою критерію Кохрена  $G_{on} = 0,415$ .

Обчислене значення  $G_{on}$  порівнювали з табличним  $G_{табл} = 0,515$  [18], яке визначено залежно від числа ступенів свободи  $f_1 = 2, f_2 = 8$ .

Таблиця 4.8 – Матриця плану  $2^3$  і результати експериментальних досліджень

Рівні варіювання факторів	Фактори			Критерій оптимізації
	Кут установки напрямних дефлекторів $\beta$ , град.	Кут установки розсікача потоку $\varphi$ , град	Швидкість молотків $v_{\text{мол}}$ , м/с	Коефіцієнт варіації по розкидуванню $v, \%$
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$y$
Верхній рівень (+)	60	40	55	
Нижній рівень (-)	45	25	44	
Досліди				
1	+1	+1	+1	43,63
2	+1	-1	-1	40,60
3	-1	-1	-1	39,53
4	-1	+1	-1	42,07
5	+1	-1	+1	37,80
6	+1	+1	-1	46,30
7	-1	-1	+1	36,20
8	-1	+1	+1	39,87

Оскільки обчислене значення критерію Кохрена менше табличного, то дисперсії однорідні.

Незначні коефіцієнти виключали з моделі, після виключення кожного незначного коефіцієнта математичну модель перераховували. Виключали коефіцієнти регресії, рівень значимості яких перевищував 0,05. У результаті отримано наступну математичну модель:

$$y = 40,87 + 1,43x_1 + 2,36x_2 - 1,47x_3 + 0,84x_1x_2. \quad (4.2)$$

Адекватність рівняння (4.2) перевіряли за допомогою  $F$ -критерію Фішера. Табличне значення  $F$ -критерію за п'ятивідсоткового рівня значимості та числа ступенів свободи  $f_1 = 4$  і  $f_2 = 16$   $F_{0,05} = 3$ . Розрахункове значення  $F$ -критерію  $F_{розр} = 0,101$ , тобто для цього рівняння гіпотеза про адекватність моделі приймається.

Аналіз математичної моделі (4.2) (коефіцієнт варіації рівномірності розподілу) показав, що найбільший вплив на критерій оптимізації має кут установлення розсікача потоку ( $b_2 = +2,36$ ). Для збільшення рівномірності розподілу матеріалу по ширині захоплення потрібно зменшити кути встановлення розсікача і напрямних дефлекторів ( $b_1 = +1,43$ ) при максимальній швидкості обертання робочих органів ( $b_3 = -1,47$ ).

На рисунку 4.8 представлено двовимірний переріз поверхні відгуку в координатах: кут установлення дефлектора  $\beta$  і розсікача потоку  $\varphi$  в умовах фіксованої швидкості обертання молотків ( $x_3 = +1$ ).

Рисунок 4.8 – Залежність коефіцієнта варіації від рівномірності розкидання матеріалу  $y$ , % від кутів установки дефлектора  $x_1$  і розсікача потоку  $x_2$ , за умови  $x_3 = +1$

Аналіз двовимірного перерізу (рисунок 4.8) показав, що при збільшенні кутів  $\varphi$  і  $\beta$  коефіцієнт варіації  $v$  зростає з 37 до 43%. Тож, підтверджуючи припущення, висунуті під час реалізації однофакторних експериментів, найменше значення коефіцієнта варіації рівномірності розкиду матеріалу  $v$  отримали при  $\beta = 45^\circ$ ,  $\varphi = 25^\circ$ .

На наступному етапі досліджували взаємний вплив швидкості обертання робочих органів  $v_{\text{мол}}$ ; співвідношення кількості молотків на осях підвісу роторів  $k_1/k_2$  і кількості осей підвісу молотків на два критерії оптимізації: середню довжину подрібнених часток  $l_{\text{ср}}$  і коефіцієнт варіації рівномірності розкидування  $v$ .

На підставі проведених досліджень можна стверджувати, що найякісніше подрібнення соломи при швидкості обертання робочих органів  $v_{\text{мол}} = 72$  м/с досягається встановленням на кожний ротор по 6 осей підвісу та співвідношенням кількості молотків на роторах  $k_1/k_2$  не менше ніж 4/3.

### **Висновки:**

1. Аналіз результатів досліджень дав змогу встановити, що найоптимальніші умови робочого процесу досягаються при швидкості руху  $v_{\text{агр}} = 0,89 \dots 1,3$  м/с і масі погонного метра валка  $m_{\text{мм}} = 0,89$  кг/п.м., при цьому слід зазначити, що збільшення густини валка і зниження швидкості агрегату призведе до збільшення ступеня подрібнення і рівномірності розподілу матеріалу по полю.

