

Центральноукраїнський національний технічний університет
Агротехнічний факультет
Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”
Зав. кафедрою СГМ
к.т.н., професор
_____Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ
“ ____ ” _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

«Удосконалення зернозбирального комбайна з дослідженням системи
обмолоту»

Виконав здобувач вищої освіти II курсу,
групи ГМ-24М-1
ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____Соломаха Андрій Сергійович
« ____ » _____ 2026 р.

Керівник роботи
доцент, канд. техн. наук
_____Ірина СИСОЛІНА
« ____ » _____ 2026 р.

Рецензент
доцент, канд. техн. наук
_____Станіслав КАТЕРИНІЧ
« ____ » _____ 2026 р.

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет Агротехнічний

Кафедра Сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітньо-наукова програма «Галузеве машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ

«___» _____ 2026 року

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ**

_____ Соломаха Андрій Сергійовича
прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи (проекту) Удосконалення зернозбирального комбайна з дослідженням системи обмолоту
2. Керівник роботи (проекту) Сисоліна Ірина Петрівна, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
3. Строк подання роботи до захисту 05.05.2026 р.
4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи Наукове обґрунтування параметрів молотильного апарата, що дозволить зменшити енергоємність ударного впливу та супутнє пошкодження структури зерна.
5. Перелік ілюстративного матеріалу 1. Стан досліджуваного питання; 2. Вибір напрямку досліджень; 3. Теоретичний аналіз об'єкта дослідження; 4. Практична реалізація результатів досліджень.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Виконання розділу «Вступ»	02.02.2026 р.	
2	Виконання розділу «Стан досліджуваного питання та вибір напрямку досліджень»	27.02.2026 р.	
3	Виконання розділу «Наукова частина»	27.03.2026 р.	
4	Виконання розділу «Практична реалізація результатів досліджень»	15.04.2026 р.	
5	Виконання розділу «Охорона праці».	22.04.2026 р.	
6	Формулювання загальних висновків. Оформлення пояснювальної записки та ілюстративної частини. Підготовка до захисту.	05.05.2026 р.	

Дата видачі завдання
«19» січня 2026 р.

Підпис керівника

(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання
«19» січня 2026 р.

Підпис здобувача _____

(прізвище та ініціали)

Анотація

У роботі проведено комплексний аналіз сучасного стану та перспектив модернізації зернозбиральної техніки в умовах інтенсифікації аграрного сектору України. Обґрунтовано перехід від традиційного ударного впливу до вібраційно-деформаційних методів відокремлення зерна. Розглянуто конструкцію експериментального молотильного апарата з багатогранними вальцями, що реалізує принцип «вигину-зламу» з використанням еластичного удару.

Ключові слова: зернозбиральний комбайн, молотильний апарат, вібраційний обмолот, травмування зерна, пропускна здатність

Abstract

This study provides a comprehensive analysis of the current state and prospects for modernizing grain harvesting machinery amidst the intensification of Ukraine's agricultural sector. A transition from traditional impact-based methods to vibration-deformation techniques for grain separation is substantiated. The design of an experimental threshing unit featuring multifaceted rollers, which implements the "bend-break" principle through elastic impact, is examined.

Keywords: combine harvester, threshing unit, vibratory threshing, grain damage, throughput capacity

ЗМІСТ

Номер		
Розділу	Структурна одиниця і розділ	Сторінка
1	Вступ	6
2	Стан досліджуваного питання та вибір напряму досліджень	8
3	Наукова частина	18
4	Практична реалізація результатів досліджень	34
5	Охорона праці	52
6	Загальні висновки	56
-	Список використаних джерел	58

1. ВСТУП

Економічна стабільність України в сучасних реаліях безпосередньо корелює з ефективністю агропромислового сектору. Маючи в розпорядженні значні площі родючих чорноземів, країна не лише гарантує власну продовольчу безпеку, а й посідає чільне місце серед провідних експортерів сільськогосподарської продукції на світовому ринку. Проте подальше зростання галузі вимагає системного переходу до високотехнологічних методів господарювання та глибокої модернізації технічного парку.

Ключовим етапом у циклі вирощування зернових культур є мінімізація втрат під час збирання врожаю. Традиційні технічні рішення, попри їхню поширеність, часто мають конструктивні обмеження:

Незважаючи на високу продуктивність сучасних самохідних машин, традиційні методи механічного обмолоту стикаються з низкою фундаментальних обмежень. Головною проблемою залишається висока енергоємність ударного впливу та супутнє пошкодження структури зерна.

Механічне травмування, тобто інтенсивна взаємодія бичів барабана з колосом часто призводить до появи мікротріщин, критично знижує схожість насіннєвого фонду.

Енергетичний дисбаланс полягає в тому, що значна частка потужності двигуна витрачається на деформацію соломистого вороху, а не на корисну роботу з виділення зерна.

Залежність від середовища, а саме ефективність класичних молотарок стрімко падає при роботі з вологою або забур'яненою масою, вимагає розробки адаптивніших робочих органів.

Ці актуальні питання досліджували і досліджують науковці серед яких Войтюк Д. Г. [11], Заїка П.М. [3], Лебедєв А. Т. [6], Сисолін П.В. [10, 12], [2, 5] тощо.

Висока енергоємність обмолоту хлібної маси та значне механічне травмування зерна (особливо за умов підвищеної вологості) залишаються критичними проблемами для сучасних комбайнів.

Дослідження роботи молотильного апарата комбайна актуальне, воно стоїть на стику біологічних вимог (збереження якості зерна) та техніко-економічних показників (швидкість, пальне, гроші).

Необхідність розробляти більш адаптивні режими роботи, які дозволяють комбайну зберігати максимальну продуктивність протягом всього світлового дня, виникає оскільки з-за глобальних змін клімату терміни збирання стають більш стислими, а вологість маси – непередбачуваною [14].

2. СТАН ДОСЛІДЖУВАНОГО ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Опис аналогів зернозбиральної техніки

Технологія збирання зернових, бобових та круп'яних культур в Україні визначається поточним станом хлібостою, характеристиками сорту та кліматичними факторами. Аграрії зазвичай застосовують один із двох базових підходів: пряме комбайнування (однофазний метод) або роздільне (двофазне) збирання.

Перший метод передбачає виконання повного циклу робіт за один прохід машини. Зернозбиральний агрегат одночасно зрізає (або очісує) масу, проводить обмолот, очищує збіжжя та спрямовує його до накопичувального бункера.

Другий - вимагає використання валкових жаток для попереднього скошування рослин. Стебла вкладаються у валки для підсушування на термін від 4 до 6 діб, після чого їх підбирають комбайни для фінальної переробки.

Певна кількість невеликих господарств продовжує успішно експлуатувати комбайни серії ДОН-1500, що базуються на традиційній технологічній схемі. Конструкція такої машини охоплює молотильно-сепаруючий вузол, систему вентиляційного очищення, бункер із механізмом вивантаження та повний набір адаптерів - від зернових жниварок до платформ-підбирачів. Зернозбиральний комбайн ДОН-1500 із платформою підбирачем і жаткою наведений на рисунку 2.1.



Рис. 2.1. Комбайн ДОН-1500

Більш сучасним представником класичного напрямку є КЗС-9-1 (рис. 2.2). Ця модель оснащена бильним молотильним апаратом і клавiшним соломотрясом, що дозволяє працювати з величезним спектром культур: кукурудзою, соняшником, соєю, ріпаком та навіть лікарськими травами.

Переваги конпонування КЗС-9-1: центральна кабіна забезпечує оператору панорамний огляд робочої зони по всій ширині захвату, розташування двигуна та бункера позаду кабіни захищає водія від надмірного тепла, вібраційних навантажень та шуму, оптимальна розваговка по осях покращує керованість техніки та підвищує безпеку під час переїздів.

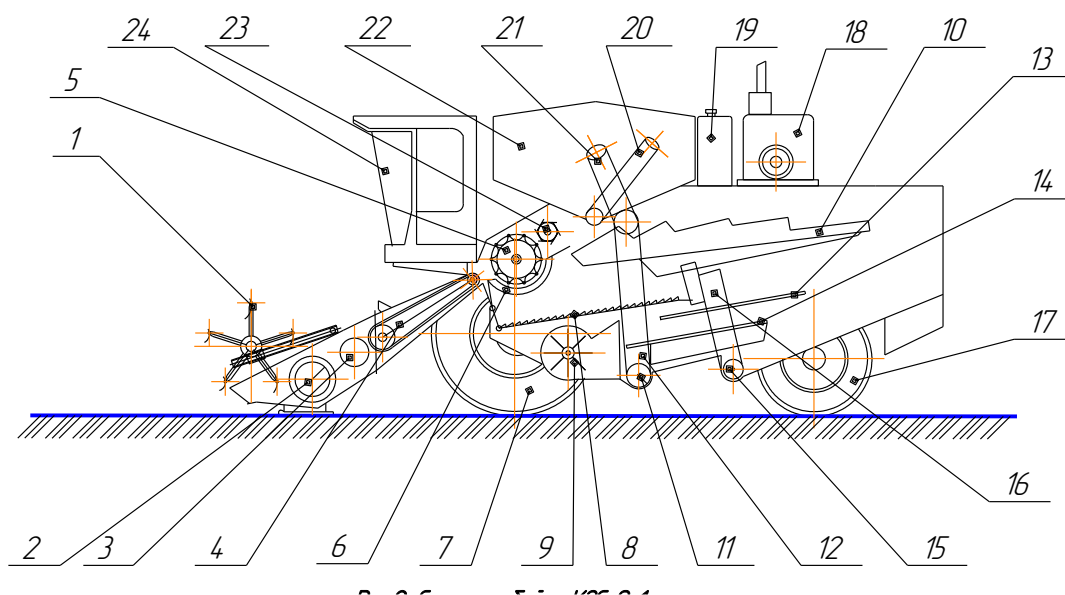


Рис. 2.2. Схема комбайна КЗС 9-1:

1 - мотовило, 2- шнек жатки, 3- приставка, 4- наклонна камера, 5- молотильний барабан, 6- підбарабання, 7- ведуче колесо, 8- стрясна дошка, 9- вентилятор, 10- соломотряс, 11- зерновий шнек, 12- зерновий елеватор, 13- верхнє решето, 14- нижнє решето, 15- колосовий шнек, 16- колосовий елеватор, 17- керуюче колесо, 18- двигун, 19- паливний бак, 20- вивантажуючий шнек, 21- завантажуючий шнек, 22- бункер, 23- відбійний бітер, 24- кабіна

Схема роботи молотильного апарата комбайна КЗС 9-1 «Славутич» наведена на рис. 2.3.

Для підвищення пропускної здатності використовують роторні машини, прикладом яких є КЗС-9Р (рис. 2.4). У таких конструкціях традиційні соломотряси відсутні, а їхню роль виконує потужний ротор.



