

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту

“ ” _____ 20 __ р.

Зав. кафедри _____ **к.т.н., доцент**

(науковий ступінь, вчене звання)

_____ **А.В. Войтік**

(підпис) (ініціали, прізвище)

ДИПЛОМНА РОБОТА

магістр
(освітній рівень)

тема роботи ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ
ПРОЦЕСУ ОБМОЛОТУ ЗЕРНА»

Виконав: студент 2 курсу, групи 22м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності 208
„Агроінженерія“
Діденко А.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент Лісовий І.О.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2024 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Освітня програма _____ магістр _____
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія» _____
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

А.В. Войтік

“ _____ ” _____ 20 ____ р.

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ

студенту _____ Діденку Андрію Сергійовичу _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Обґрунтування параметрів та дослідження процесу обмолоту зерна»

керівник роботи _____ Лісовий І.О., к.т.н., доцент _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

“14” листопада 20 24 р. № 01-06/261

2. Строк подання студентом роботи _____ 20.11.2024 р. _____

3. Вихідні дані до роботи: навчальна, наукова та періодична література за темою роботи;

4. Перелік питань, які потрібно розробити: Вступ; Розділ 1. Стан питання мета та задачі досліджень; Розділ 2 Аналітичні передумови дослідження процесу збирання насіння люцерни методом обчислення; Розділ 3. Експериментальні дослідження; Розділ 4. Охорона праці; Загальні висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою дипломної роботи:

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., доцент		
Техніко-економічне обґрунтування	Лісовий І.О., доцент		

7. Дата видачі завдання 18 квітня 2024 року**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка

Студент_____
(підпис)Діденко А.С.
(прізвище та ініціали)**Керівник роботи**_____
(підпис)Лісовий І.О.
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	5
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ	7
1.1. Негативні фактори при обмолоті зернових у збиральних машинах	7
1.2. Кінематичні режими роботи молотильних апаратів та їх взаємозв'язок із фізико-механічними властивостями зерна	9
1.3 Класифікація планетарних молотильно-сепаруючих пристроїв	11
1.4 Задачі досліджень	14
РОЗДІЛ 2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗБИРАННЯ ЗЕРНА	15
2.1. Дослідження чинників, які впливають руйнування зерна	15
2.2. Причини розвитку конічних молотильних пристроїв	21
2.3. Вплив коефіцієнта випередження обертання у молотильній камері на якісні показники	26
2.4. Процес руху зерна по дні решітчастого підбарабання	29
Висновки до розділу	35
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	36
3.1 Лабораторний стенд, прилади та обладнання для проведення експериментальних досліджень	36
3.1. Загальні завдання експериментальних досліджень	
3.2. Практична методика та алгоритм перевірконого технологічного розрахунку конструктивних параметрів та кінематичного режиму лабораторно-польової установки для дослідження робочих органів	37
Висновки до розділу	41
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ	42
4.1 Характеристика і аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які можуть виникнути під час обслуговуванні комбайну	42
4.2 Розробка організаційно-технічних заходи по забезпеченню нормальних санітарно-гігієнічних умов праці під час роботи комбайна	43
4.3 Моделювання небезпечних ситуацій під час роботи комбайна	44
Висновки до розділу	45
РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ	46
Висновки до розділу	47
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	48
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	49
ДОДАТКИ	56

РЕФЕРАТ

Діденко А.С. «Обґрунтування параметрів та дослідження процесу обмолоту зерна». (Магістерська робота. Умань, Уманський національний університет садівництва, 2024: пояснювальна записка на 56 сторінках, 21 рисунка, графічна частина підготовлено ілюстративний матеріал у вигляді презентації 12 слайдів як додаток до доповіді за темою магістерської роботи)

У даній роботі проведено аналіз існуючої техніки для збирання зернових, зокрема планетарних молотильно-сепаруючих пристроїв, у результаті якого обґрунтовано притаманні їм недоліки, усунення яких найбільш істотно позначиться на підвищенні ефективності обмолоту та сепарації зерна.

Запропоновано аксіально-роторний планетарний молотильно-сепаруючий пристрій диференційованого обмолоту з декою, що здійснює зворотно-поступальні рухи вздовж осі молотильного барабана.

Досліджено процес деформації та травмування зерна та виявлено теоретичні фактори, що впливають на ступінь мікроушкоджень зерна.

Надано теоретичні обґрунтування конусності, впливу випередження в молотильній камері на якісні показники роботи.

Наведено методику експериментальних досліджень.

Наведені витрати, річний економічний ефект, термін окупності додаткових капіталовкладень.

Ключові слова: ШНЕК, ВАЛЬЦІ, КУЛАЧОК, ТАНГЕНЦІЙНА ПОДАЧА, РЕШЕТКА, ПЛАНЕТАРНИЙ РЕДУКТОР, НЕДОМОЛОТ, ДРОБЛЕННЯ, ТРАВМУВАННЯ.

ВСТУП

Виробництво зерна є першочерговим завданням агропромислового комплексу України.

Особливої уваги потребує якість посівного матеріалу. Найважливішим показником, що визначає якість насіння, а, отже, і врожай, є їх схожість. Так, відомо, що в Україні висівають по 200-300 кг на га, тоді як у США, Франції та Великобританії – по 70-90 [1, 2].

Підвищені норми висіву є результатом низької якості насіння, технічної недосконалості сільськогосподарських машин, у тому числі збиральної техніки.

У процесі збирання та післязбиральної обробки зерно піддається механічним впливам: ударам, стисканню, тертю та ін. Найсильніше насіння пошкоджуються при обмолоті, цьому випадку на них у найрізноманітніших поєднаннях діють всі сили механічних впливів[1].

Травмоване насіння ненадійне при зберіганні, йому властиве зниження польової схожості, поганий розвиток протягом усього вегетаційного періоду і невисока врожайність. Якщо при обробці насіннєвого матеріалу подрібнити зерно на решетах порівняно легко, то зерно з мікро пошкодження та мікротравмами сучасні зерноочисні та сортувальні машини не відділяють. Тому проблема запобігання травмуванню насіння є актуальною. Проте, радикальних заходів щодо зниження травмування досі практично не здійснено [3].

Для вирішення цієї проблеми необхідно перш за все шукати шляхи зниження травмування насіння при збиранні, зберіганні післязбиральній та передпосівній обробці.

Одним з таких напрямків є реалізація принципу диференційованого обмолоту [4].

Метою досліджень є інтенсифікація процесу обмолоту і сепарації зерна за диференційованим принципом.

Об'єкт досліджень - молотильно-сепарувальний пристрій з диференційованим принципом.

Предмет досліджень - процес обмолоту і сепарації зерна.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Негативні фактори при обмолоті зернових у збиральних машинах

Втрати зерна при обмолоті та сепарації поділяють на прямі, непрямі та неповоротні. До перших відносять зерно, яке втрачено його неможливо зібрати, до других - зерно, що втратило посівні, продуктивні та хлібопекарські якості.

Механічні пошкодження (макро- і мікроушкодження) негативно позначаються як на насіннєвому, так і на виробничому зерні. При посіві травмованим насінням з 1 га недобирають 0.5 т жита, 0.3 т ярого ячменю, 0.2 т ярої пшениці, 0.6 т вівса, 0.8 т кукурудзи. При цьому кожні 10% травмованих зернин посівматі, знижують урожайність у середньому на 0.1 т з га [5, 6].

Травмовані зерна при обмолоті, сепарації та транспортуванні залежить від багатьох факторів. До них відносяться [7]:

1) фізико-механічні властивості обмолочуваної маси, які визначаються вологістю зерна та соломи, формою та будовою зернівки, сортовими особливостями.

2) параметри та особливості конструкції молотильно-сепаруючих пристроїв комбайнів (тип молотильного апарату, діаметр і довжина барабана, кут обхвату підбарабання, взаємне розташування робочих органів);

3) технологічні регулювання та режим роботи основних механізмів комбайна, особливо (частота обертання барабана, молотильні зазори, подача);

4) технічний стан деталей (знос бичів, планок, шнеків тощо).

На ступінь травмування зерна при обмолоті впливають сортові особливості. Зі збільшенням вологості кількість дробленого зерна знижується, але число розплющеного і мікроушкодженого зростає [8].

На травмування впливають розміри, будова зерен, напрямок подачі колоса в молотильний апарат тощо.

Режим роботи молотильного апарату вибирають з урахуванням втрат зерна та механічних пошкоджень. У ньому можна змінювати частоту обертання барабана та молотильні зазори на вході та виході [9].

Зерно - складна біологічна система, в якій постійно відбуваються різноманітні біохімічні та фізико-хімічні процеси, що призводять до погіршення і навіть повного псування зерна, якщо не вжити своєчасно - необхідних заходів. Що ж призводить до втрат зерна [1, 2, 10]?

Це дихання і самозігрівання його, псування від пліснявлення та розвитку інших мікроорганізмів, пошкодження шкідниками, механічні пошкодження при обмолоті, при різних переміщеннях зерна [11].

Травмовані зерна втрачають у вазі, інтенсивніше дихають, ними швидше розвиваються мікроорганізми, виникає процес самозігрівання.

Якість насіння (біологічна цінність) не тільки однієї рослини, а й навіть одного колоска в колосі неоднакова. Визначити це за зовнішніми ознаками при післяприбиральній обробці неможливо [12].

Для виміру величини сили, яка потрібна для того, щоб зерно могло відокремитися від колосу, застосована центрифуга метод центри-фугування, тобто метод статичного впливу, де використовується поле центробіжного прискорення, напруженість якого можна довести до такої величини, що реакція зв'язків, зумовлена відцентровою силою, руйнує ці зв'язки; що виникає при цьому відцентрова сила приймається за показник міцності зв'язків. В середньому перерізі та по краях колосу характеризують найбільшу міцність зв'язків зерна з колосом [1, 2, 13]. Різниця між сортами однієї і тієї ж культури за їх обмолочуваністю виникає цілком об'єктивно і вимагає вибору певного режиму роботи молотарки в залежності від фізико-механічних властивостей того чи іншого сорту. Наскільки нестійкі фізико-механічні властивості матеріалу, призначеного для обмолоту, які широко варіюють навіть у межах не тільки одного виду культури, що обмолочується, а й одного і того ж сорту, а також наскільки ретельно повинен бути визначений та призначено кінематичний режим роботи молотильного апарату, спрямований на забезпечення високої

якості процесу обмолоту та сепарації зерна. Тому механічний вплив при обмолоті має бути диференційованим [2, 3, 7, 14].

1.2. Кінематичні режими роботи молотильних апаратів та їх взаємозв'язок із фізико-механічними властивостями зерна

Більш стиглі зерна найчастіше мають і більшу абсолютну масу і розміщуються в середній частині колосу. Зв'язок їх із колосом менш міцний. Обмолочуваність різних зон колосу знаходиться в повній відповідності з абсолютною масою і стиглістю зерен. Найбільш легко вимолочуються зерна із середньої частини колоса, потім з нижньої і, нарешті, з верхньої (рис.1.1).

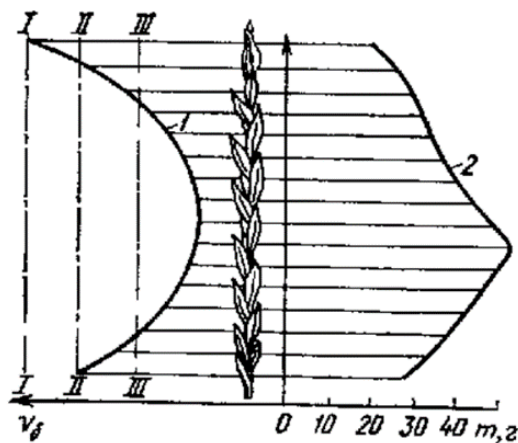


Рисунок 1.1 - Зміна вимолоту (крива 1) та абсолютної маси насіння (крива 2) залежно від висоти колосу [2, 4, 3, 5]: I-I - швидкість вимолоту із середньої частини; II-II - відповідно з нижньої; III-III – середньої.

Режим роботи однобарабаних молотильних апаратів вибирають з умови повного обмолоту зерна, що зумовлює високий рівень його травмування.

При двофазному способі обмолоту найбільш стигла, цінна частина насіння виділяється в першій фазі обмолоту при "м'якому" режимі з мінімальними пошкодженнями, а решта домолочується в другій фазі при більш "жорсткому" режимі.

Двофазний спосіб обмолоту застосований у зернозбиральних комбайнах з двобарабанним молотильним апаратом [15]. У таких комбайнах не тільки знижено пошкодження і втрати зерна, а й збільшено пропускну здатність молотильного пристрою, стабільніше протікає процес обмолоту, ніж на одnobарабанному молотильному апараті [16].

Однак і в цих двобарабанних пристроях не все зерно, вимолочене в першому молотильному апараті з мінімальними ушкодженнями сепарується через решітку підбарабання. Близько 40% його потрапляє у вільному вигляді під вплив бичів другого барабана і частково травмується [17].

Щоб виділити зерно до надходження у другий барабан молотильний апарат [18] у розроблена схема двобарабанної молотілки з розвиненою проміжною зоною сепарації у формі бітера верхньої дії та ротаційного сепаратора, що зумовлюють виділення зерна при мінімальних механічних пошкодженнях. Перший барабан молотілки, що працює при "м'якому" режимі ($v_{1б} = 20$ м / с), виділяє 80 ... 90% зерна, понад 60% якого проходить через гратчасте підбарабання. Бітер і ротаційний сепаратор, розташовані за першим барабаном, виділяють 15..20% зерна вимолоченого ним зерна. У другий барабан разом із соломою близько 5....10 % зерна, найбільше міцно пов'язаного з колосковими лусочками [19].