2. При швидкості молотків  $v_{\text{мол}} = 72$  м/с, кількості осей підвісу молотків і  $n = 6$  шт. на кожному роторі та співвідношенні кількості молотків на осях підвісу –  $k = 4/3$  середньозважена довжина подрібнених частинок соломи становила –  $l_{\text{ср}} = 0,10 \dots 0,15$  м, ширина розподілу матеріалу  $S$  – до 5 м.

## 5 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБОК

### 5.1 Екологічна експертиза

Метою екологічної експертизи є запобігання негативному впливу антропогенної діяльності на стан навколишнього природного середовища та здоров'я людей, а також оцінка ступеня екологічної безпеки господарської діяльності та екологічної ситуації на окремих територіях і об'єктах [19].

В екологічній ситуації, що склалася в Україні необхідно використовувати як мінімум 5% національного валового доходу на фінансування природоохоронних заходів. Але й цього буде недостатньо, якщо не здійснювати докорінну реконструкцію виробництва, орієнтовану на екологічно чисту, ресурсозберігаючу, маловідходну, або безвідходну технологію одержання готового продукту.

Для захисту навколишнього середовища застосовуються різні засоби і методи. Так, для очищення повітря від аерозолів у технологічних процесах обслуговування та ремонту машин використовуються:

- механічні обезпилюючі пристрої, в яких пил відокремлюється під дією сил тяжіння, інерції або відцентрової сили (пилоосаджувальні камери, циклони);
- мокрі, або гідравлічні апарати, в яких тверді частинки вловлюються рідиною (мокрі циклони, водяні, пінні фільтри);
- пористі фільтри (тканинні, волокнисті);
- електрофільтри, в яких частинки осаджуються в неоднорідному електричному полі високої напруженості.

Доцільність використання того чи іншого типу пиловловлювача визначається необхідним ступенем очищення, а також конкретними технологічними умовами, що існують на підприємстві, його економічними можливостями.

Серед інших заходів екологічної безпеки у господарствах є:

1. Переведення котельні з мазуту на газ та встановлення систем нейтралізації оксидів азоту.
2. Заборона використання ціаністих солей у гальванічному виробництві.
3. Виділення твердих опадів гальванічних стоків.

4. Заміна загартованих олив у ковальському виробництві на водні розчини з полімерними добавками.

5. Використання фільтрів при очищенні оливи та охолоджуючих рідин у механічних цехах, у травільних ваннах гальванічного цеху.

При очищенні стічних вод транспортних та дорожніх підприємств найбільшого поширення набули процеси проціджування, відстоювання, обробки у полі дії відцентрових сил, фільтрування.

Проціджування реалізують у ґратах (вертикальних або похилих) із шириною пазів 15...20 мм. Осад видаляють вручну або механічно і потім обробляють. Зазвичай застосовують комбіновані ґрати-дробилки, які не тільки вловлюють великі частинки, а й подрібнюють їх до 10 мм і менше.

Відстоювання засноване на вільному осіданні (спливанні) домішок із щільністю більше (менше) густини води. Процес реалізують у пісковловлювачах, відстійниках і жируловлювачах.

Пісколовки (використовуються для очищення стічних вод від частинок металу та піску розміром більше 0,25 мм) бувають горизонтальні з прямолінійним та круговим рухом води, вертикальні та аеровані.

Найбільш поширені наступні види фільтрів:

- зернисті – насадки незв'язаних пористих матеріалів;
- мікрофільтри, фільтроелементи яких виготовляють із пористих матеріалів.

Для очищення стічних вод від олив використовують як фільтрувальний матеріал пінополіуретан, який забезпечує ефективність очищення 97...99% при швидкості фільтрування до 0,01 м/с.

## **5.2 Охорона праці**

У сільськогосподарській сфері працює велика кількість людей, проте ця галузь залишається однією з найнебезпечніших з точки зору травматизму.

У зв'язку з цим регіональні підрозділи Державної служби України з питань праці закликають роботодавців забезпечувати працівникам безпечні та здорові умови роботи.

Відповідно до Закону України «Про охорону праці», роботодавець зобов'язаний організувати умови праці у кожному структурному підрозділі згідно з вимогами чинних нормативно-правових актів, а також гарантувати дотримання законодавчих норм щодо прав працівників у сфері охорони праці [20].

Сезонний характер виконання робіт також має значний вплив на рівень травматизму. У таких умовах працівники часто втрачають трудову дисципліну та навички безпечного виконання завдань. У фермерських господарствах та у приватних підприємств нерідко трапляються випадки залучення працівників на основі цивільно-правових договорів або навіть усних домовленостей, що призводить до допуску до робіт без проходження спеціального навчання та перевірки знань із питань охорони праці. Проблему також становлять низький рівень відповідальності деяких посадових осіб і прагнення скоротити витрати, необхідні для забезпечення належного стану охорони праці.