Рис. 2.3. Схема роботи молотильного апарата комбайна КЗС 9-1 «Славутич»

Особливості роторного обмолоту: зернова маса обробляється шляхом ударів та інтенсивного перетирання між ротором і деталями підбарабання; процеси молотьби та сепарації об'єднані в одному вузлі, що спрощує механіку машини; роторні системи забезпечують у 1,5–2 рази менші втрати врожаю; завдяки специфіці тертя значно знижується рівень механічного травмування та подрібнення зерна.

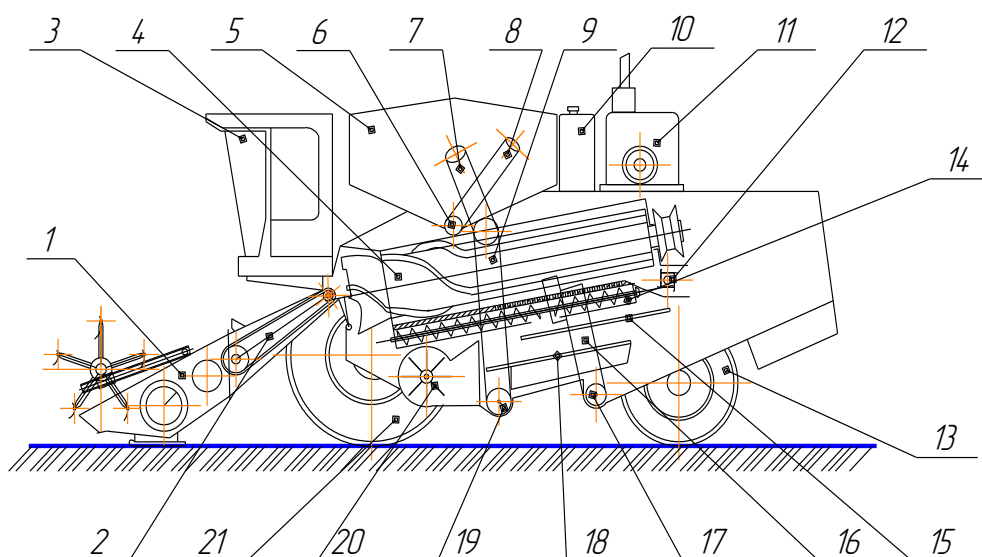


Рис. 2.4. Схема комбайна КЗС 9Р:

1 – жатка, 2- наклонна камера, 3- кабіна, 4 – молотильний ротор, 5 – бункер, 6- вивантажувальний шнек, 7- завантажувальний шнек, 8 – вивантажувальна

труба, 9 - зерновий елеватор, 10 - паливний бак, 11 - двигун, 12- відбійний бітер, 13- керуюче колесо, 14 - шнек сепаратора, 15 - верхнє решето, 16- колосовий елеватор, 17- колосовий шнек, 18 - нижнє решето, 19- зерновий шнек, 20- вентилятор, 21- ведуче колесо

Окреме місце в еволюції збиральної техніки посідає модель TF-78 від бренду New Holland (рис. 2.5). Інженери компанії пішли шляхом радикальної модернізації, відмовившись від стандартних клавіш соломотряса на користь поперечного ротора.

Механізм роботи TF-78: встановлений ротор розділяє масу грубого вороху, що надходить від молотильного барабана, на два паралельні потоки; поєднання молотильного та обчісувального пристроїв із відбійним бітером значно інтенсифікує процес сепарації. Таку конструктивну схему впроваджено для прискорення переміщення хлібної маси через молотарку, що критично важливо при високій врожайності.

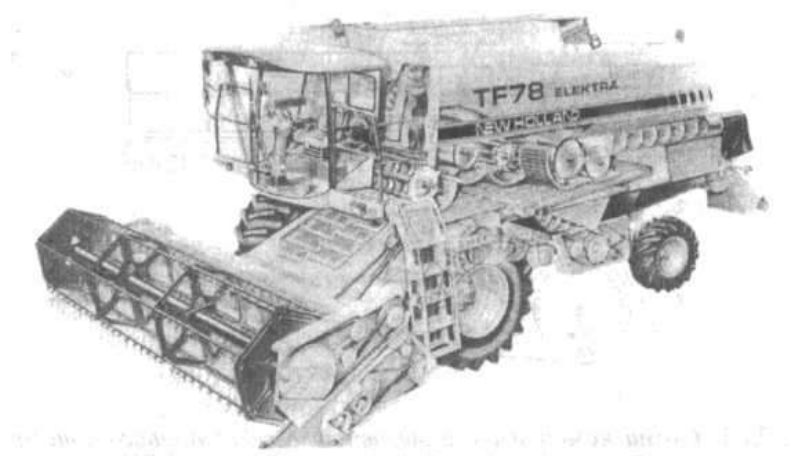


Рис. 2.5. Роторний комбайн New Holland TF-78

Аналіз практичного використання показує, що роторні машини демонструють вищу витривалість порівняно з агрегатами класичного типу. Завдяки відсутності складних клавішних механізмів та вдосконаленню системи приводів, такі комбайни стабільно працюють протягом 15–16 років. Спрощення механічної структури (відсутність вібруючих клавіш) зменшує втомні напруження металу рами, що безпосередньо впливає на довговічність.

Німецький концерн Claas створив одну з найпотужніших машин у класі - Lexion-480, оснастивши її двигуном на 275 кВт (рис. 2.6, 2.7, табл. 2.1).

Однією з найцінніших властивостей роторних систем є їхня здатність до саморегуляції робочого процесу. Оскільки масивний ротор має значний момент інерції, він виконує роль своєрідного маховика.

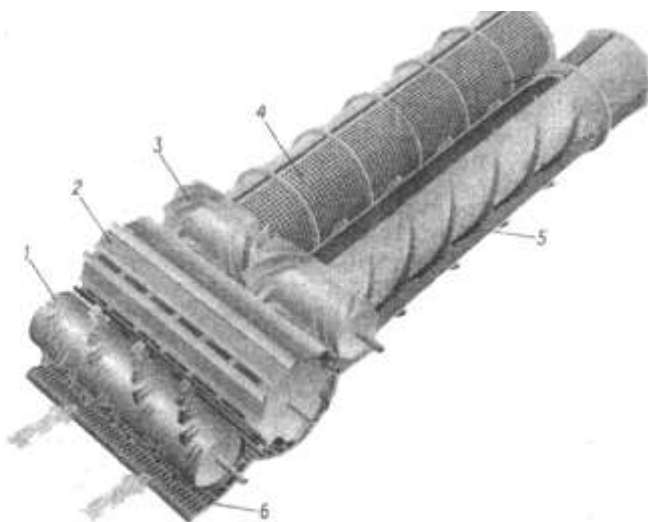


Рис. 2.6. Молотильний пристрій комбайна "Лексіон-480":

1 – розпушувально-сепараційний барабан; 2 – бильний молотильний барабан;
3 – відбійний бітер; 4 – решітчастий циліндр; 5 – ротор; 6 – решітчаста дека

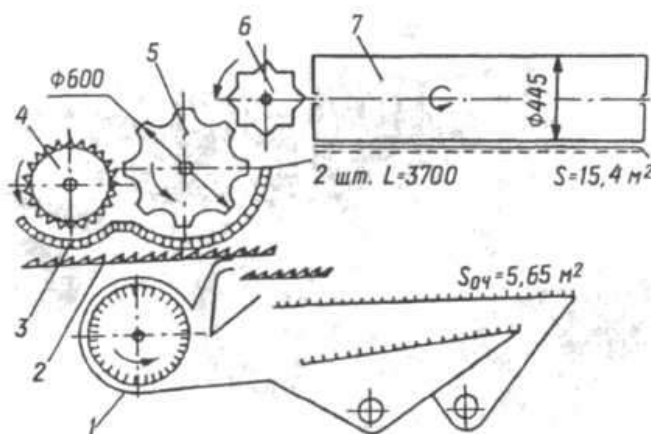


Рис. 2.7. Схема комбінованого молотильно-сепараційного пристрою
комбайна “Лексіон-480” фірми Claas Германия

1 – каскадна очистка; 2 – стрясни дошка; 3 – решітчаста дека; 4 – розпушувально-сепараційний барабан; 5 – бильний молотильний барабан;
6 – відбійний бітер; 7 – ротори

Однією з найцінніших властивостей роторних систем є їхня здатність до саморегуляції робочого процесу. Оскільки масивний ротор має значний момент інерції, він виконує роль своєрідного маховика.

Ротор ефективно нівелює негативні наслідки нерівномірного подавання хлібної маси, яке часто трапляється через зміну вологості або густоти посіву. Це дозволяє утримувати рівень втрат зерна в межах 1,5% (згідно з агротехнічними вимогами) навіть при різких змінах умов збирання та за значно вищою продуктивності, ніж у комбайнів із клавішним соломотрясом.

Таблиця 2.1 - Кобайн Claas Lexion-480

№	Технічна особливість	Опис та переваги
1	Подвійна роторна система	Встановлено два поздовжніх ротори, що обертаються у протилежних напрямках для ідеальної сепарації
2	Гвинтовий бітер	Відбійний пристрій має спеціальну поверхню з правим та лівим спрямуванням витків
3	Рекордна площа	Сумарна площа сепарації становить вражаючі 15,4 м ²
4	Молотильний апарат	Використання комбінованої двобарабанної схеми забезпечує максимальну пропускну здатність

Зернозбиральні машини, що оснащені очісуючими пристроями, демонструють значно меншу енергомісткість порівняно з традиційними жатками. Завдяки тому, що робочі органи не перевантажуються зайвою соломною, вони функціонують надійніше, демонструючи стабільні результати навіть на полях із високим рівнем забур'яненості або при збиранні перезволоженого хлібостою.

Причіпний комплекс моделі КЗНС-3 (рис. 2.8) розроблений для роботи в парі з трактором ХТЗ-121, який має специфічну конфігурацію з двома валами відбору потужності (ВВП): очісуюча жатка монтується на передню начіпку та приводиться в дію переднім ВВП, на задню навіску встановлюється основний молотильно-сепаруючий блок. Передача маси між цими двома модулями здійснюється за допомогою похилого транспортера.

Однією з найважливіших екологічних переваг такої схеми є дбайливе ставлення до родючого шару землі. Оскільки кожен модуль має власні опорні колеса, сумарне навантаження розподіляється рівномірно на вісім колес. Це дозволяє суттєво знизити питомий тиск і запобігти небезпечному переущільненню ґрунту, що є критичним для майбутніх врожаїв.

Існує досить поширена помилка, нібито основний процес відокремлення зерна відбувається безпосередньо в зазорі між молотильним барабаном і декою. Проте наукові дослідження вказують на інше: в зоні деки вивільняється лише близько 15% всього зерна, а приблизно 80% врожаю вимолочується в момент першого контакту бича з колосом. Саме цей різкий удар стає причиною мікротравмування та подрібнення насінин.