Другий барабан виділяє зерно, що залишилося, з колосу, потім воно проходить через грати підбарабання і відбійного бітера. Ефективна робота такого молотильного пристрою досягається завдяки тонкошарової сепарації зерна робочими органами при коловій швидкості першого барабана 20 м/с, ротаційного сепаратора 25 м/с, другого барабана-30 м/с. Випробування комбайнів [4, 5, 20] показали, що проміжна зона сепарації та двобарабанна молотарка дозволяють зменшити дроблення зерна в 3...4 рази та недомолот у 2...3 рази.

За даними [7, 8, 9, 21], знизити травмування зерна при високій швидкості барабана ($v_{б}=20$ м/с) і підвищеній загальній сепаруючій дії можна, якщо перший суміщений апарат і загальне підбарабання для обох барабанів з

прямолинійною ділянкою, на якій сепарується 15...21 % всього зерна, встановити на комбайни із серійною дво-барабанною схемою молотарки. Швидкісна кінозйомка процесу обмолоту і сепарації хлібної маси в зоні прямолинійної ділянки підбарабання показала, що купа там знаходиться в спущеному стані, а зерна зосереджені в нижніх шарах. Поєднання дії обох факторів - розрідженість потоку і зосередження зерен головним чином нижніх шарів - сприяє підвищеному виділенню зерна на прямолинійній ділянці підбарабання при одночасному зниженні його травмування [3-6, 10, 22].

1.2 Класифікація планетарних молотильно-сепаруючих пристроїв

Теоретичному та експериментальному дослідженню технологічного процесу, що виконується молотильно-сепаруючим пристроєм, присвячені роботи В.П. Горячкіна, М.І. Літошньова, Н.А. Пустиніна, І.Ф. Василенка, З.І. Воцького, Е.І. Липкович, К.Г. Команова, Б.І. Четиркіна, О.М. Гудкова, А.І. Грека, В.Є. Демешкіна, В.І. Плешакова та ін., які в основному ведуться у напрямку розробки та вдосконалення класичної схеми з більним і штифтовим молотильним барабаном, дослідження роторного молотильного апарату, вдосконалення двобарабанної схеми і т.д [1-15].

Значна робота з удосконалення робочих органів аксіальних планетарних молотильно-сепаруючих пристроїв проведена в сільськогосподарських інститутах під керівництвом професора Деревенка В.В [8].

При роботі таких пристроїв подача хлібної маси здійснюється вздовж барабана, планетарні вальці розташовуються на барабані діаметрально, кут обхвату барабана підбоєм повинен бути не менше 360 і рух рослинної маси відповідає спіралеподібної кривої з багаторазовими ковзною характеру впливами робочих елементів при обмолоті і сепарації зерна. При цьому рифлений бич повідомляє обмолочуваний масі поступальний рух уздовж осі молотильного барабана [23-25].

Відомі принципові схеми планетарних молотильних пристроїв можуть бути доповнені, систематизовані та представлені у вигляді класифікаційної таблиці (Додаток А). Якщо планетарні апарати виділеної групи, а саме класичного виконання досить повно досліджені і теоретично обґрунтовані на обмолоті різних культур, що обумовлює універсальність їх використання, то перспективні молотильно-сепаруючі пристрої диференційованого впливу з осьовою подачею стебел вимагають більш-менш обґрунтування їх конструктивних та режимних факторів [2, 10, 26,-33].

Проаналізувавши ці та інші винаходи, врахувавши їх переваги та недоліки, нами було запропоновано (рис.1.2).

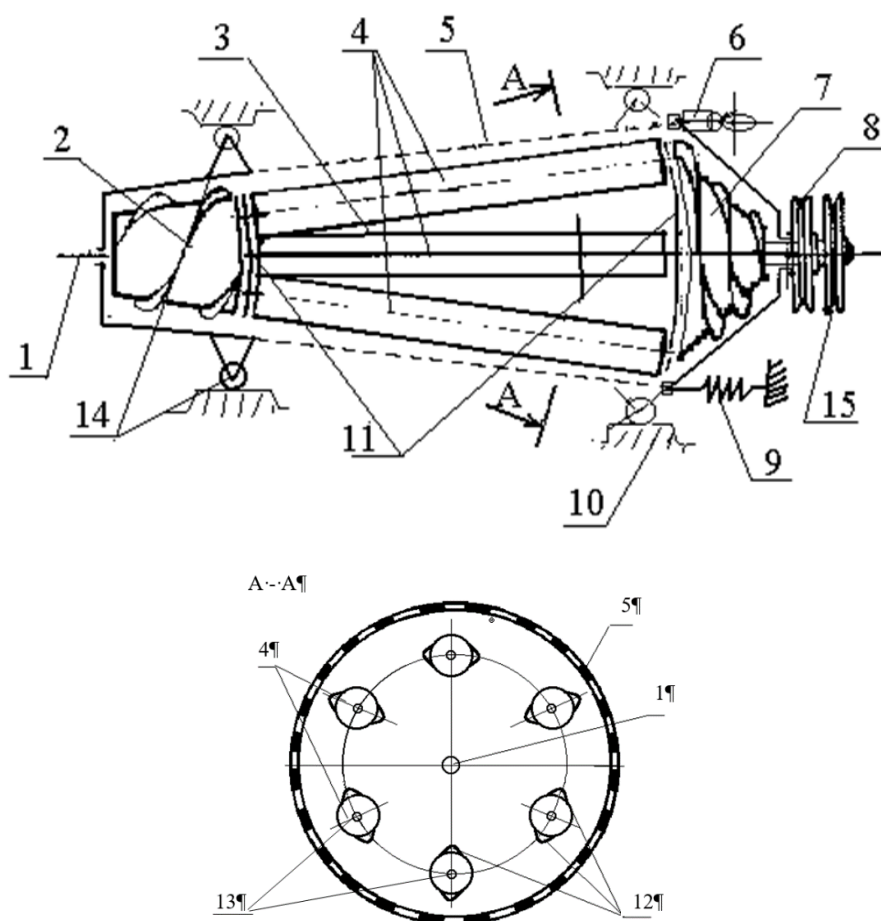


Рис. 1.2 Принципова схема пропонованого молотильно-сепаруючого пристрою

На (рис.1.2) зображено загальний вигляд планетарного молотильно-сепаруючого пристрою; на фіг.2 - розріз А-А на.1 (рис.1.2).

Молотильно-сепаруючий пристрій включає приймальну камеру зі шнеком-живильником 2, молотильний барабан 3, циліндричні вальці 4, встановлені на приводних валах (13), гратчасту конічну деку 5, вороховідвідний шнек (7), всередині якого розташований планетарний ред. На валу (1) молотильного барабана жорстко закріплені водила 11, у проміжках між якими на підшипниках встановлені планетарні вальці з похилими осями обертання, що наводяться шківом (8), привід молотильного барабана - шків (15), площини водив під підшипники взаємно паралельні [33].

Хлібна маса, що подається на обмолот шнеком-живильником, розподіляється рівномірно по всьому кутку охоплення малого перерізу, надходить в зону обмолоту, захоплюється бичами (12) з односторонньою спрямованістю рифів, розташованими діаметрально-протилежно на планетарних вальцях, і -променює при обертанні всього барабана і окремо-взятого вальця напрямком руху по спіралі від малої основи деки до великого, тобто має місце наростання сумарної окружної швидкості бича від входу до виходу [29-32].

Однак, хлібна маса, розподіляючись у молотильному зазорі, утворює просторові ґрати, що перешкоджають процесу сепарації. При цьому зерно може зазнавати додаткових механічних впливів. Для усунення зазначеного недоліку гратчаста дека на підшипниках (14) може вільно переміщатися вздовж осі обертання напрямними (10) за допомогою ексцентрикового механізму (6) і пружини (9). Залежно від геометричної форми та частоти обертання ексцентрикового кулачка можна змінювати параметри (амплітуду та частоту) коливань деки [8, 32, 35].

Причому, ексцентриковий кулачок виконаний таким чином, що прискорення деки при русі її у напрямку хлібної маси більше, ніж у зворотному напрямку, тобто сумарне прискорення спрямоване у бік збільшення діаметра молотильно-сепаруючого пристрою, при цьому відбувається перерозподіл хлібної маси, змінюються молотильні зазори, що сприяє підвищенню продуктивності та сепарації зерна [5, 7, 34-38].

1.4 Задачі досліджень

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Провести аналіз технічних засобів з обмолоту зернових культур.
2. Визначити конструктивні та кінематичні параметри робочих органів планетарного молотильного пристрою, що підвищують інтенсивність сепарації конічної гратової деки та ефективності процесу обмолоту пшениці.
3. Теоретичними та експериментальними дослідженнями, виходячи з умови випередження, визначити конусність молотильного барабана та режим його роботи на обмолоті пшениці, що задовольняють агротехнічним вимогам.
4. Визначити чинники, що впливають травмування зерна.
5. Обґрунтувати зворотно-поступальні рухи підбарабання.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗБИРАННЯ ЗЕРНА

2.1. Дослідження чинників, які впливають руйнування зерна

Руйнування зерна настає в тому випадку, коли гранична напруга σ_1 більша, ніж виникає в результаті механічних впливів σ . Тому, щоб унеможливити руйнування зерна, має виконуватися умова:

$$\sigma \leq \sigma_1. \quad (2.1)$$

Значення σ_1 залежить від особливостей сорту, вологості, склоподібності та інших властивостей зерна. Прийнято рахувати, що за даних фізико-механічних властивостей зерна σ_1 постійно.

У процесі збирання найбільша кількість зерна ушкоджується за рахунок удару. Використовується метод, розроблений в роботах [7, 39, 40], вважатимемо, що при ударі кінетична енергія зерна, що ударяється, повністю перетворюється на потенційну енергію деформації поверхні зерна.

$$T_k = \frac{m_3 \cdot V_y^2}{2}; \quad (2.2)$$

$$U_g = 1/2 \cdot Q(\delta_n + \delta_3), \quad (2.3)$$

де m_3 – маса зерна; V_y - швидкість зіткнення зерна з поверхнею; Q - сила, що діє на поверхню при ударі зерна; δ_n - деформація поверхні, що стикається; δ_3 – деформація зерна [41].

Вважатимемо, що залежність між деформацією і напругою підпорядковується закону Гука.

$$\text{Тоді} \quad \delta_n = \frac{Q \cdot l_n}{E_n \cdot F}, \quad (2.4)$$

$$\delta_3 = \frac{Q \cdot C}{E_3 \cdot F}; \quad (2.5)$$

де l_n - товщина взаємодіють із зерном поверхні; E_m и E_z - модуль пружності поверхні, що взаємодіють, і зерна; F - площа контакту зерна і поверхні, що стикається.

Розглядаючи зерно як еліпсоїд, можемо у порядку першого наближення прийняти, що

$$F \approx F_\delta \cdot (\delta_n + \delta_z) / C, \quad (2.6)$$

де $F_\delta \approx \pi \cdot a \cdot b$; a, b, c – півосі еліпсоїда.

Таким чином:

$$F \approx \pi \cdot a \cdot b \cdot (\delta_n + \delta_z) / C. \quad (2.7)$$

Якщо мати на увазі, що δ_n та δ_z - деформації поверхні та зерна в центрі контакту, то середні їх значення будуть $\delta_{n.c.p.} = 1/2\delta_n$ та $\delta_{z.c.p.} = 1/2\delta_z$ [36, 42]. На підставі закону збереження енергії $T_k = U_g$ або

$$1/2 m_z \cdot V_y^2 = 1/2 Q \cdot (\delta_{n.c.p.} + \delta_{z.c.p.}). \quad (2.8)$$

Підставляючи значення $\delta_{n.c.p.}$ та $\delta_{z.c.p.}$ і вирішуючи щодо Q , отримаємо

$$Q^2 = \frac{2 \cdot m_z \cdot V_y^2 \cdot F \cdot E_n \cdot E_z}{l_n \cdot E_z + C \cdot E_n}. \quad (2.9)$$

Ділячи обидві частини рівняння F^2 , підставляючи значення F і враховуючи, що $Q/F = \sigma$, отримаємо:

$$\sigma^2 = \frac{m_z \cdot V_y^2 \cdot E_n \cdot E_z \cdot C}{\pi \cdot a \cdot b \cdot (\delta_{n.c.p.} + \delta_{z.c.p.}) \cdot (l_n \cdot E_z + C \cdot E_n)}. \quad (2.10)$$

Так як $\sigma = Q/F$, то його значення може бути зменшено за рахунок збільшення F , що навіть при малих значеннях δ_n і δ_z досягається зменшенням кривизни поверхні, що стикається із зерном. Зменшення призводить до зниження травмування зерна.

На можливість зниження травмування зерна за рахунок зменшення кривизни поверхні, що стикається із зерном, вказували [17, 43].

Доцільність такого рішення була підтверджена та експериментально при заміні рифлених бичів гладкими [44-46], заокругленні робочих кромek

підбарабання, або постановці круглих планок [10, 47]. Проте, останні конструктивні рішення ведуть до підвищення втрат зерна.