Основна відповідальність за організацію безпечних умов праці лежить на роботодавцях, зокрема керівниках підприємств. Під час виконання сільськогосподарських робіт дотримання норм охорони праці та своєчасне впровадження необхідних заходів сприяють збереженню здоров'я і життя працівників.

Перед початком жнив керівники господарств і фермери зобов'язані організувати низку профілактичних та організаційних заходів, спрямованих на запобігання травмам під час зернозбиральних робіт.

Для цього насамперед необхідно:

- організувати інструктажі з питань охорони праці та пожежної безпеки для всіх працівників, які залучені до процесу збору врожаю. Проведення таких інструктажів покладається на інженерно-технічний персонал або керівників сільськогосподарських підприємств, які пройшли відповідну підготовку (раз на три роки) та мають чинне посвідчення.

- до виконання робіт на тракторах і комбайнах допускаються лише механізатори, які досягли 18-річного віку, пройшли медичний огляд, відповідне навчання та інструктажі з охорони праці й пожежної безпеки, а також мають посвідчення на керування зазначеною сільськогосподарською технікою;

- зернозбиральні комбайни та інша техніка, задіяна у роботах, повинні бути офіційно зареєстровані й пройти обов'язковий технічний огляд, який здійснюється відповідними державними органами.

- забезпечити ознайомлення всіх водіїв і механізаторів із безпечними маршрутами пересування транспортних засобів територією господарств, що підтверджується їхнім підписом;

- облаштувати спеціально відведені місця для відпочинку та прийому їжі працівників, позначити їх відповідними табличками, а також забезпечити ці зони умивальниками, миючими засобами та рушниками.

- перед початком робіт забезпечити всіх працівників спеціальним одягом, взуттям та засобами індивідуального захисту, такими як рукавиці, окуляри, респіратори тощо;

- укомплектувати всю зернозбиральну техніку необхідними протипожежними засобами, включно з вогнегасниками, а також поповнити медичні аптечки для надання першої допомоги;

- забезпечити комбайнерів інструментами для очищення різального апарату, решіт, молотарки та інших механізмів комбайнів, зокрема чистиками, різаками, щітками та спеціальними гачками.

Під час жнив значний обсяг робіт виконується на зернових токах. У цьому процесі необхідно забезпечити, щоб на вході та виході току були розміщені плакати з написом «Вхід стороннім особам заборонено». Бункери для зберігання зерна повинні бути оснащені решітками або кришками й обов'язково зачинені. Увімкнення зерноочисних машин дозволяється лише відповідальним працівникам. При виконанні технічного обслуговування чи ремонту обладнання обов'язково має бути зупинене та відключене від електроживлення.

### **5.3 Економічне обґрунтування розробки**

Для оцінки ефективності використання розробленого подрібнювача-розкидача соломи використано коефіцієнт енергетичних витрат, що являє собою відношення енерговитрат нової машини до базових рівнів енерговитрат [21].

$$K_E = \frac{E_n}{E_c}, \quad (5.1)$$

де  $E_n$  – енергетичні витрати на виконання технологічної операції, яка виконується новою машиною, МДж/т;

$E_c$  – базовий рівень енергетичних витрат, МДж/т.

Прямі витрати енергії визначали за формулою [21], МДж/т:

$$E_n = E_n + \frac{E_{ж} + E_m + E_M}{W_e}, \quad (5.2)$$

де  $E_n$  – прямі витрати енергії, МДж/т;

$E_{ж}$  – витрати живої праці, МДж/год;

$E_m$  – енергоємність силового агрегату, МДж/год;

$E_M$  – енергоємність машини, МДж/год;

$W_e$  – пропускна здатність агрегату, т/год.

Прямі витрати енергії визначали по формулі, МДж/т:

$$E_n = \frac{N \cdot K_e}{W_e}, \quad (5.3)$$

де  $K_e$  – коефіцієнт переведу 1кВт·год в 1МДж,  $K_e = 3,6$ .