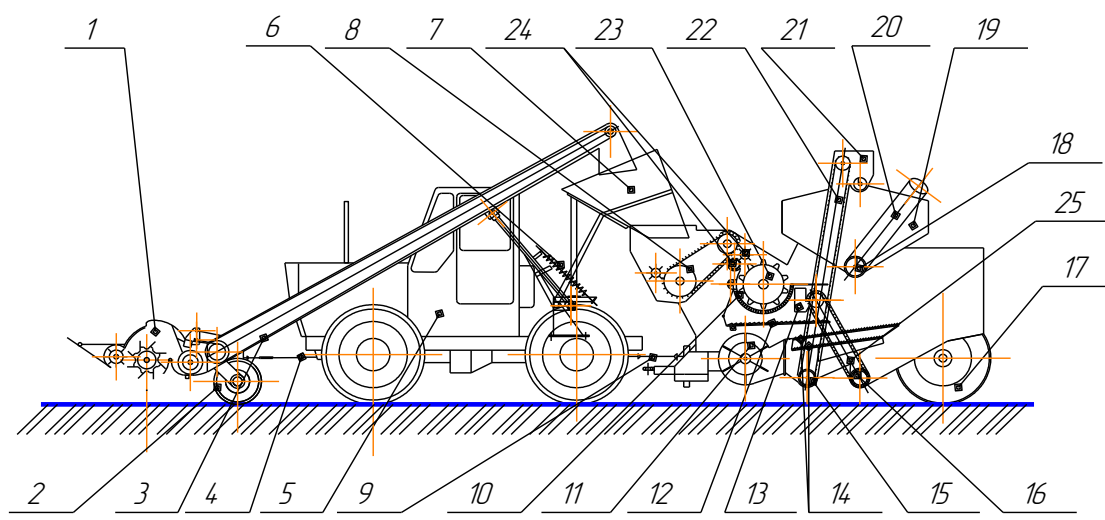


Рис. 2.8. Схема комбайна КЗНС-3

1 – очісуюча жатка, 2 – опорне колесо жатки, 3 – похилий транспортер, 4 – передній ВВП, 5 – трактор ХТЗ-121, 6 – компенсуючий пристрій, 7 - воронка, 8 – транспортер молотарки, 9 – задній ВВП, 10 - підбарабання, 11 - вентилятор, 12 - стрясна дошка, 13 – домолочуючий пристрій, 14 – решітний стан, 15 - зерновий шнек, 16 - колосовий шнек, 17 – опорне колесо молотарки, 18 - вигрузний шнек, 19 - бункер, 20 – вигрузні труби, 21 – розподільний пристрій, 22 - зерновий елеватор, 23 - молотильний барабан, 24 - відбійні бітери, 25 - колосовий елеватор

Схема, за якою працює КЗНС-3, пропонує альтернативу - еластичний обмолот. Спочатку зернова маса (яка майже не містить соломи) проходить через

спеціальні вальці, а вже потім потрапляє до барабана. Такий делікатний підхід суттєво зменшує механічне травмування зернівки.

Відсутність великого об'єму соломи у воросі, що обробляється, дозволяє повністю відмовитися від громіздких соломотрясів. Це веде до низки позитивних наслідків: зменшення маси та ціни (агрегат стає легшим і доступнішим для аграріїв), зростання продуктивності (підвищується загальна пропускна здатність машини та швидкість її руху по полю), якість виходу (знижуються втрати та зберігається цілісність насіннєвого матеріалу).

Сьогодні попит на подібні технології зростає, адже вони дозволяють збирати врожай швидше та якісніше, що особливо важливо в умовах мінливого клімату.

Агротехнічні нормативи та критерії якості збирання.

Для забезпечення максимальної ефективності та мінімізації економічних збитків під час жнив, технологічний процес прямого комбайнування, що реалізується методом очісування, має відповідати суворим галузевим стандартам. Ці параметри визначають гранично допустимі рівні втрат та ступінь чистоти отриманої продукції при оптимальному навантаженні на вузли машини.

Сумарний обсяг збіжжя, що втрачається у процесі роботи, суворо регламентується залежно від місця виникнення та способу збирання:

Втрати за жнивною частиною - під час прямого оброблення хлібостою стандартного стану вони не повинні виходити за межі 1%. У разі підбору якісно сформованих валків цей показник є ще жорсткішим - максимум 0,5%.

Втрати недомолотом - сумарний обсяг зерна, що залишається у колосках після проходження через молотарку, має становити не більше 1,5%, за умови, що вологість матеріалу не перевищує 18%.

Збереження цілісності оболонок зерна є критичним для його подальшого зберігання та посівних якостей. Допустимий рівень подрібнення або обрушення насіння продовольчої та кормової категорій залежить від біологічних особливостей культури: для колосових культур поріг пошкоджень встановлено на рівні 2%, для зернобобових та круп'яних через специфіку будови насінини

допускається до 3% дроблення, для рису, як однієї з найбільш вразливих культур, дозволяється рівень механічного травмування до 5%.

Рівень сторонніх домішок у накопичувальній ємності комбайна безпосередньо впливає на витрати при подальшому очищенні та сушінні. Встановлені наступні мінімальні пороги чистоти для зерна з вологістю до 18% для: прямого комбайнування - при роботі на чистих (незасмічених) полях показник має бути не нижчим за 95%, роздільного збирання - під час підбору валків технологія забезпечує вищу чистоту - на рівні 96%. Дотримання цих нормативів дозволяє значно підвищити класність отриманого зерна та зменшити витрати на його післязбиральну доробку.

2.2. Напрями оптимізації конструкції

Оптимізація конструкції сучасних зернозбиральних агрегатів - це комплексний процес, спрямований на синергію між механічною надійністю, якістю вихідної продукції та впровадженням інтелектуальних систем керування. Можна виділити наступні ключові вектори розвитку техніки:

Вдосконалення молотильно-сепаруючих систем, тобто перехід від енергоємного ударного впливу до делікатніших способів відокремлення зерна, важливими стають:

- вібраційні технології (впровадження багатогранних вальців, що забезпечують руйнування зв'язків через втомні деформації плодоніжок, а не через нищівний механічний удар);
- адаптивна геометрія зазору (автоматичне регулювання відстані між декою та барабаном у реальному часі, залежно від вологості та щільності подачі хлібної маси);
- зменшення травматизму (використання еластичних матеріалів для покриття робочих органів (бичів, планок), що критично важливо для збереження схожості насіннєвого фонду).

Впровадження елементів Agriculture 4.0 та штучного інтелекту дозволяє оптимізувати роботу вузлів під мінливі умови поля за рахунок:

- системи інтелектуального моніторингу втрат (встановлення датчиків, які не просто фіксують наявність зерна в полові, а аналізують причину втрат (недомолот чи недосконала сепарація) і самостійно коригують швидкість руху);
- автоматичне картування врожайності (інтеграція GPS-модулів та вагів для створення карт диференційованого внесення добрив у наступних сезонах).

Енергоефективність та зниження металоємності, тобто оптимізація балансу потужності дозволяє суттєво зменшити витрати пального, зокрема впровадження модульних причіпних схем (розвиток концепцій типу КЗНС-3, що дозволяють розподіляти навантаження на ґрунт і використовувати енергетичний потенціал наявних у господарстві тракторів замість дорогих самохідних комбайнів).

Екологічна безпека та захист ґрунту, зокрема зниження питомого тиску (перехід на широкопрофільні шини низького тиску або гумові гусеничні рушії для збереження структури родючого шару).

3. НАУКОВА ЧАСТИНА

3.1. Аналіз процесу обмолоту вібрацією

Властивості фіксації зерна - його пружні та в'язкі характеристики - є визначальними чинниками при проектуванні вібраційних систем обмолоту. Саме ці константи диктують необхідні режими механічного впливу для ефективного виділення врожаю.

Конструкція вібраційних механізмів базується на використанні багатогранних (полігональних) вальців (рис. 3.1). Їх встановлюють у специфічній послідовності: ребро одного вальця має знаходитися чітко навпроти грані іншого.

Коли вальці починають обертатися, виникає інтенсивне тремтіння стебел, що проходять крізь робочу зону.

Похилий конвеєр подає рослинну масу зі швидкістю, яка є значно нижчою за колову швидкість самих вальців. Це створює умови для багаторазового динамічного впливу на кожен колосок.

$$V = \frac{(\varphi - S_a)\omega}{\alpha}$$

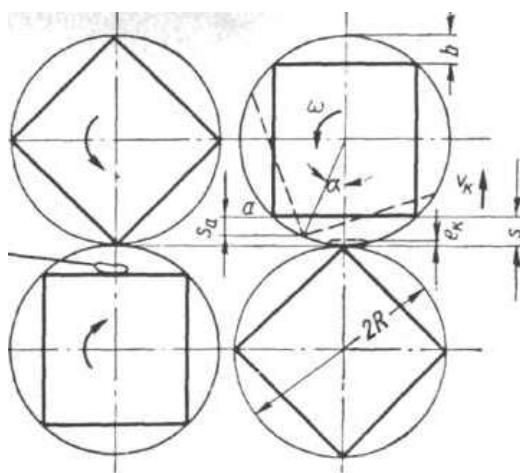


Рис. 3.1. Принципова схема вібраційного обмолоту

Для точного налаштування процесу використовують наступні розрахункові формули:

Амплітуда коливального процесу (B) залежить від різниці між радіусами описаного та вписаного кіл багатогранника (b):

$$B = 2b$$

Частота коливань (p) визначається кількістю граней вальця (k) та інтенсивністю його обертання (n , об/хв):

$$p = \frac{n \cdot k}{60}$$

де k - кількість гранів вала

Швидкість коливання

$$v = \frac{B}{T}$$

Період коливань

$$T = \frac{60}{n \cdot k}$$

За умови, що обмолочувана маса повністю заповнює технологічний зазор і піддається стисненню, її середню швидкість (v_{cp}) можна виразити через амплітуду та період:

$$v_{cp} = \frac{2b}{T} = \frac{bnk}{30}$$

Реальні показники швидкості варіюються залежно від частоти обертів, щільності шару зернової суміші та її індивідуальних фізико-механічних властивостей.

Під час проходження між вальцями колос долає дистанцію від ребра нижнього робочого органа (ребра нижнього вальця) до ребра верхнього. Цей шлях (S_k) пов'язаний із переміщенням точки a на поверхні вальця (S_a) (рис.3.3) наступним співвідношенням:

$$S_k = S_a \frac{v_{kg}}{v_a}$$

де S_a - шлях точки a верхнього вальця;

v_a - швидкість руху точки a на верхньому вальці,

v_k - фактична швидкість переміщення колоса, яка розраховується

$$v_k = v_a \varepsilon$$

де ε - коефіцієнт, що враховує динамічний сплеск під час механічного удару.

Шлях колоса

$$S_{\partial k} = S - S_a - e_k$$

де e_k - товщина колоса (взагалі товщина шара).