Замінюємо в рівнянні (10) δ_n та δ_z через інші параметри. Якщо

$$Q = \frac{2 \cdot F(\delta_{n,cr.} + \delta_{z,cr.})}{l_n / E_n + C / E_z}; \quad (2.11)$$

$$F = 2 \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot (\delta_{n,cr.} + \delta_{z,cr.}) / C; \quad (2.12)$$

$T_k = U_g$ и $U_g = 1/2 Q \cdot (\delta_{n,cr.} + \delta_{z,cr.})$, то

$$\sigma^3 = \frac{2 \cdot m_z \cdot V_y^2 \cdot C \cdot E_n^2 \cdot E_z^2}{\pi \cdot a \cdot b \cdot (l_n \cdot E_z + C \cdot E_n)^2}. \quad (2.13)$$

З рівняння (2.13) знаходимо, що напруга, що виникає в зерні, залежить від маси зерна. швидкості його зіткнень з поверхнею, модулів пружності зерна та поверхні, товщини еластичного покриття поверхні. Наприклад, якщо поверхня, що сударяється, покрита гумою з модулем пружності $E_n = 2 \cdot 10^2$ МН/м², то при $\alpha = 4 \cdot 10^{-3}$ м; $b = 2 \cdot 10^{-3}$ м; $c = 2 \cdot 10^{-3}$ м; $m_z = 4 \cdot 10^{-6}$ кг, $E_z = 2 \cdot 10^3$ МН/м² зі збільшенням товщини еластичного покриття поверхні, що взаємодіє σ зменшується, причому найбільш інтенсивно при малому значенні l_n (рис.2.1) [48]. Така закономірність спостерігається при різних швидкостях зіткнення зерна з еластичною поверхнею. Щоб напруга, що виникає в зерні, не перевищувала заданого рівня, як впливає з графіків, з підвищенням товщини еластичного шару слід збільшувати. З підвищенням швидкості зіткнення зерна з еластичною поверхнею σ зростає (рис.2.2). Так, при збільшенні V_y с 15 до 30 м/с σ зростає з $0,6 \cdot 10^3$ до $0,95 \cdot 10^3$ МН/м². Збільшення модуля пружності матеріалу поверхні, що співпадає, веде до зростання σ (рис.2.3), причому найбільш інтенсивно при малих значеннях E_n [15, 23, 48].

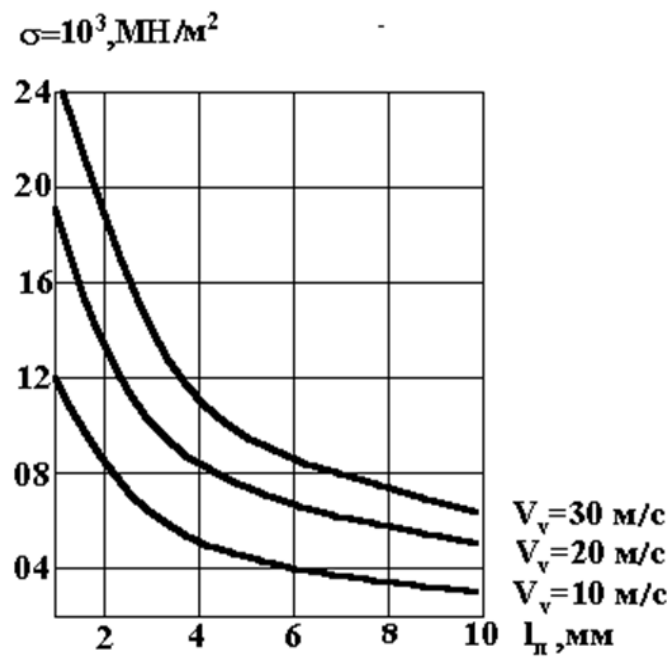


Рис. 2.1 - Вплив товщини еластичного покриття поверхні, що взаємодіють на напругу, що виникає в зерні (при $E_n = 2 \cdot 10^2$ МН/м² і $E_3 = 2 \cdot 10^3$ МН/м²) [48]

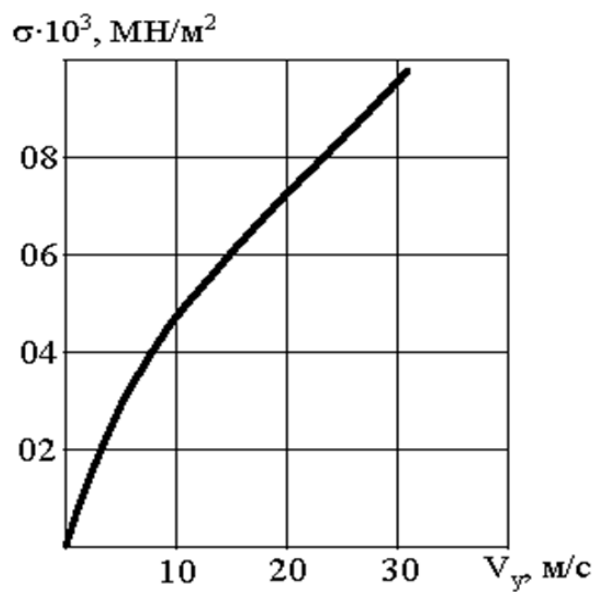


Рис.2.2 - Вплив швидкості зіткнення зерна з поверхнею на напруги, що виникають в ньому (при $l_n = 5$, $E_n = 2 \cdot 10^2$ МН/м² і $E_3 = 2 \cdot 10^3$ МН/м²) [48]

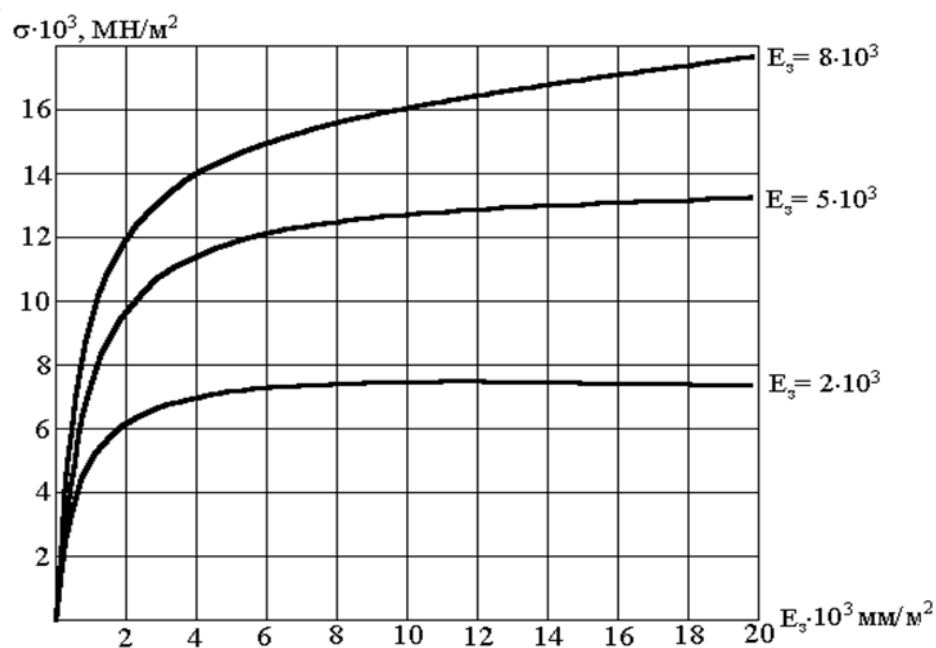


Рис. 2.3 - Вплив модуля пружності поверхні, що знімається на напруга, що виникає в зерні (при $V_y=25$ м/с и $l_n=5$ мм) [49]

З графіків слід, що й модуль пружності взаємодії поверхні значно більше модуля пружності зерна, подальше його збільшення не призводить до істотного збільшення σ .

Отже, для зниження пошкодження зерна робочі елементи машин, що збиваються з ним, необхідно виготовляти з еластичного матеріалу з можливо малим модулем пружності.

Напруга, що виникає в зерні, залежить і від модуля пружності. Якщо E_n менший за E_z , то зі збільшенням E_z σ зростає незначно. При E_n більше E_z збільшення E_z веде до суттєвого збільшення σ (рис.2.4).

Дослідження В.П. Глотова та Б.Ф. Соколова [2, 8, 17, 43] показали, що модуль пружності зерна зростає із зменшенням його вологості. Таким чином, зі зменшенням вологості зерна при E_n більше E_z спостерігатиметься суттєве збільшення його дроблення. При E_n менше E_z із зменшенням вологості зерна його дроблення зростатиме менше.

Підставляючи в умову (2.1) значення σ_1 та σ , отримаємо:

$$\frac{K_c \cdot \sigma_\theta}{\sqrt{\pi \cdot l \cdot \sigma_\theta^2 + K_c^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot m_3 \cdot V_y^2 \cdot C \cdot E_n^2 \cdot E_3^2}{\pi \cdot a \cdot b \cdot (l_n \cdot E_3 + C \cdot E)^2}}. \quad (2.14)$$

Залежність (14) дозволяє визначати цікавий для нас параметр при інших значеннях.

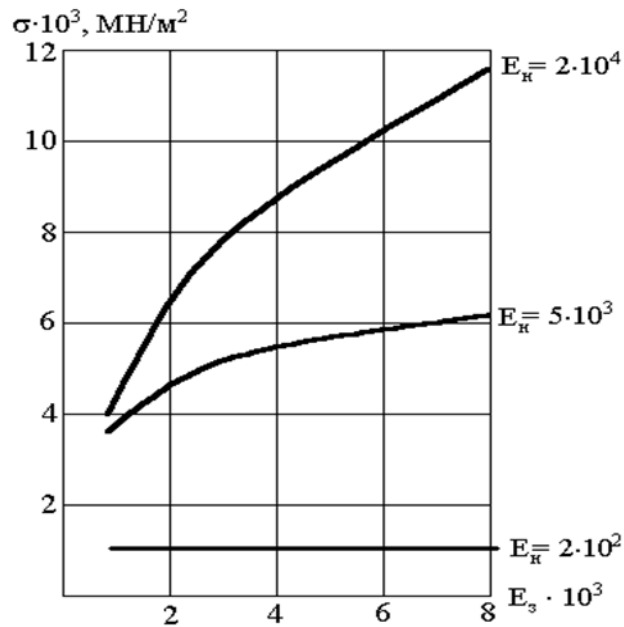


Рис. 2.4 - Вплив модуля пружності взаємодія з бойком зерна на напругу, що виникає в ньому (при $l_n=5\text{мм}$ і $V_y=25\text{ м/с}$) [15]

Зводячи обидві частини формули (14) у куб і вирішуючи щодо V_y , отримаємо:

$$V_y \leq \frac{l_n \cdot E_3 + C \cdot E_n}{E_n \cdot E_3} \cdot \sqrt[3]{\frac{K_c^3 \cdot \sigma_\theta^3 \cdot \pi \cdot a \cdot b}{2 \cdot m_3 \cdot C \cdot (\sqrt{\pi \cdot l \cdot \sigma_\theta^2 + K_c^2})^3}}. \quad (2.15)$$

Нерідко зменшення V_y обмежується іншими технологічними міркуваннями (наприклад, достатньою повнотою обмолоту) і тоді l_n та E_n повинні бути такими, щоб при заданому значенні V_y напруга в зерні не перевищувала критичного. З формули (15) знайдемо, що [8, 17, 20]:

$$l_n \geq V_y \cdot E_n \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot m_3 \cdot C \cdot (\sqrt{\pi \cdot l \cdot \sigma_\theta^2 + K_c^2})^3}{K_c^3 \cdot \sigma_\theta^3 \cdot \pi \cdot a \cdot b}}; \quad (2.16)$$

$$\text{и} \quad E_n \leq \frac{l_n \cdot E \cdot \sqrt{\frac{K_c^3 \cdot \sigma_\theta^3 \cdot \pi \cdot a \cdot b}{2 \cdot m_3 \cdot C \cdot (\sqrt{\pi \cdot l \cdot \sigma_\theta^2 + K_c^2})^3}}}{V_y \cdot E_3 - C \cdot \sqrt{\frac{K_c^3 \cdot \sigma_\theta^3 \cdot \pi \cdot a \cdot b}{2 \cdot m_3 \cdot C \cdot (\sqrt{\pi \cdot l \cdot \sigma_\theta^2 + K_c^2})^3}}}; \quad (2.17)$$

Аналіз формул (2.15), (2.16), (2.17) показує, що V_y , l_n і E_n залежать як від фізико-механічних властивостей насіння, так і від попереднього травмування, яке враховується значеннями l і K_c [24].

Отже, при кожному наступному циклі навантаження зерна значення граничної швидкості удару V_y має зменшуватися. Якщо ж при наступному циклі V_y залишається постійною, то, щоб напруга, що виникає в зерні, не перевищувала граничної, необхідно збільшити l_n або зменшити E_n [5, 21].

2.2. Причини розвитку конічних молотильних пристроїв.

Для того, щоб механічна дія в молотильному апараті була диференційованим, необхідний апарат такої конструкції, в якому колова швидкість бичів барабана збільшувалася б поступово від входу хлібної маси в молотильний зазор до виходу з нього. У двобарабанних молотильних апаратах швидкість бичів барабана наростає східчасто, що не дозволяє врахувати повністю фізико-механічні властивості обмолочуваної культури [6, 49].

Як було зазначено вище, на відміну звичайних, барабани таких апаратів мають конічну форму. У цьому випадку на вхідній частині в молотильний зазор під дією ударів малої (мінімальної) сили будуть вимолочуватися більш стиглі зерна, а потім менш стиглі - вони міцніше пов'язані з колосом [28].

Розроблений молотильний апарат з лінійною швидкістю барабана, що поступово збільшується, осьовим або бічним живленням, який являє собою усічений прямий конус (рис.2.5).