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності подрібнювача-розкидача соломи

Показники	Позначення	Числові значення варіантів	
		ПИ-1,6	ИСП-1,7-1
1. Швидкість руху МТА, км/с	$v_{арр}$	9,5	9,8
2. Пропускна здатність, т/ч	$W$	8,3	9,2
3. Споживча потужність, кВт ч	$N$	18,90	27,13
4. Обслуговуючий персонал, чол.	$n_{жс}$	1	1
5. Час зміни, год	$t_{см}$	8	8
6. Кількість днів роботи на рік, день	$n_{дн}$	20	20
7. Час служби, років	$T_c$	10	10
8. Маса машини, кг	$M$	2000	1600

$$E_{nc} = \frac{18,9 \cdot 3,6}{8,3} = 8,19 \text{ МДж/т,}$$

$$E_{nn} = \frac{27,13 \cdot 3,6}{9,2} = 10,6 \text{ МДж/т.}$$

Енерговитрати живої праці визначені за формулою

$$E_{ж} = n_{ч} \cdot a_{жс}, \quad (5.4)$$

де  $a_{жс}$  – енергетичний еквівалент витрат живої праці,

$$a_{жс} = 1,26 \text{ МДж/год.}$$

Енерговитрати живої праці для нового варіанту:

$$E_{ж} = 1 \cdot 1,26 = 1,26 \text{ МДж/год.}$$

Енергоємність, що припадає на 1 годину роботи машини, визначали [21]:

$$E_{м} = \frac{E_{м}}{T_{сч}}, \quad (5.5)$$

де  $T_{сч}$  – термін служби машини, год:

$$T_{сч} = T_{с} \cdot n_{дн} \cdot t_{см}, \quad (5.6)$$

$E_{м}$  – загальна енергоємність машини, МДж:

$$E_{м} = a_{м} \cdot M, \quad (5.7)$$

де  $a_{м}$  – енергетичний еквівалент машини,  $a_{м} = 104 \text{ МДж/кг.}$

Енергоємність, що припадає на 1 годину роботи машини:

$$E_{мс} = \frac{104 \cdot 2000}{10 \cdot 20 \cdot 8} = 130,0 \text{ МДж/год,}$$

$$E_{мн} = \frac{104 \cdot 1600}{10 \cdot 20 \cdot 8} = 104,0 \text{ МДж/год.}$$

Прямі витрати енергії:

$$E_c = 8,19 + \frac{1,26 + 92,00 + 130,0}{8,3} = 35,0 \text{ МДж/т}$$

$$E_n = 10,6 + \frac{1,26 + 92,00 + 104,0}{9,2} = 31,33 \text{ МДж/т}$$

Коефіцієнт енергетичних витрат:

$$K_E = \frac{31,33}{35,0} = 0,89.$$

Рівень інтенсифікації визначили за формулою, %:

$$I = (1 - K_E) \cdot 100, \quad (5.8)$$

$$I = (1 - 0,89) \cdot 100 = 11\%.$$

## ВИСНОВКИ

Запропоновано класифікацію мобільних подрібнювачів-розкидачів соломи за типом робочих органів і способом подавання матеріалу.

За результатами теоретичних досліджень отримано: математичну залежність (2.20), що дала змогу визначити критичну швидкість подачі матеріалу ( $v_{кр} = 3,25...5,5$  м/с), за якої частота власних коливань потоку соломи дорівнює нулю, а також співвідношення (2.21), що визначає максимальну швидкість транспортування соломи залежно від її щільності.

Експериментально-теоретичними дослідженнями встановлено, що за швидкості бокового повітряного потоку  $v_{бвп} < 8$  м/с рівномірний розподіл подрібнених часток соломи по заданій ширині досягається за умови обертання молоткових роторів назустріч один одному та встановлення дефлекторів під кутом  $\beta = 25^\circ$  до зустрічного повітряного потоку; за швидкості повітряного потоку  $v_{бвп} = 8...14$  м/с подрібнені частинки рівномірно розподіляються при обертанні роторів в одному напрямку і встановленні дефлекторів під кутом  $\beta = 10...30^\circ$  до зустрічного повітряного потоку.

Отримано математичні моделі робочого процесу подрібнювача-розкидача і визначено його раціональні параметри: швидкість молотків – 72 м/с, кількість осей підвісу – 6, кількість молотків на осях підвісу – 4/3, кути встановлення розсікача потоку  $\varphi = 25^\circ$  і напрямних дефлекторів  $\beta = 45^\circ$ , за питомих енерговитрат – 0,55...1,20 кВт-год.

Випробуваннями встановлено, що подрібнювач-розкидач забезпечує продуктивність до 5 га/год і ширину розкидання до 5 м, коефіцієнт варіації рівномірності розкидання  $v = 30...35$  %; середня довжина подрібнених часток  $l = 0,11...0,12$  м, при цьому питома витрата пального становила 6,80...4,22 кг/га, а потужність – 22,3...27,1 кВт.

Енергетична ефективність використання вдосконаленої машини, оцінена коефіцієнтом інтенсифікації становила 11 %.