З цих виразів можна визначити S_a :

$$S_a = \frac{S - e_k}{1 - \varepsilon}$$

Крім того, для визначення траєкторії точки a (S_a) враховують геометричні параметри вальців, товщину шару маси (e_k) та конструктивну особливість профілю (b):

$$S_a = \sqrt{4R^2 - (2R - e_k + b)^2}$$

Такий підхід дозволяє оптимізувати час перебування колоса в зоні активної вібрації, забезпечуючи максимальну чистоту обмолоту при збереженні цілісності зерна.

Використовуючи значення S_a , отримуємо

$$B = 2(b - S_a) = 2\left(b - \frac{S - e_k}{1 - \varepsilon}\right)$$

Термін коливань T визначається часом, за котре точка a переміститься на кут 2α :

$$T = \frac{2\alpha}{\omega} \quad (3.1)$$

де ω - кутова частота.

Далі можна написати, що

$$B = 2R(1 - \cos \alpha) \quad (3.2)$$

Враховуючи формули (3.1) и (3.2) маємо

$$\alpha = \arccos\left(1 - \frac{b}{R} - \frac{S - e_k}{R(1 - \varepsilon)}\right)$$

Підставляя значення B и T , визначаємо середню швидкість

$$a = \frac{\left(b - \frac{S - e_k}{1 - \varepsilon}\right)\omega}{\arccos\left(1 - \frac{b}{R} - \frac{S - e_k}{R(1 - \varepsilon)}\right)} \quad (3.3)$$

При $e_k = S$ формула (3.3) визначає середню швидкість точки a на шляху $(B - S_a)$. Для колоса можна швидкість записати

$$v_k = v\varepsilon$$

Тоді середня робота за удар виражається формулою

$$A = \frac{m}{2}(\varepsilon v)^2$$

де m - маса однієї зернини.

Ефективність функціонування вібраційно-деформаційних робочих органів залежить від правильного вибору геометричних та кінематичних характеристик. Основним завданням при проектуванні є досягнення повного вимолоту при збереженні біологічної цілісності насіння.

3.2. Програма та методика лабораторних випробувань

3.2.1 Підготовка дослідних зразків

Для отримання достовірних залежностей необхідно підготувати декілька партій колосків (пшениці, ячменю або жита) з різним рівнем вологості: контрольна група - стандартна вологість 14%, дослідні групи - зразки з вологістю 19%, 24% та 29%.

Сухі колоски витримують у герметичних камерах над водою або використовують дрібнодисперсне обприскування з подальшою експозицією протягом 24 годин для вирівнювання вологи всередині зернини та лусок (метод зволоження).

3.2.2. Налаштування лабораторного стенда

Основним робочим органом є пара реберчастих вальців діаметром 220 мм, розташованих під кутом 35° до горизонту.

Необхідно встановити початковий технологічний зазор у межах 10–20 мм.

Необхідно налаштувати різницю швидкостей між вальцями та похилим транспортером для створення еластичного удару.

Стенд має бути оснащений тензометричними датчиками для фіксації крутного моменту та споживаної потужності.

Для кожного рівня вологості проводиться серія з 5–10 повторів, під час яких фіксуються наступні параметри:

Для визначення енергії виділення (W) використовується метод скидання стакана з колосками з висоти (h), що забезпечує вимолот не менше 98%. З ростом вологості фіксується необхідне збільшення висоти падіння, що дозволяє розрахувати роботу.

Величину повної енергії руйнування зв'язку визначають емпіричним шляхом. Для цього використовують метод скидання спеціальної ємності із закріпленими колосками з висоти, що дорівнює вимолоту (не менше 98%).

Математично цей показник можна виразити через формулу потенційної енергії:

$$W = Gh_y \quad (3.4)$$

де G - середня вага однієї окремої зернини;

h - критична висота падіння, що забезпечує вимолот.

Для того, щоб зерно вивільнилося під дією інерції, йому необхідно надати величезного прискорення. Розрахунок необхідного прискорення (a) проводиться за формулою:

$$a = \frac{W_g}{lG} \quad (3.5)$$

де l - шлях зерна під дією інерційних сил (умовно дорівнює довжині зерна).

W - робота на руйнування зв'язків;

G - вага насінини.

Тобто на основі отриманих даних розраховується необхідне прискорення (a) для подолання зв'язку зерна з колосом за формулою (3.5). Очікується, що при підвищенні вологості на кожні 5% значення a буде зростати експоненціально через посилення адгезії лусок.

Після кожного пропуску маси крізь вальці проводиться аналіз отриманого вороху згідно з агротехнічними вимогами:

Недомолот - підрахунок кількості зерна, що залишилося в колосках (норма - не більше 1,5%).

Дроблення - визначення відсотка пошкоджених зернин (норма для колосових - до 2%).

Чистота - аналіз вмісту соломистих домішок у зерновій фракції.

За підсумками тестів будується сімейство кривих залежності

$$N_{\delta} = f(w),$$

де N_{δ} - потужність,

w - вологість.

Це дозволяє визначити «точку технологічного зламу», за якою класичний обмолот стає енергетично недоцільним і потребує переходу на знижені швидкості барабана з одночасним використанням вібраційного або еластичного впливу.

Методика експериментального підтвердження впливу вологості на процес обмолоту базується на використанні вальцьового стенда, який дозволяє реалізувати принцип «вигину-зламу» з еластичним ударом. Такий підхід дає

змогу детально відстежити зміну динамічних показників при варіюванні фізичного стану зерна.

3.3. Аналіз деструктивних процесів при переміщенні зернової маси в молотарці

У ході дослідження встановлено, що шлях технологічного матеріалу від завантажувальної горловини до моменту його викидання супроводжується різними рівнями механічного впливу. Найбільш інтенсивне роз'єднання структурних зв'язків між колоском та зерном відбувається у просторі між робочими вальцями, а також у момент безпосереднього зіткнення з бичами барабана.

Вплив допоміжних вузлів, зокрема ворушилки та похилого транспортера, на цілісність зерна є мінімальним. Через низьку значущість цих факторів їх детальний аналіз у контексті травмування насіння не є доцільним.

3.4. Механізм руйнування колосків багатограними вальцями

Процес проходження маси крізь технологічний зазор між вальцями супроводжується складними деформаціями при обмолоті. Під час збирання пшениці та інших колосових культур частка пошкодженого зерна іноді досягає критичних 50%.

Головною проблемою є невідповідність обраних режимів обмолоту фізико-механічним властивостям конкретної біологічної культури.

Зниження окружної швидкості обертання барабана лише на 10–15% дозволяє зменшити рівень травматизму на 20–50%.

Водночас із коригуванням швидкості зазвичай зменшують і робочий зазор, проте цей захід практично не впливає на збереження цілісності оболонки зерна.

Дослідження природи зв'язків у рослинах показали цікаву закономірність: якщо піддати колос, стручок або кошик попередній деформації вигину, зусилля, необхідне для відокремлення насінини, скорочується на 15–50%.

Попередній вигин дозволяє суттєво знизити необхідну силу ударного імпульсу та загальну швидкість обмолоту, що забезпечує м'якший вплив на продукт.

Для впровадження принципу "вигин-злам" у поєднанні з еластичним механічним впливом було розроблено інноваційну конструкцію молотильного вузла.

Апарат оснащений двома реберчастими (планчастими) вальцями, кожен з яких має діаметр 220 мм.

Осі вальців розташовані одна над одною, а умовна лінія, що їх з'єднує, нахилена до горизонту під кутом 35° .

Виступи верхнього барабана точно входять у заглиблення нижнього. Завдяки такому «шаховому» принципу між ними утворюється специфічний хвилеподібний зазор величиною 10–20 мм (рис. 3.2).

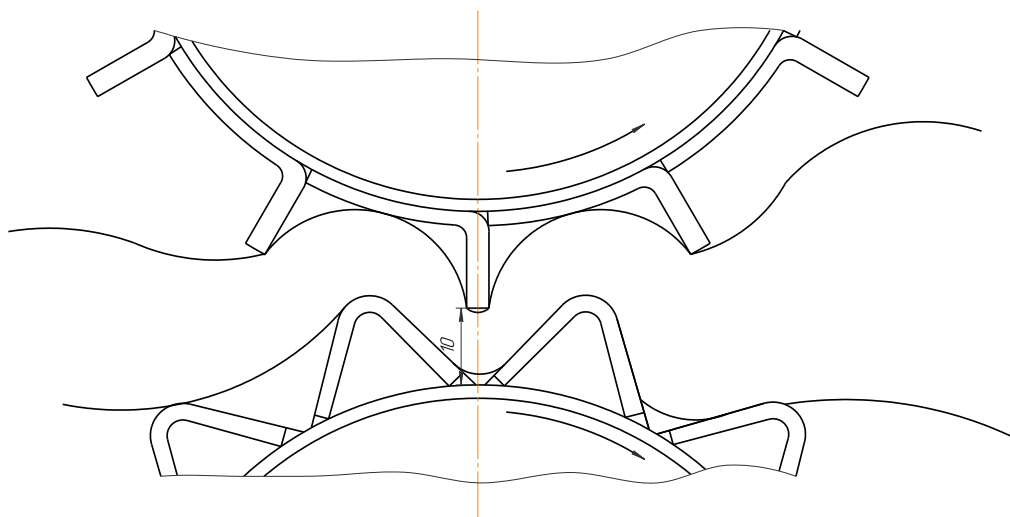


Рис. 3.2. Схема проходження маси в зазорі між вальцями

Така конфігурація дозволяє масі рухатися по ламаній траєкторії, що забезпечує ефективний висів зерна при мінімальних ударних навантаженнях, зберігаючи його природну якість.

У зоні активного впливу робочих органів рослинний шар зазнає складного комплексу механічних навантажень. Процес обробки супроводжується інтенсивним згинанням на локальних сегментах, стисненням, поздовжнім розтягуванням, а також зміщенням окремих елементів відносно площини планок. Така багатовекторна деформація послаблює структуру колоса, готуючи його до миттєвого вивільнення зерна.

Внаслідок різності швидкостей вальців та транспортера в момент захвату виникає еластичний удар, і зерно відділяється від стебел під дією сили інерції. Остання направлена в бік, протилежний руху стебел (планки), та по величині перевищує міцність плодоніжки.

Ключовим моментом технологічного циклу є виникнення еластичного удару в мить захоплення маси. Це явище зумовлене суттєвою розбіжністю у темпах руху вальцьової системи та подавального конвеєра. Під впливом різкої зміни швидкості на кожну зернину починає діяти потужна сила інерції. Напрямок інерційного імпульсу є строго протилежним вектору переміщення стебел (або руху планки). Процес відокремлення стає можливим лише тоді, коли величина цього імпульсу перевищує критичну межу міцності плодоніжки.

Графічна інтерпретація залежностей між якістю обмолоту, пропускною здатністю молотильного апарата та швидкісними режимами наведена на рис. 3.3.