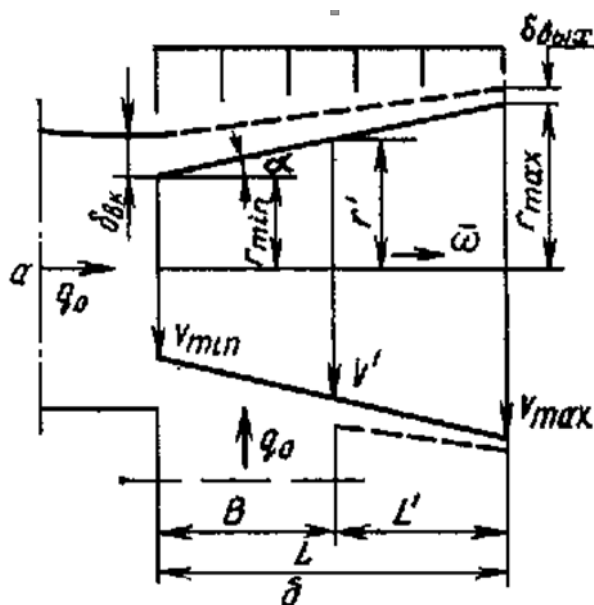


Рис. 2.5 Принципова схема конусного молотильного апарату при подачі [16]: а) осьовий; б) бічний

Кут розчину конуса $20...54^\circ$. Апарат має барабан конічної форми та нерухоме конусне підбарабання. Конструктивні параметри такого апарату та обмолочуючі властивості хлібної маси пов'язані рівняннями [44, 49]:

$$L = v_{\max} - v_{\min} / (w_{\theta} \cdot \operatorname{tg} \alpha) = r_{\max} - r_{\min} / \operatorname{tg} \alpha; \quad (2.18)$$

$$r_{\max} = v_{\max} \cdot r_{\min} / v_{\min}; \quad (2.19)$$

$$w_{\theta} = v_{\min} / r_{\min} = v_{\max} / r_{\max}. \quad (2.20)$$

При бічній подачі хлібної маси:

$$w_{\theta} = v' / (r_{\min} + B \cdot \operatorname{tg} \alpha); \quad (2.21)$$

$$r_{\max} = v_{\max} (r_{\min} + B \cdot \operatorname{tg} \alpha) / v'; \quad (2.22)$$

$$v_{\min} = r_{\min} \cdot v' / (r_{\min} + B \cdot \operatorname{tg} \alpha); \quad (2.23)$$

$$L' = (r_{\max} - r') / \operatorname{tg} \alpha = (B + r_{\min} / \operatorname{tg} \alpha) \cdot (v_{\max} / v' - 1). \quad (2.24)$$

Дослідження руху хлібної маси в молотильному зазорі конусного молотильного апарату свідчать про те, що шлях її зростає в 4-5 разів, а час обмолоту - в 6-8 разів у порівнянні з такими ж показниками при однобарабанному молотильному апараті. При диференційованому обмолоті вимолот зерна та сепарація відбуваються в єдиному процесі [25]. На якісні

показники роботи конусних молотильних апаратів не суттєво впливає відхилення швидкісного режиму барабана та подачі хлібної маси [15, 18].

Випробування показали, що комбайн з конусним молотильним апаратом забезпечує вимолот і сепарацію понад 99% зерна, що надійшов у молотарку. При цьому дроблення та мікроушкодження його значно знижені. Комбайн, обладнаний конусним молотильним апаратом, має простішу технологічну схему (відпадає необхідність у додатковому сепараторі грубого вороху) та меншу матеріаломісткість [23-27].

Для комбайна з пропускною здатністю, що перевищує 5 кг/с, обладнаного конусним молотильним апаратом, встановлені такі параметри:

- Початковий діаметр конусного барабана 400 мм;
- кут нахилу, що утворює до геометричної осі барабана 22° ;
- Висота усіченого конуса барабана і підбарабання 1100 ... 1300 мм;
- кутова швидкість валу та барабана $w_b = 68 \text{ c}^{-1}$.

Диференційований спосіб обмолоту застосований в аксіально-роторних і поперечно-роторних молотильно-сепаруючих пристроях, в яких хлібна (рослинна) маса проходить через молотильний апарат у напрямку, паралельному осі ротора (у молотильному апараті з класичною схемою - перпендикулярно. Поздовжньо або поперечно розміщений барабан вимолочує зерно з колоса або волоті під дією удару, сил тертя і відцентрових сил, коли хлібна маса кілька разів (до восьми) проходить у зазорі між робочими елементами ротора і підбарабання. При цьому рифлений бич ротора повідомляє обмолочуваної масі поступальний рух, в той час як під дією ротора вона обертається і переміщається по спіралі [7, 30].

Повторювані рухи хлібної маси по робочим елементам і відсутність орієнтованої подачі зерна колосом назустріч бичу барабана забезпечує ефективний і диференційований за тривалістю впливу вимолот зерна. Оскільки у роторних молотильно-сепаруючих пристроях відокремлюється

від соломи понад 99 % зерна (як і конусних молотильних апаратах), тобто. в одному робочому органі здійснюються процеси обмолоту та сепарації, то габаритні розміри комбайнів з таким пристроєм можна було зменшити [41].

Роторні комбайни мають на 50...90 % більшу продуктивність, ніж комбайни з класичною схемою молотілки і 3...5 разів менше ушкоджують зерно.

Більш повно динаміку руху хлібної маси в зменшується молотильному зазорі конусного молотильного апарату досліджували Р.Х. Музюпов та І.А. Чернишів. Було встановлено, що рослинна маса рухається в зазорі по гвинтовій лінії зі змінним кроком, причому кут нахилу траєкторії руху маси до утворює конуса є одним з визначальних факторів працездатності конусного молотильного апарату, тому що від нього залежить час перебування маси в зазорі, величина пройденого шляху та якість роботи.

Робота барабана здійснюється при швидкості, яка дещо нижча так званої критичної швидкості барабана[4, 15, 29]:

$$\omega = \frac{1}{r} \sqrt{\frac{75 \cdot N \cdot (1 - f)}{m^1}}. \quad (2.25)$$

З результатів досліджень В.П. Горячкин укладає [4], що з нормальних умов роботи можна прийняти кутову швидкість барабана $\omega=100$ 1/сек і кутове прискорення $\varepsilon=7,5$ 1/сек², тоді $N=I \cdot \omega \cdot \varepsilon / 75 = 10 \cdot I$.

У комбайнах, де подача маса барабан відрізняється великою нерівномірністю, приймаються барабани з $I=N/16 \dots N/18$. За рахунок рівномірності подачі зрізаних стебел барабан, очевидно, можна домогтися застосування барабанів з $I=N/10$, [7].

Таким чином, найбільш вигідний тип барабана повинен мати можливо малим моментом інерції, що забезпечує оптимальне прискорення, при можливо великій наведеній масі його $M=I/r^2$, що відповідає барабану з малим діаметром. Щоб забезпечити малий діаметр за дотримання сумарних лінійних

швидкостей обертання робочих елементів (бичів) ротора в межах агротехнічних вимог (28 м/с для пшениці), а також забезпечити компактність конструкції, вченими запропоновано планетарного типу[10], що сприяє у зоні обмолоту виключити пряме ударний вплив бича на хлібну масу за рахунок переважання ковзного ("перетирає") впливу.

Оскільки планетарний аксіально- роторний молотильний апарат має конічний барабан і конічну гратчасту деку, то здійснення диференційованого вимолота зерна, тобто. зі змінною за величиною окружною швидкістю робочих елементів і змінним значенням коефіцієнта випередження, причому мале підставу зрізаного конуса барабана знаходиться з боку подачі хлібної маси на обмолот, то в цьому випадку є розташування планетарних вальців на вході в молотильну камеру (рис.2.6.).

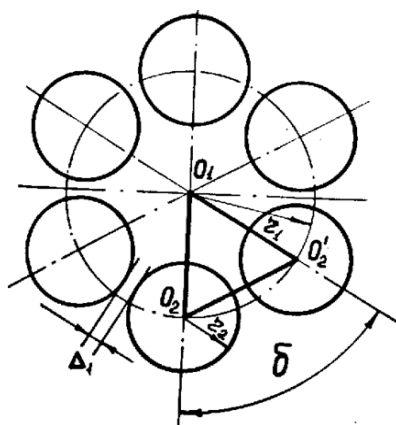


Рис. 2.6 Розташування планетарних вальців на вході в молотильну камеру [17]

Δ_1 - технологічний зазор між вальцями, який призначається з умови сусідства з таким розрахунком, щоб виключити попадання стебел у внутрішню порожнину барабана, що особливо важливо на вході, де мають місце малі окружні швидкості V_{emin} обертання робочих елементів і для циліндричних вальців - більше значення коефіцієнта визначення обертання λ [20].

При обмолоті пшениці та інших зернових культур, що мають незначну вологість рослинної маси при збиранні $\Delta_1 = 20 \dots 36$ мм.

З трикутника $O_2O_1O_2'$ міжосьова відстань сусідніх (суміжних) вальців-сателітів $O_2O_2'=2\cdot r_1\cdot\sin\delta/2$, або $O_2O_2'=2\cdot r_2+ \Delta_1$. $\delta=360^\circ/z_2$ де z_2 – кількість вальців.

Звідки:

$$r_1=2\cdot r_2+ \Delta_1/2\sin (180/z_2).$$

Збільшення $\Delta_1\Delta_1$ по довжині аксіального ротора узгоджується з інтервалом ударних впливів $X\cdot\tau$, де тимчасовий коефіцієнт $X = 1 \dots 1,66$ і виключає попадання стебел у внутрішню порожнину барабана і за рахунок плавного збільшення швидкості від V_{emin} до V_{emax} [45].

2.3. Вплив коефіцієнта випередження обертання у молотильній камері на якісні показники

З метою подальшого вдосконалення технологічного процесу обмолоту та зниження втрат запропоновані можливі варіанти та схеми з похилою установкою зовнішньої утворюючої планетарного вальця на барабані, що здійснює в процесі роботи складний звернений рух. Однак у результаті дослідження встановлено нерівномірний розподіл випередження обертання робочих органів у зоні обмолоту. Визначити причини такого явища та обґрунтувати його вплив на якісні показники роботи [12, 18, 28].

Приймаємо (рис.2.7), що O_1 , O_2 , r_1 , r_2 , V_1 , V_2 , ω_6 і ω_v – відповідно центри, радіуси кіл, окружні швидкості обертання всього ротора та вальця, кутові швидкості барабана та вальців [44].

Коефіцієнт випередження λ обертання планетарного вальця у молотильній камері змінного перерізу від входу стебел до виходу соломистих частинок визначається із співвідношення:

$$\lambda = \frac{V_2}{V_{O_2}}; \quad (2.26)$$

де: $V_2 = r_2 * \omega_{\rho_2}$; $V_2 = \rho_2 * \omega_6$; $\rho = O_2P_1$ радіус- вектор, що визначає положення центру O_2 щодо миттєвого центру P_1 обертання барабана [15];

ω_{p_2} - кутова швидкість вальця щодо відповідного миттєвого центру P_2 у зверненому русі. Або:

$$\lambda = \frac{r_2 * \omega_{p_2}}{\rho_2 * \omega_{\delta}}, \quad (2.27)$$

Для положень VI і II вальця на колі барабана $\triangle O_1 O_2 P_1^1$ і $\triangle O_1 O_2 P_1$ маємо:

$$\rho_2 = \sqrt{r_1^2 + r_{01}^2 - 2 * r_1 * r_{01} * \sin \delta}, \quad (2.28)$$

де δ - Кут повороту барабана (по малюнку); r_{01} - радіус кола миттєвих центрів P_1 .

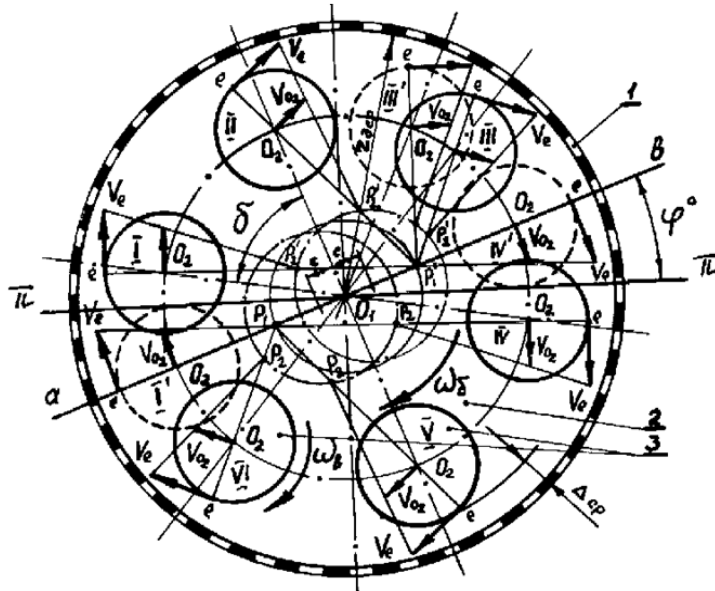


Рис. 2.7 Кінематика робочих елементів пристрою диференційованого обмоту [12]

При обертанні барабана та переміщенні планетарного вальця від положення I^1 ($\delta = \pi + \varphi$) до положення IV^1 ($\delta = \pi - \varphi$) радіус- вектор ρ_2 зменшується від максимального $\rho_{2\max} = r_1 + r_{01}$ значення до мінімального $\rho_{2\min} = r_1 - r_{01}$. При переміщенні вальця барабана від положення IV^1 до положення I^1 радіус вектор збільшується у зворотному порядку [28, 31, 32].