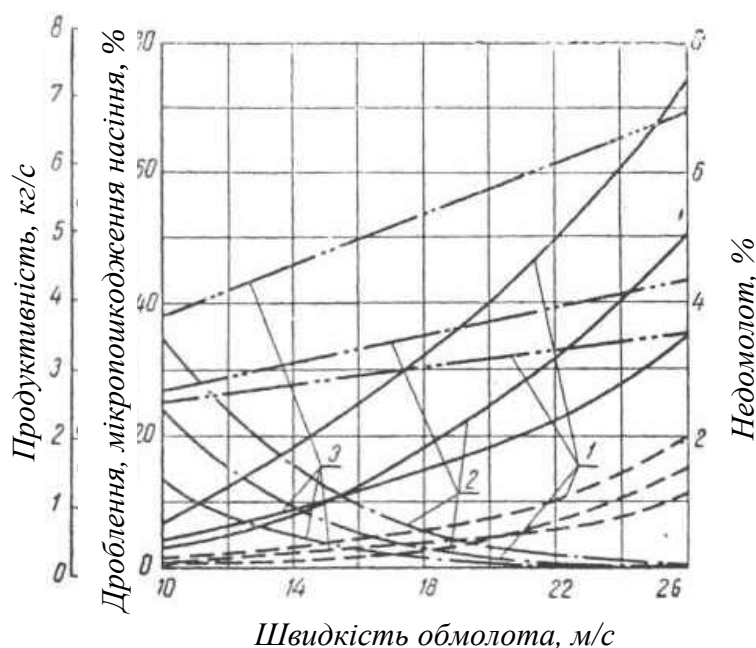


Рис. 3.3. Показники роботи барабано-планчатого апарата в залежності від швидкості обмолота

Аналіз цих кривих дозволяє визначити оптимальні кінематичні параметри для мінімізації втрат

Для об'єктивної оцінки опору рослини механічному впливу введено специфічний кількісний критерій - роботу (W), необхідну для повного вилучення одиниці зерна з колоса під дією інерційних сил (формула 3.1).

На основі проведених тестів було зафіксовано значення енергії виділення (W , одиниці виміру, Гсм), які наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 - Порівняльні показники для різних культур

Сільськогосподарська культура	Енергія виділення зерна (W)
Пшениця	120
Ячмінь	60
Жито	30

Пшениця має найбільш міцний зв'язок зерна з лусками, що вимагає вдвічі більших енергетичних витрат на обмолот порівняно з ячменем і вчетверо —

порівняно з житом. Це необхідно враховувати при налаштуванні інтенсивності ударного впливу барабана.

Аналіз витрат енергії на безпосереднє роз'єднання зерна та колоса демонструє колосальний розрив між теоретично необхідною та фактично витраченою потужністю. Якщо розглядати хлібну масу з інтенсивністю подачі 1 кг/с, то цифри виглядають наступним чином: теоретично потужність на руйнування зв'язків зерна з колосом складає 0,03–0,09 к.с., фактично в молотильних барабанах витрачається 4-5 к. с.

Як бачимо, традиційні молотильні барабани витрачають левову частку енергії на супутні процеси (тертя, переміщення соломи, опір повітря), тоді як на «корисну роботу» йде лише мізерна частка. Це вказує на величезний потенціал для модернізації техніки.

При показниках $l = 0,7$ см, $G = 0,040$ г, $W = 60$ Гсм необхідне прискорення (формула 3.5) становить 20000 м/с^2 . Передати таку енергію за один-єдиний механічний удар надзвичайно важко, не пошкодивши при цьому саму структуру зерна.

Тому акцентують увагу на вібраційних робочих органах. Замість одного нищівного удару вони використовують серію циклічних коливань. У кожному такому мікроциклі витрачається робота, значно менша за повну величину W , що дозволяє «розхитати» та вивільнити насіння делікатніше.

Зернівка утримується в колосі не лише за рахунок міцності плодоніжки, а й завдяки еластичному стисканню колосковими лусками (табл. 3.2).

Таблиця 3.2 - Порівняльність зусиль, Н

Культура	Сила для відгинання лусок	Сила для розриву зв'язку (плодоніжки)
Пшениця	15–25 Н	60–80 Н
Жито	5–10 Н	10–25 Н

Навіть у перестиглих культур пружність лусок забезпечує від 30% до 50% загальної сили утримання. Тобто половину роботи механізм має виконати лише для того, щоб «розтиснути» природну упаковку насінини.

Дослідження підтверджують, що фіксація зерна всередині колоса є комплексним процесом, в якому відбуваються: механічне з'єднання насінини з віссю колоска, взаємодія поверхні зерна з внутрішньою частиною лусок.

Вологість хлібної маси є критичним фактором, який нелінійно змінює фізико-механічні властивості зерна та його зв'язок із колосом. Коли вміст вологи зростає, посилюється адгезія (прилипання) зерна до колоскових лусок, а самі луски стають більш еластичними та менш схильними до розриву. Саме тому збирання вологого хліба вимагає значно вищих енергетичних витрат та жорсткіших режимів обмолоту.

Як ми визначили раніше, базова робота на виділення зерна пшениці становить $W = 120$ Гсм при стандартній вологості (близько 14%). При підвищенні цього показника на кожні 5%, необхідна енергія обмолоту зростає за наступною логікою: збільшення пластичності (луски потребують більшої деформації для розкриття), гідравлічний зв'язок (волога створює додаткові капілярні сили утримання) (табл. 3.3).

Оскільки робота W прямо залежить від квадрата швидкості удару (V^2), то для компенсації зростання вологості на 5%, теоретично необхідно збільшити колову швидкість барабана приблизно на 18–22%. Проте тут виникає технологічне протиріччя: з одного боку, потрібно бити сильніше, щоб вибити вологе зерно, а з іншого боку, вологе зерно має нижчу межу мікротравмування, і висока швидкість призводить до "плющення" насінини замість її виділення.

Таблиця 3.3 - Прогнозні показники зусилля (Р) для пшениці

Вологість (%)	Сила розриву зв'язку (Р, пшениця)	Коефіцієнт зростання потужності
14% (стандарт)	60–80 Н	1.0
19% (+5%)	95–115 Н	~1.4
24% (+10%)	140–165 Н	~2.1

Використовуючи формулу прискорення (3.5), ми бачимо, що при збільшенні вологості до 19%, необхідне прискорення для пшениці зростає з 20000 м/с² до приблизно 28 000–30 000 м/с².

Отже, робота з перезволоженим хлібом на класичних бильних апаратах неминуче призводить до різкого зростання енерговитрат (у 1,5–2 рази) та лавиноподібного збільшення недомолоту. У таких умовах вібраційні методи або еластичний обмолот (як у КЗНС-3) стають єдиним способом зберегти якість зерна.

3.5. Визначення конструктивних параметрів та їх вплив на технологічний процес

При виборі діаметра вальців ключовим фактором є колова швидкість. Вона безпосередньо впливає на якість майбутнього посівного матеріалу:

Перевищення швидкості понад 20 м/с призводить до критичних пошкоджень структури зерна, що суттєво погіршує його схожість.

Витрати потужності на процес обмолоту зростають пропорційно квадрату швидкості (v^2).

Для забезпечення стабільної роботи при $n = 700$ об/хв та окружній швидкості 12 м/с, гранично допустимий зовнішній діаметр вальця становить 220 мм.

Мінімальний діаметр знаходимо з умови

$$S < 2b > e_k$$

де S - зазор між вальцями.

Лабораторні випробування підтвердили, що точність налаштування зазору (S) між вальцями критично впливає на час обробки.

Досліди показали, якщо встановити зазор $S = 2b$, то час на повний обмолот збільшується у 2–3 рази порівняно з оптимальним налаштуванням $S=b$.

Оптимальним вважається стан, коли зазор S дорівнює товщині колоса (e_k). У випадку, якщо $e_k > S$, виникає ризик защемлення рослинної маси, що

призводить до обриву колосків від стебел без їх обмолоту. Розрахункові значення мінімального діаметра наведені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 - Розрахункові значення мінімального діаметра ($D_{\min}$)
при $e_k = 6$ мм

Кількість граней (k)	Мінімальний діаметр ($D_{\min}$), мм
4	50
6	90

Шлях, який долає стеблова маса під впливом вальців, можна розділити на два функціональні сектори: зона прямого контакту (безпосередня взаємодія граней пристрою з колосом. Саме тут відбувається основна фаза відокремлення зерна), зона опосередкованого впливу (енергія механічного удару передається колосу через соломисту частину (стебло)).

Швидкість подачі маси (v_n) розраховується через співвідношення довжини колоса (l_k) та часу його перебування у фазі активного контакту з гранями (t):

$$v_n = \frac{l_k}{t}$$

де l_k - довжина колоса;

t - час безпосереднього контакту колоса з гранями вальців.

Слід уникати надмірного впливу на стеблову частину, оскільки це призводить до руйнування соломи (подрібнення), тоді як сам колос може залишитися невимолоченим. Також важливо контролювати кути між гранями: чим вони гостріші, тим вища ймовірність відриву колоса від соломини, оскільки число циклів, необхідних для руйнування матеріалу, зворотно пропорційно величині прогину.

Якість виділення зерна залежить від пластичності або еластичності його кріплення в колосі. Для моделювання процесу при абсолютно пластичних зв'язках використовують показник кількості циклів (ударів) Y , необхідних для завершення деформації:

$$Y = \frac{W}{E}$$

де W - загальна робота, потрібна для повного руйнування зв'язків;

E - енергія (робота), що передається за один удар (цикл).

Зі збільшенням інтенсивності кожного окремого удару (E) кількість необхідних циклів зменшується, проте зростає ризик механічного пошкодження (руйнівних деформацій) зернівки.

Ефективність руйнування зв'язків між зерном і колосом у вібраційному середовищі визначається не одним потужним імпульсом, а серією послідовних механічних впливів. Фактична кількість ударних циклів Φ має перевищувати критичний поріг Y , щоб забезпечити повне відокремлення насінини.

$$\Phi = f(Y)$$

Кожен окремий контакт робочого органа з рослинною масою спричиняє акумуляцію залишкових деформаційних процесів. Сумарний ефект цих мікродеформацій поступово досягає критичного значення, що призводить до розриву біологічних зв'язків.

Величина незворотної деформації за один цикл прямо залежить від амплітуди коливального процесу, при цьому частота вібрації не має прямого впливу на цей конкретний показник.

Оскільки кріплення зерна в колосі має пружно-в'язкий характер, динаміку процесу можна описати за допомогою експоненціальної моделі:

$$\Phi = \Delta e^{\beta Y}$$

де e - основа натуральних логарифмів;

β - коефіцієнт, що характеризує жорсткість фіксації зернини з колосом.

У фізичних тілах робота внутрішнього тертя зазвичай корелює з першим або другим ступенем залишкової деформації. Це дає підстави стверджувати, що кількість необхідних ударів пропорційна квадратному кореню із середньої роботи за один цикл:

$$Y = \frac{W}{U \sqrt{Acp}}$$

де U - коефіцієнт, що залежить від конструкції робочого органа.