Кутова швидкість вальця щодо миттєвого центру P_2 у зверненому русі дорівнює:

$$\omega_{p_2} = \omega_{\delta} + \omega_e, \quad (2.29)$$

за умови $O_1O_1 \parallel O_2O_2$, тобто. вісь аксіального ротора паралельна осі планетарного вальця (схема 1) та

$$\omega_{p_2} = \sqrt{\omega_{\epsilon}^2 + \omega_{\delta}^2 - 2\omega_{\epsilon} * \omega_{\delta} * \cos \beta / 2}, \quad (2.30)$$

для вальця з похилою віссю обертання (схеми 2 та 3) ступінь нерівномірності розподілу коефіцієнта випередження по довжині ротора визначається із співвідношення:

$$\eta = \frac{\lambda_{\max} - \lambda_{\min}}{\lambda_{\min}}, \quad (2.31)$$

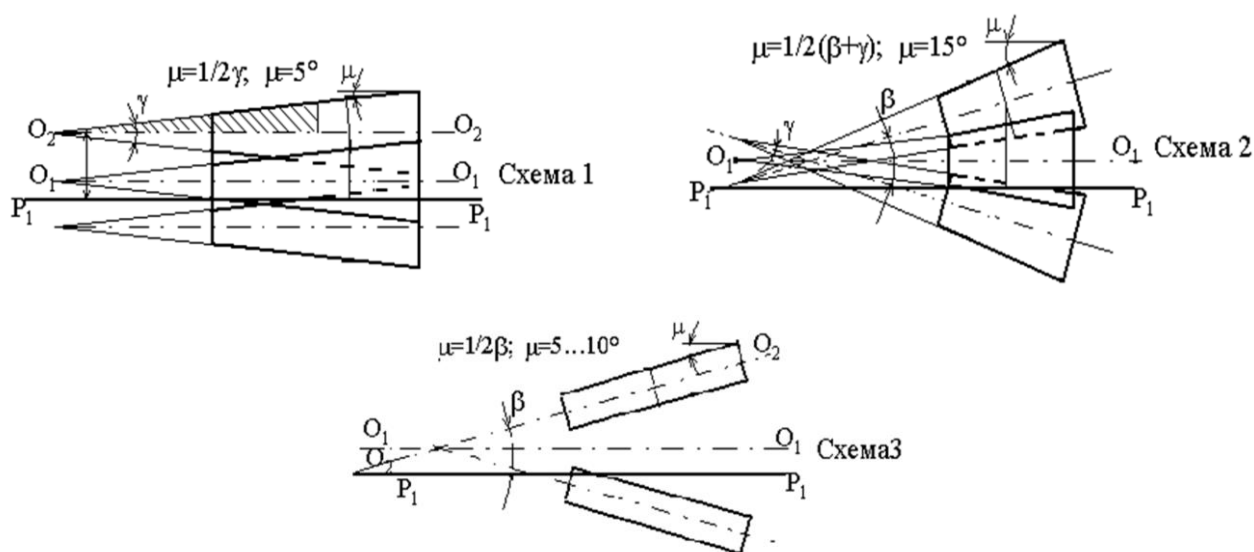


Рис. 2.8 Взаємна робота аксіального ротора та планетарних вальців

З метою виконання умови впровадження в матеріал, що обмолочується, в молотильній камері рифів бичів планетарного вальця із забезпеченням умови його осьового переміщення необхідно повідомити достатнє для цього випередження обертання, кут установки рифів бичів на вальці 60° і кут тертя хлібної маси $\varphi=27^\circ$, бичи стандартні спрямованістю рифів [7, 18, 31].

Для схеми 1 при вугіллі конусності $\mu=5^\circ$ для конічних вальців з горизонтальною віссю обертання має місце різке наростання коефіцієнта випередження від $\lambda_{\min}=0,87$ до $\lambda_{\max}=1,74$, ступінь нерівномірності розподілу коефіцієнта випередження по довжині ротора при цьому становить $\eta=1$ (2.31).

Для цієї схеми характерно підвищення впровадження бичів в матеріал, що обмолочується, що спричинить збільшення осьової швидкості переміщення стебел і підвищення втрат від недомолота, а також зниження сепаруючої здатності деки [10].

Для схеми 2 при $\mu=15^\circ$ коефіцієнт випорожнення на вході $\lambda_{\text{вх}}=0,738$, на виході $\lambda_{\text{вих}}=0,746$, $\eta=0,035$. Для цієї схеми характерно зниження осьового переміщення, різке наростання окружної швидкості V_{ei} , зниження сепаруючої здатності деки та підвищення пошкодження зерна при обмолоті [14, 40].

Для схеми 3 $\mu=5\dots 10^\circ$ з циліндричними вальцями та похилою віссю обертання при $\mu=10^\circ$ величина $\lambda_{\text{max}}=0,697$, $\lambda_{\text{min}}=0,384$, $\eta=0,815$, при $\mu=5^\circ$: $\lambda_{\text{max}}=0,555$, $\lambda_{\text{min}}=0,427$, $\eta=0,300$, що дозволяє припустити схему 3 з кутом нахилу $\mu=5^\circ$ раціональнішою з точки зору якості технологічного процесу обмолоту, оскільки процес обмолоту більш диференційований по руйнуванню зв'язків зерна з колосом [17].

2.4. Процес руху зерна по дні решітчастого підбарабання

Решітчаста дека (рис.2.9) переміщається або спирається підшипниками на "напрямні" і приводиться в рух ексцентриковим механізмом. Приблизно вважають, що кожна точка решета, в тому числі і точка, переміщається по траєкторії, близькій до прямої B_2B_1 [23, 41].

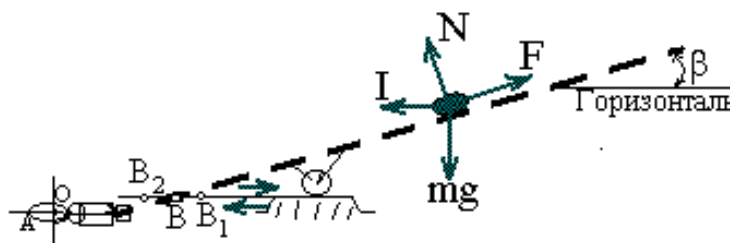


Рис. 2. 9 - Кінематична схема руху решета (стрілками показано напрямки коливань).

Кут між площиною решета і траєкторією будь-якої точки визначає напрям коливання решітчастої деки. Якщо опорні ланки розташовані вертикально, то кут σ дорівнює куту нахилу решета до горизонту β .

Коли ексцентрик ОА обертається рівномірно $w = \text{const}$ решітний стан здійснює коливальні рухи, близькі до гармонійних. При цьому на матеріальну частинку, розташовану на решеті, діє сила тяжіння mg , і інерційна сила I , що визначають нормальну реакцію N і силу тертя F . Величина та напрямок сили I змінюються. Вони залежать від доцентрового прискорення w^2r і кута повороту ексцентрика [4, 5, 13].

Залежно від співвідношення величин mg , I і F матеріальні частинки або лежать нерухомо на поверхні підбарабання (у разі малих значень w^2r), або ковзають по його поверхні тільки вниз або ковзають вниз і вгору [1].

Мінімальне значення доцентрового прискорення (по Г.Д. терскову), при якому можливе ковзання частки вниз, визначається величиною $w^2r|_н$:

$$|w^2r|_н = g \frac{\sin(\varphi - \beta)}{\cos(\sigma - \varphi)}; \quad (2.32)$$

де g – прискорення вільного падіння; φ - кут тертя частки про решето.

Найменша величина доцентрового прискорення, при якому можливе ковзання вгору:

$$|w^2 \cdot r|_в = g \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos(\sigma + \varphi)}. \quad (2.33)$$

Ковзання частинки тільки вниз буде за умови:

$$|w^2r|_н < w^2r < |w^2r|_в, \quad (2.34)$$

а ковзання вниз і верх при

$$|w^2r|_н < w^2r > |w^2r|_в. \quad (2.35)$$

Якщо значення w^2r набагато перевершує $|w^2r|_н$ и $|w^2r|_в$, рух частки вниз або вгору почнеться раніше того моменту, коли ексцентрик виявиться в крайніх положеннях, а дека змінить напрямок руху [3].

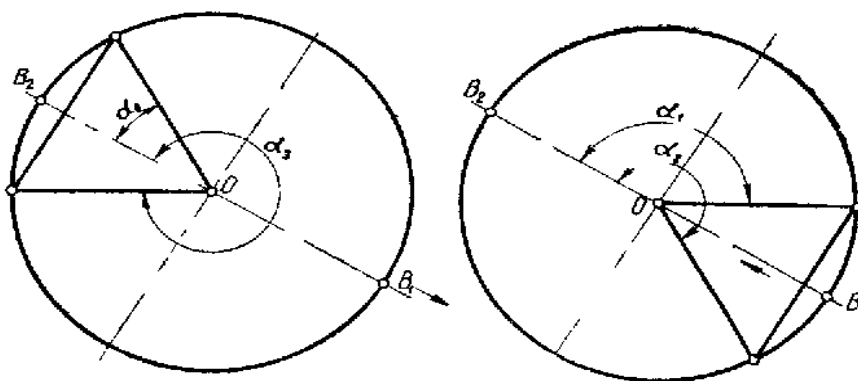


Рисунок 2.10 Крайні положення ексцентрика, що забезпечують можливість відносного руху матеріалу [1]

Позначимо через α_3 кут повороту ексцентрика в момент початку ковзання частинки вниз по деці (рис.2.10), тоді:

$$\alpha_3 = 2 \cdot \pi - \arccos \left(\left| w^2 r \right|_H / w^2 r \right). \quad (2.36)$$

Початок ковзання частинки внесок по деку можливий в межах від α_3 до α_0 :

$$\alpha_0 = \arccos \frac{\left| w^2 r \right|_H}{w^2 r}. \quad (2.37)$$

Початок ковзання частинки по деці вгору можливий тоді, коли положення ексцентрикового кулачка знаходиться в межах від α_1 до α_2 . При цьому:

$$\alpha_1 = \pi - \arccos \frac{\left| w^2 r \right|_G}{w^2 r}; \quad (2.38)$$

$$\alpha_2 = \pi + \arccos \frac{\left| w^2 r \right|_G}{w^2 r}. \quad (2.39)$$

Середня швидкість руху зерна за декою w_{cp} залежить від величини скорочення (переміщення) матеріальної частки за одне коливання:

$$S = S_H - S_B; \quad (2.40)$$

де S_H - переміщення матеріальної частинки вниз по ґратчастій деці за одне її коливання;

S_B - переміщення матеріальної частинки вгору по ґратчастій деці за одне її коливання.

Якщо відомо S , то значення $w_{\text{ср.}}$ знаходять із виразу:

$$w_{cp.} = \frac{S}{t} = \frac{S_n}{60}; \quad (2.41)$$

де $t = 60/n$ – тривалість одного коливання;

n - число коливань (кількість обертів кулачка) за 1 хв.

Аналітичне визначення величини переміщення S за одне коливання пов'язане з певними труднощами. Тому значення S_n і S_v простіше графічно. Для цього необхідно побудувати криву мінус $\sin \alpha$ (рис.2.11), на якій знайти точку 3 при ковзанні вниз і точку 1 при ковзанні вгору [15, 19].

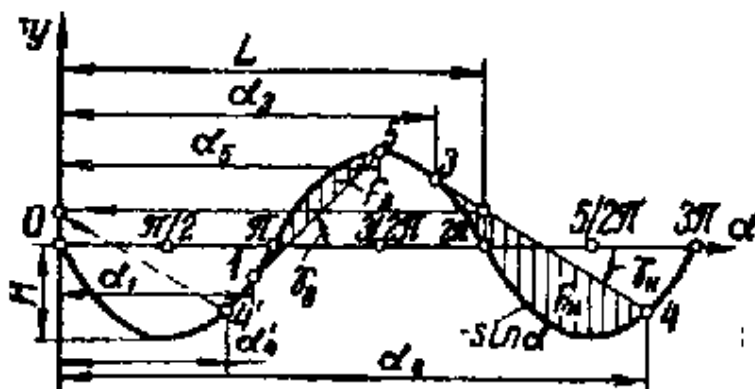


Рисунок 2.11 Графічний спосіб визначення переміщення зерна за одне коливання [19]

Дані точки знаходять за значеннями кутів α_3 та α_1 . Через точку 3 і точку 1 проводять прямі, нахилені до осі абсцис під кутами γ_n та γ_b . Розмір цих кутів встановлюється за формулами:

$$tg\gamma_h = -\frac{g}{w^2 r} \cdot \frac{\sin(\varphi - \beta)}{\cos(\sigma - \varphi)} \cdot \frac{m_a}{m_v}; \quad (2.42)$$

$$tg\gamma_{\sigma} = \frac{g}{w^2 r} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos(\sigma + \varphi)} \cdot \frac{m_a}{m_v}; \quad (2.43)$$

де m_x і m_y - масштаби по осях абсцис та ординат.

Якщо на осі абсцис кут 2π зображується у вигляді відрізка L , а одиниця на осі ординат у вигляді відрізка H , то величина масштабів визначається відношеннями:

$$m_a = \frac{2 \cdot \pi}{L} \quad 1/\text{мм}; \quad m_y = \frac{1}{H} \quad 1/\text{мм}. \quad (2.44)$$

По точках 4 і 5 перетину похилих прямих з кривою мінус $\sin \alpha$ на осі абсцис знаходять величину кутів α_4 і α_5 , що характеризують момент зупинки частинок. Після цього частка разом з підбарабанням рухається до тих пір, поки знову не настануть моменти, що визначаються кутами α_3 і α_1 , що відповідають початку ковзання [25].

Слід зазначити, що з $\alpha = 2\pi$, починається новий оборот ексцентрика. Ось чому кути $\alpha = 2\pi$, $\alpha = 5/2\pi$, $\alpha = 3\pi$ і т.д. будуть визначати ті самі положення ексцентрика, що визначаються кутами $\alpha = 0$, $\alpha = \pi/2$, $\alpha = \pi$ і т.д. Звідси ясно, що побудова графіка, представленого на малюнку 7, доцільно лише до $\alpha = 2\pi$. У цьому випадку права частина прямої 3-4, що відноситься до кутів від $\alpha = 2\pi$ до $\alpha = \alpha_4$, зміститься вліво на кут 2π , при тому ж куті нахилу до осі абсцис (показана пунктиром до точки 4') [40].