Для аналізу цієї залежності використовують напівлогарифмічні координати (рис. 3.5). По вертикальній осі відкладають значення логарифму Φ , а по горизонтальній - величину, зворотну квадратному кореню із середньої енергії удару. У такому форматі математична залежність набуває вигляду прямої лінії, що спрощує прогнозування роботи апарата.

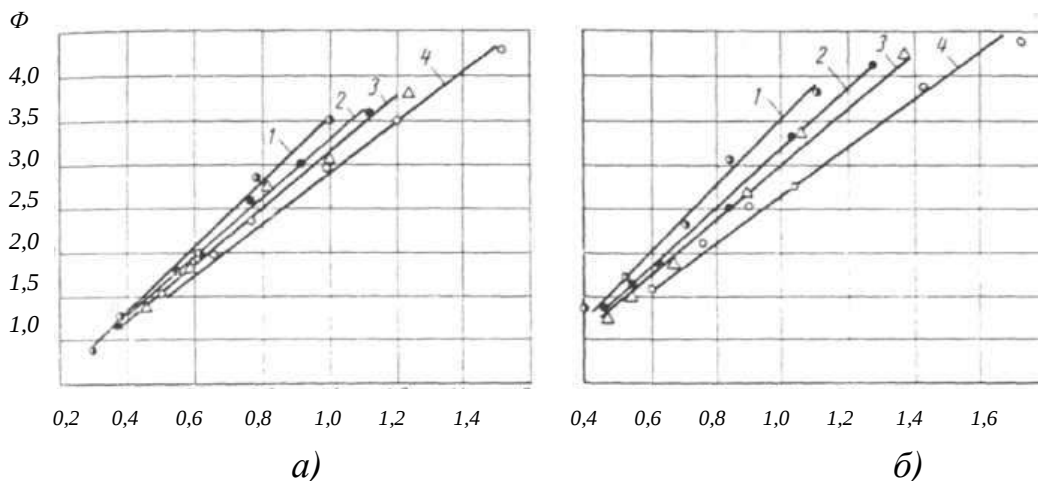


Рис. 3.5. Залежність $\Phi = \Delta e^{\beta Y}$

а) пшениця Одеська 3; б) жито Харківське:

1 – $\kappa=4$, $D=120\text{мм}$; 2 – $\kappa=4$, $D=90\text{мм}$; 3 – $\kappa=6$, $D=135\text{мм}$; 4 – $\kappa=6$, $D=90\text{мм}$

Під час експериментальних досліджень було зафіксовано різну реакцію культур на вібраційний вплив:

Колос жита зберігає цілісність структури після завершення обмолоту, а у колоса пшениці спостерігається часткове руйнування скелета колоса.

Товщина шару рослинної маси розраховується на основі ваги вороха, що рівномірно розподілений на фіксованій довжині подаючого транспортера. При цьому обов'язково враховується об'ємна вага матеріалу безпосередньо у зазорі між вальцями.

Енергоємність процесу становить від 0,2 до 0,3 кВт на кожний кілограм маси за секунду. Левова частка цієї енергії (понад 70%) витрачається на початкове стискання хлібної маси між робочими органами та надання матеріалу необхідної кінетичної енергії (швидкості) на виході з апарата.

Якщо вологість зерна досягає високих показників (25–30%), фізико-механічні властивості маси змінюються. Для забезпечення якісного вимолоту в

таких умовах необхідно пропорційно знижувати швидкість подачі, щоб збільшити час перебування колосків у зоні активної вібрації.

Наукові висновки. Актуальним напрямом сучасної агроінженерної науки є пошук альтернативних фізичних принципів руйнування зв'язків між зерном і колосом.

Проведене дослідження доводить, що оптимальний режим роботи - це компроміс, який описується залежністю:

$$P = f(n, \delta, q, w)$$

де P - продуктивність;

n - частота обертів барабана;

δ - величина молотильного зазору;

q - величина подачі маси;

w - вологість.

Теоретичне та експериментальне дослідження дозволили визначити конструктивні параметри удосконаленого молотильного апарата.

Збільшення пропускної здатності комбайна (q , кг/с) хоча б на 10–15% за рахунок оптимальних режимів дозволяє скоротити кількість необхідної техніки на полі, зменшити ризик потрапляння врожаю під опади, знизити собівартість бункерного зерна [13].

4. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Технологічний цикл роботи очісувальної жнивarki та сепарувального вузла

Процес збирання врожаю очісувальним методом базується на вибірковому відокремленні зернової частини без зрізання всього стебла. Це значно знижує навантаження на молотарку та підвищує загальну продуктивність агрегата.

Робота починається з того, що спеціальні подільники відокремлюють смугу хлібостою, а стабілізуючий носик нахиляє рослини для оптимального контакту з робочими органами.

Очісування відбувається наступним чином: гребінка жнивarki інтенсивно захоплює колосся, а виникаючі відцентрові сили спрямовують відірвані елементи та вільне зерно безпосередньо до шнека. Шнековий механізм транспортує зібраний матеріал до вікна жнивarki, розташованого з лівого боку.

Пальцевий пристрій шнека проштовхує масу до вихідного отвору, де її підхоплює бітер-нормалізатор для подальшої передачі на похилий конвеєр.

Після потрапляння до приймальної лійки сепарувального блоку (поз. 1 на рис. 4.1), зерновий ворох проходить складний шлях механічної обробки. За допомогою бітера-нормалізатора (3) та похилого транспортера (4) матеріал подається до основної камери обмолоту. Приймальні бітери (5, 6) забезпечують багаторазове інтенсивне згинання колосків, що сприяє активному вивільненню зернин ще до основного барабана. По суцільній деці (7) маса спрямовується до бильного барабана (8). Тут відбувається фінальне руйнування колосків та масова сепарація через решітчасте підбарабання (9).

Особливістю даної схеми є те, що з молотильного пристрою виходить переважно дрібна фракція - зерновий ворох. Отриманий ворох через стрясну дошку (10) потрапляє на вузол очищення (11). Потужний повітряний потік від вентилятора (12) видуває легкі домішки, дозволяючи чистому зерну пройти крізь решета.

Зерно збирається зерновим шнеком (13) і за допомогою елеватора завантажується у накопичувальний бункер (14) для подальшого вивантаження в транспорт.

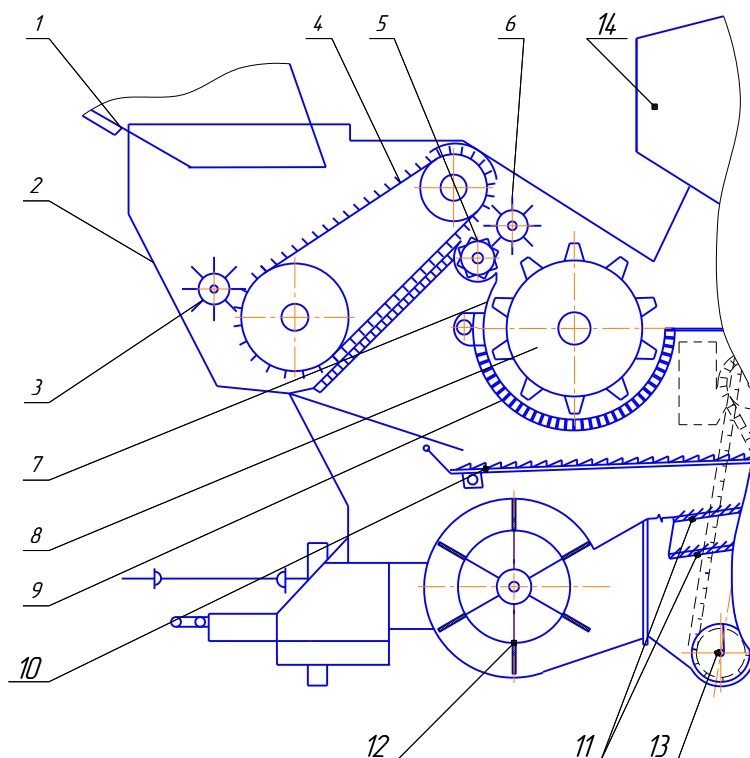


Рис. 4.1. Молотильний апарат комбайна КЗНС-3

Колоски, які не встигли обмолотитися, спрямовуються колосовим шнеком до окремого пристрою для повторної обробки, після чого вони знову повертаються на верхнє решето очищення.

Дрібні соломисті частки, солома та інша збоїна, що залишилися після сепарації, підхоплюються керованим повітряним потоком. Ця незернова частина врожаю транспортується до спеціалізованого агрегату для подальшої утилізації або обробки, що забезпечує повний цикл роботи без засмічення робочих зон комбайна.

4.2. Технологічні розрахунки

При проектуванні та аналізі роботи зернозбиральної техніки ключовим етапом є математичне моделювання процесів, що відбуваються всередині

молотильного апарата. Це дозволяє не лише оцінити продуктивність, а й оптимізувати витрати енергії.

Для розрахунку пропускної здатності молотарки використовується пропорція між зерном та соломою (3:С). Показник соломистості визначається $\delta = C/(3 : C)$. У даному випадку δ становить 0,3 (тобто 30%).

Стеблова маса, що надходить від жатки, підхоплюється вальцями. Покидаючи простір між вальцями, рослинний потік зазнає різкого механічного удару від барабана. Завдяки зміні траєкторії та стрімкому прискоренню, яке надають бичі, оброблена порція миттєво звільняє місце для наступної.

Виходячи з умов безперервного входження матеріалу в апарат, секунду подачу q обчислюють за формулою:

$$q = 0.01 \frac{B_M V_M^{CEP} Q_{CEP}}{\delta}$$

де B_M – ширина захвату жатної частини, м;

$Q_{сер}$ – середній показник урожайності, ц/га;

$V_{сер}$ – середня швидкість переміщення машини по полю, м/с;

Середня швидкість руху комбайна по полю:

$$V_M = \frac{q\delta}{0,01 \cdot B_M \cdot Q_{сер}}$$

$$V_M = \frac{10 \cdot 0.7}{0,01 \cdot 5 \cdot 60} = 2,3, \text{ м/с}$$

Частота обертання вальців та барабана молотарки визначають:

$$n = \frac{60V_{\delta}}{\pi D} \text{ або } \omega = \frac{2V_{\delta}}{D}$$

де V_{δ} – колова швидкість барабана, $V_{\delta} = 20$ м/с;

V_B – колова швидкість вальців, $V_B = 9$ м/с

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot 20}{3.14 \cdot 0.8} = 447, \text{ об/хв, або } \omega = \frac{2 \cdot 20}{0.8} = 50 \text{ рад/с}$$

$$n_B = \frac{60 \cdot 9}{3.14 \cdot 0.22} = 781 \text{ об/хв, або } \omega = \frac{2 \cdot 9}{0.22} = 81,8 \text{ рад/с}$$

Прийmemo оберти вальців та барабана з ряду. Тобто $n_6 = 450$ об/хв.; $n_b = 800$ об/хв.

4.3. Силіві та енергетичні параметри роботи молотильних апаратів

Згідно з класичними положеннями механіки сільськогосподарських машин (за теорією В. П. Горячкіна), енергія, що подається на барабан, витрачається на подолання двох типів опору: холості витрати (тертя в механічних вузлах та опір повітряного середовища), технологічне навантаження (енергія, безпосередньо спрямована на виділення зерна та зміну стану соломистого вороху).

Загальна потужність N_6 (на обертання барабана) визначається як сума двох складових:

$$N_6 = N_1 + N_2 ,$$

де N_1 – потужність, яка витрачається на першу категорію опору;

N_2 – потужність, яка витрачається на другу категорію опору.

Розрахунок потужності на подолання пасивних опорів (N_1). Сюди входить механічне тертя (пропорційне швидкості руху) та аеродинамічний опір (залежить від кутової швидкості в кубі):

$$N_1 = A\omega + B\omega^3$$

де A – коефіцієнт, що відображає момент тертя (за даними М.А. Пустигіна, для бильних апаратів приймають 0,2 Н·м на кожні 100 кг ваги робочого органа);

B – коефіцієнт пропорційності, що враховує геометрію барабана та щільність повітря, і має розмірність осьового моменту маси. Для стандартних вузлів він становить приблизно $9,7 \cdot 10^4$ Н·м·с²).

$$N_1 = 0.2 \cdot 50 + 9.7 \cdot 50^3 = 121,25 \text{ Вт}$$

Розрахунок N_2 враховує, що дія барабана супроводжується серією високошвидкісних ударів та подальшим протягуванням хлібної маси крізь робочу щілину. Ці контакти відбуваються надзвичайно часто - кожні 0.0045–0.0075 секунди.

Сумарне колове зусилля P на робочих елементах (бичах) формується з двох сил: удару (P_1), що виникає при першому контакті з масою, та протягування (P_2), що супроводжує перетирання стебел у зазорі.

$$P = P_1 + P_2$$

Використовуючи закон збереження імпульсу (кількості руху), можна визначити параметри силового впливу. При стабільній роботі кількість маси, що захоплюється одним бичем за один удар, обчислюється як:

$$\Delta m = m' \Delta t,$$

де m' - інтенсивність подачі;

Δt - часовий інтервал удару.

При $V_0 = 0$, сила удару:

$$P_1 = \Delta m V / \Delta t = m' V.$$

Момент сили удару

$$M_y = \Delta m V \Delta t.$$

За теорією В.П. Горячкіна, сила P_2 пропорційна повному коловому зусиллю P :

$$P_2 = f_n \cdot P,$$

де f_n – коефіцієнт пропорційності, який враховує усі опори при протягуванні хлібної маси, називають коефіцієнтом перетирання.

Коефіцієнт перетирання f_n залежить від конструктивних особливостей барабана та деки, фізико-механічних властивостей зернового матеріалу, який обмолочується, та подачі. Для бильних апаратів його приймають у межах $f_n = 0,6-0,75$.

З урахуванням показників P_1 та P_2 буде: $P = m' \cdot V + f_n \cdot$, звідки

$$P = m' V / (1 - f_n).$$

Якщо перемножити обидві частини цього рівняння на колову швидкість барабана, то отримаємо вираз для визначення потужності N_2 , що необхідна для здійснення технологічного процесу обмолоту:

$$N_2 = m' V^2 / (1 - f_n)$$

$$N_2 = 10 \cdot 15^2 / (1 - 0.75) = 9000 \text{ Вт} = 9 \text{ кВт}$$

Отже
$$N=9000+121,25=9121,25\text{Вт}$$

Ефективність функціонування молотильного апарата базується на взаємодії трьох ключових факторів: енергетичного потенціалу приводного двигуна, інерційних характеристик робочого органа (барабана) та опору рослинного матеріалу, що підлягає обробці.

Енергія, яку двигун передає барабану, витрачається на підтримку обертального моменту. У процесі роботи цей потік потужності врівноважується навантаженням від хлібної маси. За умови рівномірного подавання зернового вороху та стабільного режиму роботи, потенційне прискорення повністю нейтралізується опором матеріалу, що забезпечує сталу швидкість обертання без ривків.

Якщо подача хлібної маси відсутня, надлишок потужності двигуна (за вирахуванням пасивних витрат на тертя та опір повітря ($N_d - N_1$)) трансформується у кутове прискорення. Цю залежність описує формула:

$$N_d - N_1 = J(dw/dt)w = N_2,$$

де N_d – повна потужність силової установки;

dw/dt – величина кутового прискорення, що набуває барабан;

J – момент інерції барабана.

Для досягнення максимальної точності в інженерних розрахунках важливо застосовувати приведений момент інерції (J_{np}), який враховує маси не лише самого барабана, а й усіх супутніх деталей: шківів, пасів варіатора та інших обертових вузлів.

Основне рівняння молотильного барабана, що пов'язує між собою характеристики двигуна N_d , барабана J_{np} та хлібної маси m' , а також умову, що N_1 становить приблизно 5% від N_6 , має вигляд:

$$N_6 = J_{np}(dw/dt)w = m'U^2/(1-f_n)$$

$$J_{np} = 75N_2/(wdw/dt)$$

$$J_{np} = 75 \cdot 9000 / (12 \cdot 20) = 3052,5$$

Аналізуючи основне рівняння системи, можна простежити, як змінюється продуктивність та енерговитрати залежно від умов експлуатації. При порожньому ході прискорення визначається співвідношенням:

$$dw/dt = N_0 / (J \cdot w)$$

Швидкість наростання обертів прямо залежить від енергоозброєності двигуна та обернено пропорційна інерційності механізму й кутовій швидкості. Це означає, що зі збільшенням кутової швидкості темпи подальшого прискорення («витрата» потенціалу) поступово згасають.

Як тільки до апарата починає надходити хлібна маса, динаміка системи різко змінюється. Зниження прискорення через опір матеріалу розраховується наступним чином:

$$\frac{dw}{dt} = \frac{m' \cdot V^2}{(1 - f_n) \cdot J \cdot w} = \frac{m' D^2 w}{4(1 - f) J}$$

де m' - інтенсивність подачі маси;

D - діаметр робочого органа.

Головна технологічна вимога складається в тому, що потужність обраного двигуна повинна гарантувати те, що розрахункова критична швидкість ($w_{кр}$) буде завжди вищою за робочі оберти (w_p), необхідні для якісного виділення зерна з колосків. Це запобігає «захлинанню» молотарки при пікових навантаженнях. Значення $w_{кр}$ знаходять з основного рівняння барабана:

$$\omega_{кр} = \frac{2 \sqrt{\frac{N_0(1-f)}{m'}}}{D}$$

$$w_{кр} = \frac{\sqrt{\frac{9121,25 \cdot (1-0,75)}{10}}}{0.8} = 188,7, \text{ рад/с}$$

Нестабільне надходження зернової маси до молотарки спричиняє коливання частоти обертання робочого органа (барабана). Такі пульсації швидкості є головним чинником зростання обсягів втраченого врожаю. Для кількісної оцінки нерегулярності технологічного потоку (q , кг/с) традиційно застосовують метод розрахунку середнього квадратичного відхилення.

Вибір моменту інерції (J) для молотильного пристрою перебуває у прямій залежності від енергетичного потенціалу встановленого двигуна. Показником адекватності інерційних властивостей вузла виступає інтенсивність кутового прискорення, яку силова установка забезпечує барабану під час його запуску та виходу на робочий режим.

Згідно з інженерними рекомендаціями (зокрема за В. П. Горячкіним), встановлено такі нормативні межі для прискорення (dw/dt):

Для систем малої потужності оптимальним вважається показник у межах $5-7\text{с}^{-2}$. Для високопродуктивних машин значення мають сягати $12-15\text{с}^{-2}$.

Для барабана молотильного апарата невисокої продуктивності (за рекомендаціями В.П. Горячкіна) достатньо прискорення $dw/dt=7-5\text{ 1/с}^2$, а для більш потужних молотильних апаратів $dw/dt=12-15\text{ с}^{-2}$. Так як у сучасних молотильних апаратів $w \approx 100\text{ с}^{-1}$, то

$$N_6=(0,75-1,5)J$$

$$N_6=3052,5(0,75-1,5)=2289,4 - 4578,8\text{ Вт}$$

Визначення потужності, що витрачається на обробку одиниці маси вороху, проводять за формулою

$$N_6/m' = V^2/(1-f)$$

$$N_6=20^2/0,25=1600\text{ Вт}$$

Отже, найменші витрати енергії при обмолоті спостерігаються у малогабаритних барабанів, що працюють на гранично високих частотах. Тому з метою зменшення навантаження на двигун та економії пального рекомендується використовувати барабан якомога меншого діаметра.

Такий підхід дозволяє зберегти високу пропускну здатність при одночасному зниженні загальної металоємності та енергоємності збирального агрегата.

4.4. Кінематичні розрахунки механізму привода молотильного апарата

Вихідними даними для розрахунку механізму привода молотильного апарата є кінематична схема привоу молотильного апарату (рис. 2.9) і загальне передаточне відношення механізму привода

$$i_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{ВВП}}}$$

Підставивши значення частоти обертів вала ворущилки ($n_{\text{в}}=251$ об/хв) і частоту обертів ВВП ($n_{\text{ВВП}}=1000$ об/хв.) отримуємо:

$$i_{\text{заг}} = \frac{251}{1000} = 0,25$$

З іншого боку, виходячи з кінематичної схеми механізму привода різального апарата можна записати:

$$i_{\text{заг}}=0,25=i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_5 \cdot i_6 \cdot i_7 \cdot i_8 \cdot i_9 \cdot i_{10}$$

Передаточне відношення першої конічної передачі $i_1=1,25$.

Тоді оберти веденого вала редуктора будуть

$$n_2 = \frac{1000}{1,25} = 800$$

Якщо передаточне відношенням першої пасової передачі $i_2=1,58$ і діаметр ведучого шківа $D_1=224$ мм, тоді діаметр веденого шківа пасової передачі становитиме:

$$D_2 = \frac{D_1}{i_2} = \frac{224}{1,58} = 340 \text{ мм}$$

Приймаємо $D_2=355$ мм

Передаточне відношення першої конічної передачі $i_1=1,25$.