Щоб графічно визначити переміщення частинки за одне коливання, необхідно знати площі F_H та F_B , пропорційні переміщенням S_H та S_B :

$$S_H = \frac{\cos(\sigma - \varphi)}{\cos \varphi} \cdot r \cdot F_H \cdot m_a \cdot m_y; \quad (2.30)$$

$$S_B = \frac{\cos(\sigma + \varphi)}{\cos \varphi} \cdot r \cdot F_B \cdot m_a \cdot m_y. \quad (2.31)$$

На рис. 2.11 наведено приклад ковзання частинки по гратчастій деці з двома зупинками від α_5 до α_3 після ковзання вгору та від α_4' до α_1 після ковзання вниз.

Можуть бути кінематичні режими, у яких частка має лише одну зупинку (рис.2.12) від α_5 до α_3 чи ковзання без зупинок (рис.2.13).

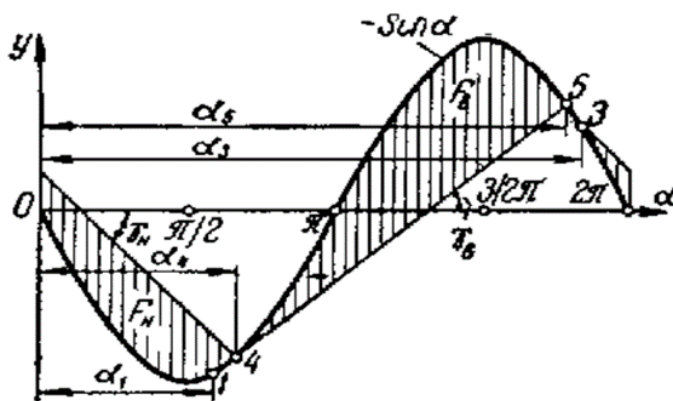


Рисунок 2.12 - Характеристика процесу рух матеріалу при ковзанні вгору та вниз з однією зупинкою

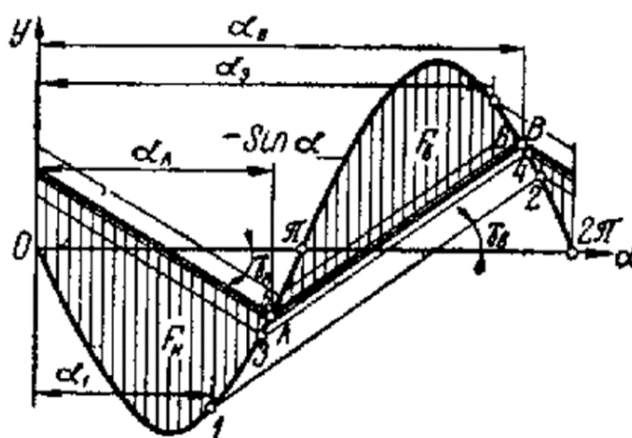


Рисунок 2.13 – Характеристика процесу руху матеріалу при ковзанні вгору та вниз без зупинок.

Це можливо тоді, коли $\alpha_4 > \alpha_1$ та $\alpha_5 > \alpha_3$. У такому разі вважають, що частка рухалася з декою до моменту, що характеризується кутом α_1 . Потім почне вгору. Воно продовжується до моменту, що визначається точкою 2 (рис.2.13). Після цього частка ковзатиме вниз [27]. У момент, що відповідає точці 3, ковзання вниз припиниться і знову почнеться ковзання вгору, яке закінчиться в момент, визначається точкою 4. Потім знову почнеться ковзання вниз.

З графіка (рис.2.11-2.13) видно, що періодичність початку і кінця ковзання виявляється порушеною. Кінець замикаючої 3-4 запізнюється на фазі з початком попереднього ковзання вниз [40]. Якщо продовжити побудову замикаючих, використовуючи незмінне їх напрям, то замикаючі дуже швидко підійдуть до

граничного положення, що зберігає постійність. При цьому моменти, коли ковзання вгору і ковзання вниз змінюють один одного, будуть наближатися до моментів, що характеризуються деякими постійними точками А і В. Таким чином, рух матеріалу по дну деки в даному випадку безперервно змінюється і тільки через деяке час набуває встановленого характеру [14, 43].

Висновки по розділу

1. Однак, як теоретично, так і експериментально не обґрунтовані конусність і режим роботи молотильного апарату, що відповідають агрономічним вимогам, не досліджено сепаруючу здатність як по довжині апарату, так і по куту обхвату апарату, вимагають уточнення та визначення кількості механічних впливів в молотильному зазорі, діаметр конічного барабана, необхідна енергетична оцінка технологічного процесу.

2. Ці закономірності притаманні з пасивної гратчастою декою й у разі її активізації, тобто. надання їй коливальних чи обертальних рухів вимагають уточнення.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Загальні завдання експериментальних досліджень

Одне з основних завдань при дослідженні аксіального планетарного молотильно-сепаруючого пристрою диференційованої дії є вибір оптимальних конструктивних параметрів, типів робочих органів, призначення раціональних кінематичних режимів у напрямку на підвищення ефективності технологічного процесу обмолоту при одночасному зниженні енергетичних витрат [1, 2].

Програма досліджень передбачає: підтвердження та уточнення аналітичних передумов, проведення порівняльних досліджень у лабораторних та польових умовах з метою визначення якісних та енергетичних показників випробуваних барабанів, підвищення надійності пристрою та виконуваного ним технологічного процесу [45, 49].

Застосування молотильних апаратів з конічним барабаном і аксіальними роторами дозволяє відмовитися від соломотрясу завдяки високому ступеню поділу зерна в молотильному апараті.

Для вибору регулювань молотарки комбайна необхідно орієнтуватися у великій кількості агротехнічних показників його роботи, що визначаються за допомогою різних засобів і контролюючих пристроїв. Так, роторні комбайни обладнані контрольно-сигнальною системою, що має 21 канал контролю та сигналізації. Для зменшення кількості контролюючих пристроїв та полегшення умов їх експлуатації, необхідно визначити, які непрямі параметри, за величиною яких можна було б дати висновок про декілька агротехнічних показників одночасно [42-46].

Завданням дослідження є порівняльне визначення якісних показників технологічного процесу обмолоту експериментального аксіально-роторного планетарного молотильно-сепаруючого пристрою та молотильного апарату серійного комбайна при обмолоті районованих сортів озимої пшениці та різних режимах роботи [17].

Основні з цих показників такі:

- недомолот зерна;
- сепарація зерна;
- дроблення та пошкодження зерна;
- Енергія проростання;
- схожість.

3.2. Практична методика та алгоритм перевірного технологічного розрахунку конструктивних параметрів та кінематичного режиму лабораторно-польової установки для дослідження робочих органів

Молотильно-сепаруючий пристрій аксіального типу має конічну гратчасту деку і планетарний барабан. Кількість вальців - 6, кількість бичів - 12. Кожен валець має основу циліндричного перерізу з розташованими на ньому діаметрально-протилежно - бичами 16 мм і висотою рифів - 8 мм. Вага одного вальцю 14,6 кг. Середня відстань центру обертання вальця від осі обертання всього аксіального ротора становить $R_{cp}=185$ мм, радіус вальця $r_{cp}=60$ мм. Вага аксіального планетарного барабана – 150 кг. Розрахункова швидкість подачі $V_{п}=1,2$ м/с. Діаметр барабана в середньому за його довжиною $d_{бcp}=500$ мм, конусність $\mu=5^\circ$ [22, 42, 49].

Для обраної конструкції аксіального ротора максимальна глибина проникнення обмолочуваного матеріалу в зону обертового ротора може бути не більше величини ударної частини бича, а саме $C_{max}=16$ мм. Мінімальна глибина проникнення обмолочуваного матеріалу в зону обертового ротора становить:

$$C_{min}=0,6 C_{max}; \quad (3.1)$$

або: $C_{min}=0,6 \cdot 16=9,6$ мм.

Середнє значення глибини проникнення матеріалу (точки зіткнення):

$$C_{cp} = \frac{(C_{min} - \frac{C_{max}}{2}) + (C_{max} - \frac{C_{max}}{2})}{2}; \quad (3.2)$$

або $C_{cp} = ((9.6 - 16/2) + (16 - 16/2))/2 = 4.8$ мм.

Маса вальця, наведена до точки удару бича:

$$M_{np} = \frac{I_{o1}}{(R_{cp} + h)^2}; \quad (3.3)$$

де I_{o1} – полярний момент інерції вальця щодо осі ротора; h – відстань від осі обертання вальця до точки зіткнення; $h = r_{cp} - C_{cp} = 60 - 4.8 = 55.2$ мм.

$$I_{o1} = I_{o2} + M_0 \cdot R_{cp}^2, \quad (3.4)$$

де I_{o2} – полярний момент інерції циліндричного планетарного вальця щодо осі його обертання, $I_{o2} = 276,1 \cdot 10^{-6}$ кг·м²;

M_0 – маса планетарного вальця з бичами, $M_0 = 14.6/g = 1.49$ кг·с²/м.

$$I_{o1} = 276,1 \cdot 10^{-6} + 1.49 \cdot (185 \cdot 10^{-3})^2 = 0.5375 \text{ кг·м}^2.$$

Підставивши отримані значення вираз (3.3), отримаємо:

$$M_{np} = \frac{0.5375}{10 \cdot (0.185 + 0.0552)^2} = 0.932 \text{ кг} \cdot \text{с} / \text{м}.$$

Для нормальних умов роботи планетарного барабана приймаємо: $\omega_6 = 50$ с⁻¹, $\omega_B = 150$ с⁻¹, при цьому кутова швидкість вальця щодо відповідного миттєвого центру в оберненому русі, дорівнює $\omega_{p2} = 31.85\pi$.

При $\omega_{p2} = 31.85\pi$ молотарка розвиває потужність 5.17 кВт, що обертає момент дорівнює:

$$L_{ep} = \frac{102 \cdot 5,17}{31,85} = 5,42 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахунок швидкості обертання аксіального ротора $\omega_{\text{оптим}}$ при найбільш економічній роботі молотильно-сепаруючого пристрою можливий лише чисельним методом і значно спрощується з використанням ПЕОМ [1, 2]. Алгоритм технологічного розрахунку конструктивних параметрів і

кінематичного режиму експериментального АРПМСУ при найбільш економічній роботі представлений на рис 3.1.

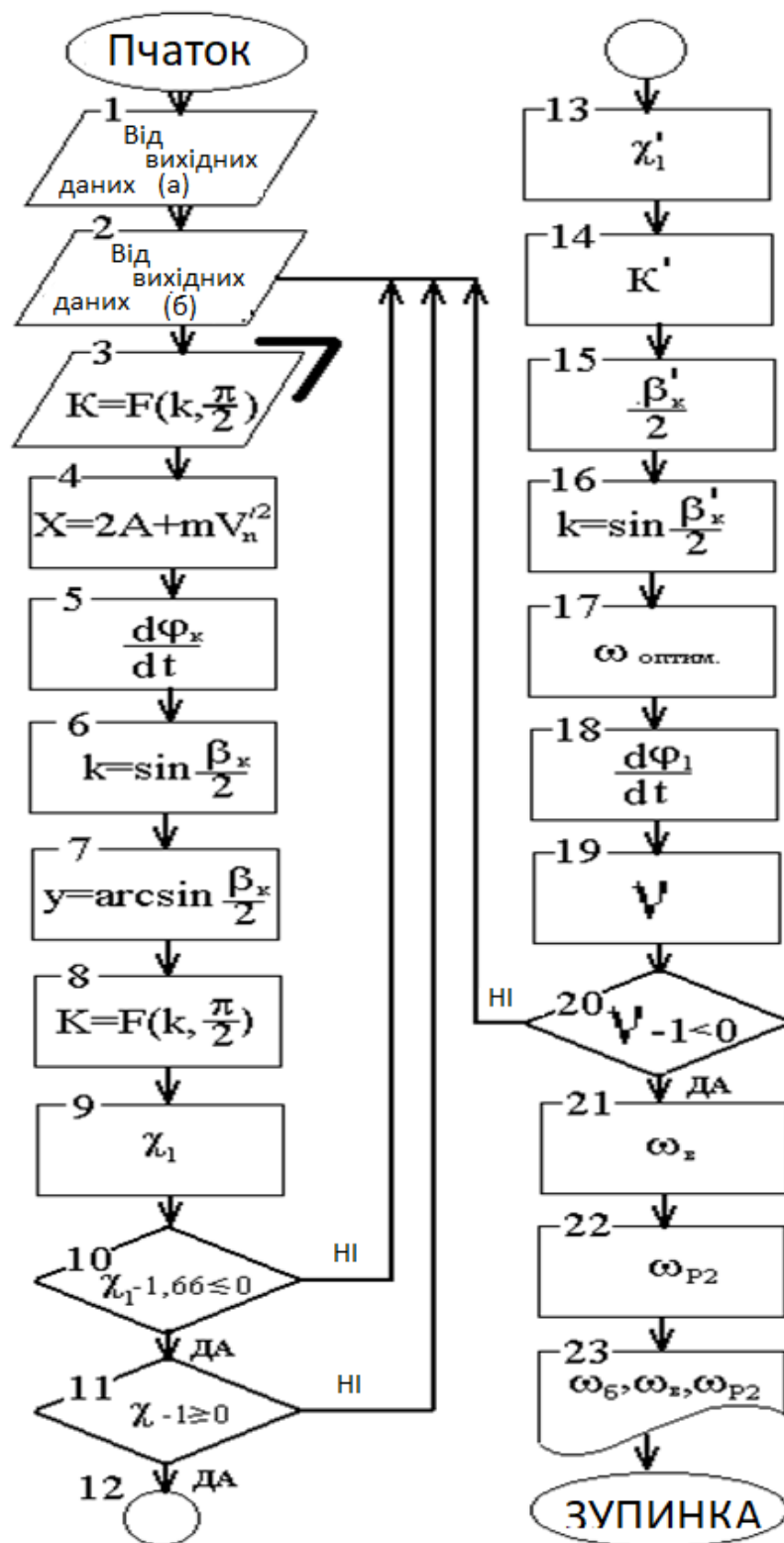


Рис. 3.1 - Алгоритм технологічного розрахунку конструктивних параметрів і кінематичного режиму пристрою [25]

Вихідні дані конструктивних параметрів і умов експлуатації аксіального ротора були розділені на постійні, незмінні (блок 1) і змінювані в допустимих межах (блок 2), до останніх відносяться в основному розміри робочих елементів пристрою, їх моменти інерції і т.п. Крім того, для спрощення обчислень у програму були введені у вигляді файлу (блок3) табличні дані 83, с.80 значень повного еліптичного інтеграла першого роду [1, 2, 27].

У блоці 4 знаходимо роботу, що витрачається бичами вальця на обмолот відповідної порції хлібної маси та повідомлення її частинкам швидкості V_n^1 , тобто. знаходимо значення значення [4]:

$$X = 2A + m \cdot V_n^{12}, \quad (3.5)$$

Далі (блок 5) знаходимо значення кутової швидкості $d\varphi_k/dt$.

За формулою [7]:

$$\sin \frac{\beta_k}{2} = \frac{\varphi_k}{2w} \sqrt{\frac{I_{o2}}{M_{np} \cdot r_{cp} \cdot R_{cp}}}, \quad (3.6)$$

Знаходимо (блок 6) значення $\sin \beta_k/2$. Обчислюємо $\beta_k/2$ (блок 7). Цьому значенню відповідає величина повного еліптичного інтеграла першого роду (блок 8).

Підставляючи рівняння:

$$X = \frac{\pi \cdot \omega_{\phi}^2}{4 \cdot K \cdot \omega_{\phi}^2} \sqrt{\frac{M_{np} \cdot r_{cp} \cdot R_{cp}}{I_{o2}}}, \quad (3.7)$$

(Блок 9), отримуємо деяке значення X_1 .

По Летошнєву [8] оптимальний інтервал міжбичових впливів становить 0,0045 ... 0,0075 с. Для визначення пайових співвідношень складаємо пропорцію: 0,0045 – 1; 0,0075 - x,; звідки $x = 1,66$.

Значить при правильно підібраних вихідних даних (блок 2) має виконуватися нерівність: $1 \leq x_1 \leq 1,66$. Блоки 10 і 11 здійснюють перевірку: чи входить отримане значення в допустимі межі. Далі йде висновок конкретного

набутого значення x_1 . Цього значення відповідає величина повного еліптичного інтеграла першого роду (блок 14).

Відповідне їй значення $\beta_k^{1/2}$ знаходимо $\sin \beta_k^{1/2}$ (блоки 15 і 16). У блоці 17 знаходимо необхідні обороти аксіального ротора при обмолоті пшениці (за формулою 2.70) [11]. Кутова швидкість $d\varphi/dt$ після першого удару бича по хлібній масі (блок 18). Для того, щоб валець після удару бича не прийшов у положення нестійкої рівноваги, необхідно, щоб $\beta_k < 180^\circ$. Позначивши $\sin \beta_k^{1/2}$ як $\sqrt{\quad}$ та обчисливши його (блок 19), проводимо перевірку (блок 20). В іншому випадку необхідно провести заміну в базі даних.

Використовуючи залежність:

$$\frac{w_{\delta}}{124} + \frac{w_{\epsilon}}{328} = 1, \quad (3.8)$$

знаходимо значення швидкості планетарного вальця. Кутова швидкість планетарного вальця щодо його миттєвого центру P_2 у зверненому русі при найбільш економічній роботі молотильного пристрою визначається за формулою [15]:

$$w_{P_2} = \sqrt{w_{\epsilon}^2 + w_{\delta}^2 - 2w_{\epsilon} \cdot w_{\delta} \cdot \cos \frac{\mu}{2}}, \quad (3.9)$$

Висновки до розділу

У конструкції прийнята почергова радіальна і дотична постановка вальців по колу аксіального ротора із закріпленням бичів на вальці діаметрально протилежно. Така постановка не тільки сприяє хвилеподібному руху стеблового шару по деці, і як наслідок, підвищенню сепарації зерна з шару, але і забезпечує надходження і захоплення бичами хлібної маси, що надходить в молотильну камеру із заданою вихідною швидкістю.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

На сьогоднішній день сучасне сільськогосподарське виробництво широко впроваджує інтенсивні технології, високоефективні машини і механізми, зростає рівень електрифікації та хімізації, що супроводжується появою додаткових небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які негативно впливають на здоров'я й безпеку працівників в агропромисловому комплексі. Поява таких факторів формує додаткові труднощі в створенні здорових та безпечних умов праці. Успішно розв'язувати питання охорони праці шляхом впровадження окремих профілактичних заходів в сучасних умовах не вдається. Тільки системний підхід спроможний дати позитивний результат, а це можливо тільки за допомогою системи управління охороною праці (СУОП). СУОП встановлює єдиний порядок організації та проведення роботи з охорони праці, обов'язковий до виконання усіма роботодавцями, спеціалістами, службовцями та працівниками АПК [50].

4.1 Характеристика і аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які можуть виникнути під час обслуговуванні комбайну

Виробничо-технологічний процес технічного обслуговування і ремонту комбайнів може супроводжуватись наступними травмонебезпечними чинниками, а саме: переїзд техніки від пункту знаходження до пункту ремонту чи технічного обслуговування; технічна несправність транспортного засобу транспортуючого чи самого (гальмівна система, рульове керування, зчеплюючий механізм); недотримання правил руху по дорогах і в полі; технічне обслуговування автомобілів, використання естакади; технічна несправність устаткування, обладнання, інструменту; заміна вузлів і агрегатів з використанням піднімально-опускальних пристроїв, технічна несправність устаткування, обладнання, інструктажу (використання несправних піднімальних пристроїв; несправність і невідповідність пристроїв для встановлення (стендів,

підставок, верстатів). Недоліки конструкції, несправність інструменту і устаткування (знімачі, надставки). - недотримання послідовності виконання робіт, недотримання інструкцій і правил на виконання певних операцій, недотримання правил з охорони праці [51].

4.2 Розробка організаційно-технічних заходи по забезпеченню нормальних санітарно-гігієнічних умов праці під час роботи комбайна

Під час роботи в полі та пересування дорогами на зернозбиральному комбайні дозволено перебувати лише комбайнеру та помічнику комбайнера. Запасні ножі збиральних машин треба зберігати у дерев'яних чохлах у польовому стані. Перебувати на сільськогосподарській техніці, а також на полі, де проводяться роботи, людям, які не беруть участі у виконанні технологічного процесу, заборонено. Не дозволяється перебування працівників у кузові автомашини або тракторного причепа під час заповнення їх технологічним продуктом, а також під час транспортування продукту до місця складування. Комбайни мають бути забезпечені дерев'яними лопатами для проштовхування злежаного зерна у бункерах до вивантажувального шнека. Збиральні машини мають бути забезпечені дерев'яними підкладками для встановлення домкрата та башмаками під колеса. Під час пересування вивантажувальні шнеки та інші робочі органи збиральних машин мають бути переведені в транспортне положення. Переміщення сільськогосподарської техніки дорогами здійснюється відповідно до вимог Правил дорожнього руху, затверджених постановою Кабінету Міністрів України від 10 жовтня 2001 року № 1306 (далі - Правила дорожнього руху). Відпочинок працівників у полі дозволено тільки в спеціально відведених місцях, які обладнуються добре помітними віхами вдень і освітленими ліхтарями в темний період доби. Не дозволено відпочивати під машинами, в кабіні машини під час роботи двигуна, серед поля, у копицях тощо [52].

4.3 Моделювання небезпечних ситуацій під час роботи комбайна

Отже, проаналізувавши та виявивши небезпечні зони можна змоделювати виникнення небезпечних умов, а в подальшому і ситуацій при недотриманні хоча б однієї з вище перерахованих вимог. Наприклад розглянемо по одній небезпечній умові, що може виникнути в кожній небезпечній зоні [53] (додаток А)..

Небезпечна умова один НУ1 – надлишковий тиск у гідросистемі. НУ2 – машина знаходиться у відчепленому стані поза майданчиком. НУ3 – розкидач пофарбований в темні кольори. НУ4 – працівник не провів ТО у встановлений строк. НУ5 – рухомі частини агрегату не захищені. НУ6 – механізатор не пройшов інструктаж перед початком робіт. НУ7 – нехтування вимогами виробничої санітарії [53].

Наведені вище небезпечні умови при поєднанні з небезпечними діями працівника можуть призвести до виникнення небезпечних ситуацій, а в подальшому і до отруєнь, аварій, травм чи захворювання. Так, НД1 – працівник знаходиться поблизу гідросистеми. НД2 – навіска агрегатів до трактора. НД3 – працівник не розрахував габарити МТА. НД4 – налагодження чи проведення технічного огляду МТА. НД5 – робота без засобів індивідуального захисту. НС1 – порив магістралей гідросистеми. НС2 – падіння агрегатів при під'єднанні до трактору. НС3 – наїзд на працівника. НС4 – травмування працівника при налагодженні агрегату. НС5 – зоонозні захворювання можуть потрапити організм працівника [53].

Для попередження виникнення аварій, травм, отруєнь чи захворювання необхідно дотримуватись всіх вимог безпеки в усіх небезпечних зонах, так як порушення хоч однієї з них в кінцевому результаті може призвести до небажаних наслідків [53].

Висновки до розділу

Таким чином, нормативно-правове забезпечення відіграє важливу роль у розвитку сільського господарства України. Законодавча база, що включає ряд ключових законів та стандартів, створює основу для регулювання галузі та підвищення якості продукції. Прийняття нових законів, зокрема щодо технічного регулювання, сприяє гармонізації з європейськими стандартами. Однак, попри наявність механізмів державної підтримки, існують проблеми з фінансуванням та модернізацією галузі. Для посилення інноваційного розвитку та конкурентоспроможності необхідно оновити законодавчу базу, розробити ефективніші механізми підтримки, сприяти державно-приватному партнерству та забезпечити кращий доступ до фінансування. Включення підприємств галузі до переліку стратегічно важливих об'єктів також могло б стимулювати її розвиток [54].

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

При розрахунку показників економічної ефективності, яка виконується згідно з методикою [55], за базу для порівняння прийнято серійний комбайн, що забезпечує мінімальні наведені витрати.

Ціну нового проектного обчислюємо за формулою (5.1):

$$C_n = \frac{m_{MCY_n}}{m_{MCY_6}} \cdot \frac{M}{m} \cdot C_k, \quad (5.1)$$

де m_{MCY_n} - маса молотильно-сепаруючого пристрою проектного зразка; $m_{MCY_n}=1100$ кг, m_{MCY_6} – маса молотильно-сепаруючого пристрою серійного; $m_{MCY_6}=960$ кг, M/m – поправочний коефіцієнт, що враховує відношення маси комбайна без молотарки до повної його маси; $M/m= 0,89$, C_6 – вартість серійного комбайна.

Вихідні дані для розрахунку техніко-економічної ефективності наведено у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1.

Вихідні дані

Найменування та розмірність	Умовні позначення	базовий	проектований
1	2	3	4
Маса, кг	m	8060	8110
Продуктивність за годину експлуатаційного часу	$W_{\text{експл.}}$	24,32	32,40
Коефіцієнт готовності	K_{Γ}	0,95	0,95
Коефіцієнт використання експлуатаційного часу	$K_{\text{експл.}}$	0,65	0,75
Коефіцієнт використання змінного часу	$K_{\text{см}} = K_{\text{експл.}} \cdot K_{\Gamma}$	0,684	0,789
Нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень	E_n	0,15	0,15
Річна навантаження, ч	Γ	160	160
Витрата палива, кг/ч	g_{Γ}	17,8	17,8

Продовження таблиці 5.1.

1	2	3	4
Амортизаційні відрахування, %	A	11	11
Відрахування на ТО та ТР, %	A _{то,тр}	10	10
Знижка за кожний % неповноцінних та пошкоджених зерен,	C _к	0,1	0,1
Дроблення зерна, %	Д	2,71	0,21

Висновки до розділу

1. Економічний ефект у порівнянні з серійним комбайном 24810 грн.
2. Термін окупності додаткових капіталовкладень 2,1 рік

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті проведеного системного аналізу розроблена класифікація існуючих молотильно-сепаруючих пристроїв планетарного типу, зазначені шляхи вдосконалення молотильних пристроїв щодо підвищення якості технологічного процесу обмолоту та сепарації зерна.

Планетарний аксіально-роторний пристрій для обмолоту пшениці має переваги перед барабанним пристроєм, т.к. забезпечує змінний швидкісний режим роботи ротора, дозволяє керувати процесом обмолоту зміною інтенсивності сепарації, тривалості та числа впливів залежно від фізико-механічних властивостей рослин.

Запропоновано практичну методику та алгоритм перевірного розрахунку конструктивних параметрів та кінематичного режиму при найбільш економічній роботі пристрою бильного типу.

Дослідження моделей бітерних барабанів з різними значеннями кута нахилу зовнішньої утворює планетарного вальця аксіального ротора показали, що технологічний процес може бути виконаний найбільш якісно, якщо повідомити достатнє для цього випередження обертання в молотильній камері при порівняно невеликому значенні ступеня нерівномірності розподілу коефіцієнта випередження за довжиною ротора.

Досліджено процес травмування зерна і виведено теоретичні залежності пошкодження від швидкості зіткнення, модуля пружності поверхні, а також від товщини еластичного покриття поверхні, що сударується.

Пропонується активізувати підбарабання наданням йому зворотно-поступальних рухів. Гратчаста дека на підшипниках може вільно переміщатися вздовж осі обертання по напрямних за допомогою ексцентрикового механізму і пружини. Залежно від геометричної форми і частоти обертання ексцентрикового кулачка можна змінювати параметри (амплітуду і частоту) коливань деки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Y. Hirai, E. Inoue, K. Mori, K. Hashiguchi, PM—Power and Machinery: Investigation of Mechanical Interaction between a Combine Harvester Reel and Crop Stalks, Biosystems Engineering, Volume 83, Issue 3, 2002, Pages 307-317, ISSN 1537-5110, <https://doi.org/10.1006/bioe.2002.0118>.
(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1537511002901182>)
2. Савченко В.М. Корнієць А.А. Конструктивно-технологічна концепція зернозбирального комбайна під час роботи з обчесаним зерновим ворохом. Наукові читання—2023: матеріали науково-практичної конференції науковопедагогічних працівників, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та енергетики. 19 квітня 2023 р. Житомир : Поліський національний університет, 2023. С. 61-66.
3. Плюта В. В. Удосконалення технології вирощування кукурудзи з розробкою універсального пристосування для збирання зернової частини врожаю : кваліфікаційна робота бакалавра за спеціальністю "208 - Агроінженерія" / В. В. Плюта. — Тернопіль: ТНТУ, 2023. — 46 с. URI: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/41934>
4. Мулярчук В. О. Обґрунтування режимів роботи пристосування для обмолоту люцерни : кваліфікаційна робота : спец. 208 «Агроінженерія» / Поліський нац. ун-т, каф. агроінженерії та технічного сервісу ; наук. кер. Сукманюк О. М. — Житомир, 2023. — 41 с.
5. Корнієць А. А. Удосконалення технологічної схеми зернозбирального комбайна і параметрів його робочих органів : кваліфікаційна робота : спец. 208 «Агроінженерія» / Поліський нац. ун-т, каф. агроінженерії та технічного сервісу ; наук. кер. Савченко В. М. — Житомир, 2023. — 49 с. URI: <http://ir.polissiauniver.edu.ua/handle/123456789/14535>
6. Сукманюк О.М., Мулярчук В.О. Обґрунтування конструктивнотехнологічної схеми пристрою для обмолоту бобів люцерни. Наукові читання— 2023: матеріали науково-практичної конференції науковопедагогічних працівників, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та

- енергетики. 19 квітня 2023 р. Житомир : Поліський національний університет, 2023. С. 79-82.
7. Дудак С.М., Грицака О.М., Спірін А.В. Кінетика процесу вимолоту зерна зернозбиральними комбайнами. Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки. 2015. №1, Т.1. С. 53-56.
 8. Зубко В. М. Прилади, обладнання та системи оцінки якості проведення збирання зернових культур. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2019. Вип. 199. С. 109–121.
 9. Калініченко Д. Ю. Сучасний стан зернозбирального парку України в контексті машиновикористання. Інноваційне забезпечення виробництва органічної продукції в АПК. VII Міжнародна наукова конференція в рамках роботи XXXI Міжнародної агропромислової виставки «АГРО 2019»: збірник тез. м. Київ, Україна, 04-07 червня 2019 року. Київ. 2019. С. 92.
 10. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Аналіз систем і стратегій технічного контролю зернозбиральних комбайнів та їх складових частин. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 380–390.
 11. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Аналітичні моделі параметрів технічного контролю зернозбиральних комбайнів. Наукові доповіді Національного університету біоресурсів і природокористування України [електронне видання]. Київ. 2019. Вип. 6 (83). 13 с.
 12. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Аналітичні моделі режимів технічного контролю зернозбиральних комбайнів. Наукові доповіді Національного університету біоресурсів і природокористування України [електронне видання]. Київ. 2019. Вип. 5 (82). 18 с.
 13. Савченко В.М. Корнієць А.А. Конструктивно-технологічна концепція зернозбирального комбайна. Збірник тез IX-ї всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь». м. Житомир, 5

- квітня 2023 року. Житомир : ЖАТФК. С. 190-176.
14. Qirui Wang, Hanping Mao, Qinglin Li, Modelling and simulation of the grain threshing process based on the discrete element method, *Computers and Electronics in Agriculture*, Volume 178, 2020, 105790, ISSN 0168-1699, <https://doi.org/10.1016/j.compag.2020.105790>.
(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0168169919316928>)
 15. Hanping Mao, Qirui Wang, Qinglin Li, Modelling and simulation of the straw-grain separation process based on a discrete element model with flexible hollow cylindrical bonds, *Computers and Electronics in Agriculture*, Volume 170, 2020, 105229, ISSN 0168-1699, <https://doi.org/10.1016/j.compag.2020.105229>.
(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0168169919300985>)
 16. Patel NK, Chandra S, Kumar V. Performance evaluation of hand operated linseed thresher. *J Pharmacogn Phytochem*. 2020;9(4S):91-93.
 17. Sharma KD, Devnani RS. Threshing studies on soybean and cowpea. *Agric Mech Asia Afr Latin Am*. 1980;11(4):65-68.
 18. Zaky WM. Engineering studies on threshing of black seed (*Nigella sativa*). MSc Thesis. Agricultural Engineering Department, Faculty of Agriculture, Mansoura University; c2006.
 19. Chandrakanthappa K, Batagurki SB, Kumar C. Evaluation of different threshing methods for primary processing of finger millet. *Mysore J Agric Sci*. 2001;35(2):128-132.
 20. Sudajan S, Salokhe VM, Triratamasirichai K. Effect of type of drum, drum speed, and feed rate on sunflower threshing. *Biosyst Eng*. 2002;83(4):413-421.
 21. Varshney AC, Tiwari PS, Narang S, Mehta CR. Data book for agricultural machinery design. Bhopal: CIAE; c2004. p. 392-404.
 22. Behera BK, Dash SK, Das DK. Development and testing of a power-operated wheat thresher. *Agric Mech Asia Afr Latin Am*. 1990;21(4):15-21.
 23. Geeta Patel, Dr. RK Naik and Sourabh Kumar Dewangan. Study on different threshing technology and factor influencing threshing of linseed for the development of linseed thresher: A review. *Int. J. Adv. Biochem. Res*.

- 2024;8(8):321-326. DOI: [10.33545/26174693.2024.v8.i8e.1749](https://doi.org/10.33545/26174693.2024.v8.i8e.1749)
24. Dai F, Song X F, Zhao W Y, Han Z S, Zhang F W, Zhang S L. Motion simulation and test on threshed grains in tapered threshing and transmission device for plot wheat breeding based on CFD-DEM. *Int J Agric & Biol Eng*, 2019; 12(1): 66–73.
 25. Fu J, Chen Z, Tian L Q, Han L J, Ren L Q. Review of grain threshing theory and technology. *Int J Agric & Biol Eng*, 2018; 11(3): 12–20.
 26. <https://patents.su/3-808043-molotilno-separiruyushhee-ustrojst-bo.html>
 27. <https://patents.su/3-725611-molotilnoe-ustrojstvo.html>
 28. <https://patents.su/2-938822-molotilnyjj-apparat.html>
 29. <https://patents.su/4-1017216-molotilno-separiruyushhee-ustrojstvo.html>
 30. <https://patents.su/3-1653618-molotilno-separiruyushhee-ustrojstvo.html>
 31. <https://patents.su/3-1667718-aksialno-rotornoe-molotilno-separiruyushhee-ustrojstvo.html>
 32. <https://patents.su/3-1680004-aksialnoe-molotilno-separiruyushhee-ustrojstvo.html>
 33. <https://patents.su/2-1445624-molotilno-separiruyushhee-ustrojstvo.html>
 34. Dai F, Zhao W Y, Han Z S, Li X K, Gao A M, Liu X L. Improvement and experiment on 4GX-100 type wheat harvester for breeding plots. *Transactions of the CSAM*, 2016; 47(S1): 196–202.
 35. Dai F, Song X F, Shi R J, Guo W J, Zhao Y M, Wang F, et al. Movement law of the threshing material in threshing and cleaning machine for plot-bred wheat. *Int J Agric & Biol Eng*, 2022; 15(3): 100–106.
 36. Agha, S. K., Oad, F. C., & Saddiqui, M. H. (2004). Gain loss of wheat as affected by threshing timings, PAK. *Pakistan Journal of Agriculture and Biology*, 6(4), 1170-1171.
 37. Rana Shahzad Noor, Fiaz Hussain, Hassan Farid Khan, Anis Ali Shah and Adnan Noor Shah. (2023). Effect of crop maturity condition and operating factors on the threshing performance of wheat thresher. *Journal of Pure and Applied Agriculture*, 8(2). Retrieved from <https://ojs.aiou.edu.pk/index.php/jpaa/article/view/1464>
 38. Derevjanko, D., Holovach, I., Bulgakov, V., Kuvachev, V., & Olt, J. (2020).

- Theoretical and experimental research into impact of threshing tools in combine grain harvesters on quality of cereal crop seeds.
<https://dspace.emu.ee/items/2ee79790-84a7-4729-abdb-34679a4f7282>
39. Ma J, He Q, Geng D, Niu L, Cui Y, Yu Q, Yin J, Wang Y, Ni L. Research and Experimentation on Sparse–Dense Interphase Curved-Tooth Sorghum Threshing Technology. *Agriculture*. 2024; 14(10):1722. <https://doi.org/10.3390/agriculture14101722>
 40. He, Q.; Wang, Q.; Geng, D.; Li, D.; Niu, L.; Ma, J.; Zhang, C.; Ming, J.; Ni, L. Design and Experiment of Grain Lifter for Sorghum Harvester. *Appl. Sci.* 2023, 13, 13168. [[Google Scholar](#)] [[CrossRef](#)]
 41. Astanakulov, K.D.; Umirov, A.T.; Sultanbekova, P.S.; Alpamysova, G.B. Determination of working indicators of New Holland TS-5060 combine for soy bean harvesting. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.* 2021, 839, 052048. [[Google Scholar](#)] [[CrossRef](#)]
 42. Rogovskii, I.L.; Martiniuk, D.I.; Voinash, S.A.; Luchinovich, A.A.; Sokolova, V.A.; Ivanov, A.M.; Churakov, A.V. Modeling the throughput capacity of threshing-separating apparatus of grain harvester's combines. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.* 2021, 677, 042098. [[Google Scholar](#)] [[CrossRef](#)]
 43. Ryadnov, A.I.; Fedorova, O.A.; Sharipov, R.V.; Baril, V.A. Sorghum harvester work quality assessment. *Conf. Ser. Earth Environ. Sci.* 2021, 786, 012030. [[Google Scholar](#)] [[CrossRef](#)]
 44. Tang, Z.; Li, Y.; Xu, L.; Zhao, Z.; Li, H. Effects of different threshing components on grain threshing and separating by tangential-axial test device. *Trans. CSAE* 2011, 27, 93–97. [[Google Scholar](#)]
 45. Kang, D.; Wu, C.; Liang, S.; Tang, Q. Design and test of threshing device of millet combine harvester. *J. China Agric. Univ.* 2017, 22, 135–143. [[Google Scholar](#)]
 46. Dafang Guo, Yuefeng Du, Linze Wang, Weiran Zhang, Tiantian Sun, Zhikang Wu, Digital twin for monitoring threshing performance of combine harvesters, *Measurement*, Volume 239, 2025, 115411, ISSN 0263-2241,

- <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2024.115411>.
(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S026322412401296X>)
47. Yifan Sun, Renjie Liu, Man Zhang, Minzan Li, Zhenqian Zhang, Han Li, Design of feed rate monitoring system and estimation method for yield distribution information on combine harvester, Computers and Electronics in Agriculture, Volume 201, 2022, 107322, ISSN 0168-1699, <https://doi.org/10.1016/j.compag.2022.107322>.
(<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0168169922006329>)
48. Ловеїкін В. С., Човнюк Ю. В., Не́довесов В. І. та ін Обґрунтування параметрів молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна. Монографія/. – К.: ЦП «КОМПРИНТ», 2016. – 238 с. ISBN <https://dglb.nubip.edu.ua/server/api/core/bitstreams/b6079d2b-a5c9-430f-8164-ec8fab1b328/content>
49. Ренкас А. Удосконалення комплексу машин для вирощування озимої пшениці з модернізацією процесу збирання зернозбирального комбайна Енісей-1200 : кваліфікаційна робота / А. Ренкас ; кер О. П. Рябчук. – Житомир : ЖАТФК, 2024. – 67 с. <http://repository.zhatk.zt.ua/handle/123456789/641>
50. Ярошович І.Г., Чайковський Б.П., Ярошович В.І., Шалько А.В. Навчальний посібник для контролю та перевірки знань здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 204 «Технологія виробництва і переробки продукції тваринництва» з навчальної дисципліни "Охорона праці (Охорона праці в галузі)". Львів. 2024. 123 с.
51. Роман Б.З. Удосконалення технології та пристрою для перекачування оливи в гідравлічних і системах мащення зернозбиральних комбайнів в польових умовах Дипломний проєкт. Дубляни: Львівський національний університет природокористування, 2024. 56 с.
https://repository.lnup.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/1773/1/Roman_bach.pdf
52. НПАОП 01.0-1.02-18 «Правила охорони праці в сільськогосподарських підприємств» <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1090-18#Text>

53. Фіряєв С.І. Удосконалення методу обчислення насіннєвого вороху на корені
Кваліфікаційна робота (дипломний проект) перший (бакалаврський). Умань,
УНУС, 2024: 42с.
54. Харчук, В. В. (2024). Нормативно-правове забезпечення діяльності
підприємств сільськогосподарського машинобудування. *Академічні візії*, (35).
вилучено із <https://academy-vision.org/index.php/av/article/view/1378>
55. Чіков, І. А. (2024). Теоретико-методичні аспекти наукових підходів до
оцінки ефективності діяльності підприємств АПК. *Підприємництво і
торгівля*, (41), 104-117. <https://doi.org/10.32782/2522-1256-2024-41-14>

ДОДАТКИ