Тоді оберти веденого вала редуктора будуть

$$n_2 = \frac{1000}{1,25} = 800$$

Якщо передаточне відношенням першої пасової передачі $i_2=1,58$ і діаметр ведучого шківа $D_1=224$ мм, тоді діаметр веденого шківа пасової передачі становитиме:

$$D_2 = \frac{D_1}{i_2} = \frac{224}{1,58} = 340_{mm}$$

$$n_3 = n_2 \cdot i_2 = 800 \cdot 0.63 = 506 \text{ хв}^{-1}.$$

Якщо передаточне число другої пасової передачі $i_3 = 0,62$ і діаметр ведучого шківів $D_3 = 250 \text{ мм}$, тоді діаметр веденого шківів другої пасової передачі становитиме

$$D_4 = \frac{D_3}{i_3} = \frac{250}{0.62} = 403 \text{ мм}$$

З таблиці рекомендованих діаметрів вибираємо $D_4 = 400 \text{ мм}$

Уточнюємо передаточне відношення i_3

$$i_3 = \frac{D_3}{D_4} = \frac{250}{400} = 0.625$$

Частота обертів на III валу механізму привода становитиме

$$n_4 = n_3 \cdot i_3 = 506 \cdot 0.625 = 316 \text{ хв}^{-1}$$

Якщо передаточне число третьої пасової передачі $i_4 = 1,43$ і діаметр ведучого шківів $D_5 = 200 \text{ мм}$, тоді діаметр веденого шківів другої пасової передачі становитиме:

$$D_6 = \frac{D_5}{i_4} = \frac{200}{1,43} = 285 \text{ мм}$$

З таблиці рекомендованих діаметрів вибираємо $D_6 = 280 \text{ мм}$

Проводимо уточнення передаточного відношення i_4

$$i_4 = \frac{D_5}{D_6} = \frac{285}{200} = 1,43$$

Частота обертів на V валу механізму привода становитиме

$$n_5 = n_4 \cdot i_4 = 316 \cdot 1,43 = 450 \text{ хв}^{-1}$$

Якщо передаточне число першої ланцюгової передачі $i_5 = 1,28$ і кількість зубців ведучої зірочки $z_1 = 20$, тоді кількість зубців веденої зірочки

$$z_2 = \frac{z_1}{i_5} = \frac{20}{1,28} = 15,6$$

приймаємо $z_2 = 16$.

Уточнюємо величину i_5

$$i_5 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{20}{16} = 1,25$$

Визначимо частоту обертів на VI валу механізму привода n_6 ,

$$n_6 = n_5 \cdot i_5 = 450 \cdot 1.25 = 662 \text{ хв.}^{-1}$$

Задаємося передаточним числом циліндричної передачі $i_6 = 1$, а $z_3 = z_4 = 42$, тоді $n_7 = n_6 = 662$ об/хв.

Задаймося передаточним числом другої ланцюгової передачі $i_7 = 0,6$ і кількістю зубців ведучої зірочки $z_5 = 17$, тоді кількість зубів веденої зірочки

$$z_6 = \frac{z_5}{i_7} = \frac{17}{0,6} = 28,3$$

приймаємо $z_6 = 28$.

Уточнюємо величину i_7

$$i_7 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{17}{28} = 0.6$$

Визначимо частоту обертів на VIII валу механізму привода n_8 ,

$$n_8 = n_7 \cdot i_7 = 662 \cdot 0,6 = 397 \text{ хв.}^{-1}$$

Задамося передаточним числом ланцюгової передачі транспортера $i_8 = 0,8$ і кількістю зубців ведучої зірочки $z_7 = 25$, тоді кількість зубів веденої зірочки

$$z_8 = \frac{z_7}{i_8} = \frac{25}{0,8} = 31,25$$

Приймаємо $z_8 = 31$.

Уточнюємо величину i_8

$$i_8 = \frac{z_7}{z_8} = \frac{25}{31} = 0,8$$

Визначимо частоту обертів на IX валу механізму привода n_9 ,

$$n_9 = n_8 \cdot i_8 = 397 \cdot 0,8 = 318 \text{ хв.}^{-1}$$

Задамося передаточним числом останньої ланцюгової передачі $i_9 = 1,25$ і кількістю зубців ведучої зірочки $z_9 = 31$, тоді кількість зубів веденої зірочки

$$z_{10} = \frac{z_9}{i_9} = \frac{31}{1,25} = 24,8$$

Тоді $z_{10} = 25$.

Уточнюємо величину i_9

$$i_9 = \frac{z_9}{z_{10}} = \frac{31}{25} = 1,24$$

Визначимо частоту обертів на Х валу механізму привода n_{10} ,

$$n_{10} = n_9 \cdot i_9 = 318 \cdot 1,24 = 394 \text{ хв.}^{-1}$$

Розбіжності між потрібною (розрахунковою) частотою обертання вала ротора різального апарата (394 хв^{-1}) і фактичною (395 хв^{-1}) практично немає, що свідчить, що кінематичний розрахунок механізму привода до молотильного апарата виконаний вірно.

4.5. Розрахунки на міцність вала молотильного барабана

Вихідні дані для розрахунку: Питома потужність на привід барабана (за даними тензометрування) $N_{\text{пит.}} = 0,6 \text{ к.с./}(кг/с)$. Пропускна здатність барабана $q = 10 \text{ кг/с}$. Потужність холостого ходу барабана $N_{\text{хх}} = 6,585 \text{ к.с.}$

Середня робоча потужність :

$$N_{\text{рх}} = N_{\text{хх}} + N_{\text{пит.}} \cdot q = 6,585 + 0,6 \cdot 10 = 12,585 \text{ к.с.}$$

Коефіцієнт варіації потужності $\delta = 0,6$

Частота обертання барабана $n_p = 688 \text{ об./хв.}$

Розрахунок вала на витривалість.

Зусилля, які діють на вал від пасової передачі :

$$Q_1 = \frac{2S_0 z \sin \alpha}{2}, \quad (4.1)$$

де $2S_0 = 1470 \text{ Н}$ – натягіння паса 2УВ-2000 РТМ51-15-15-70,

$z = 2$ – число пасів в передачі,

$\alpha = 180^\circ$ – кут обхвату шківа.

Підставивши усі необхідні дані в рівняння (4.1), отримуємо:

$$Q_1 = 1470 \cdot 2 \cdot 1 = 2940 \text{ Н}$$

Вертикальна і горизонтальна складові зусилля від пасової передачі становлять відповідно

$$Q_{1z} = Q_1 \sin 23^\circ = 2940 \cdot 0,391 = 1147,8 \text{ Н}$$

$$Q_{1y} = Q_1 \cos 23^\circ = 2940 \cdot 0,921 = 2706,3H$$

Зусилля, які діють від зминання маси :

$$P_p = \frac{2\bar{M}_{кр}}{D} H, \quad (4.2)$$

де $\bar{M}_{кр}$ - крутний момент від зусилля зминання, Н·мм

$$\bar{M}_{кр} = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{12585}{688} = 39741,5 \text{ Н·мм}$$

$$\bar{M}_{кр.екв.} = \bar{M}_{кр} \cdot K_e, \quad (4.3)$$

$$M_{кр.екв.} = 39741,5 \cdot 1,7 = 67560,5 \text{ Н·мм}$$

де K_e – коефіцієнт еквівалентності, при $\delta=0,6$; $K_e=1,7$;

D – діаметр окружності бичів.

Тоді із рівняння отримуємо:

$$P_p = \frac{2 \cdot 67560,5}{173} = 781,0 \text{ Н}$$

Визначимо вертикальну і горизонтальну складові сили:

$$P_{pz} = P_p \sin 30^\circ = 781 \cdot 0,5 = 390,5H$$

$$P_{py} = P_p \cos 30^\circ = 781 \cdot 0,866 = 676,3H$$

Зусилля, які діють на барабан (в вертикальній і горизонтальній площинах) представимо як рівномірне розподілення навантаження, відповідно q_z і q_y :

$$q_z = \frac{P_{pz}}{\ell_p} = \frac{390,5}{1200} = 0,23H / \text{мм}$$

$$q_y = \frac{P_{py}}{\ell_p} = \frac{676,3}{1200} = 0,390H / \text{мм}$$

де ℓ_p - довжина барабана, мм.

Визначимо реакції в опорах. Площина ZOX

$$R_{AZ} = \frac{-q_z \cdot 1732 \cdot 936 + Q_{1z} \cdot 1952}{1872} = \frac{-0,23 \cdot 1732 \cdot 936 + 1147,8 \cdot 1952}{1872} = 997,6H$$

$$R_{BZ} = \frac{0,23 \cdot 1732 \cdot 936 + 1147,8 \cdot 80}{1872} = 248H$$

Площина УОХ

$$R_{AY} = \frac{-q_y \cdot 1732 \cdot 936 + Q_{1y} \cdot 1952}{1872} = \frac{-0,39 \cdot 1732 \cdot 936 + 2706,3 \cdot 1952}{1872} = 2484 H$$

$$R_{BY} = \frac{q_y \cdot 1732 \cdot 936 + Q_{1y} \cdot 80}{1872} = \frac{0,39 \cdot 1732 \cdot 936 + 2706,3 \cdot 80}{1872} = 453,4 H$$

Визначимо сумарні реакції в опорах

$$R_A = \sqrt{997,6^2 + 2484^2} = 2676 H$$

$$R_B = \sqrt{323,7^2 + 453,4^2} = 557 H$$

Визначимо згинаючі моменти, які діють на вал молотильного барабана.

Площина ZОХ:

$$M_{Ay} = Q_{1z} \cdot 80 = 1147,8 \cdot 80 = 91821,6 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{1y} = Q_{1z} \cdot 150 - R_{Az} \cdot 70 = 1147,8 \cdot 150 - 997,6 \cdot 70 = 102338 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{3y} = Q_{1z} \cdot 1016 - R_{Az} \cdot 936 - q_z \cdot 866 \cdot 433 = 1147,8 \cdot 1016 - 997,6 \cdot 936 - 0,23 \cdot 866 \cdot 433 = 146166,3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{2y} = R_{Bz} \cdot 70 = 248 \cdot 70 = 17376,1 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Площина УОХ:

$$M_{Az} = Q_{1y} \cdot 80 = 2706,3 \cdot 80 = 216604,8 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{1z} = Q_{1y} \cdot 150 - R_{Ay} \cdot 70 = 2706,3 \cdot 150 - 2484 \cdot 70 = 232065 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{3z} = Q_{1y} \cdot 1016 - R_{Ay} \cdot 936 - q_y \cdot 866 \cdot 433 = 2706,3 \cdot 1016 - 2484 \cdot 936 - 0,390 \cdot 866 \cdot 433 = 278335,4 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{2z} = R_{By} \cdot 70 = 453,4 \cdot 70 = 31738 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Сумарні згинаючі моменти будуть дорівнювати:

$$M_A = \sqrt{M_{Ay}^2 + M_{Az}^2} = \sqrt{91821,6^2 + 216604,8^2} = 235440 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_1 = \sqrt{M_{1y}^2 + M_{1z}^2} = \sqrt{102338^2 + 232065^2} = 253628 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_3 = \sqrt{M_{3y}^2 + M_{3z}^2} = \sqrt{146166,3^2 + 278335,4^2} = 314380,6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_2 = \sqrt{M_{2y}^2 + M_{2z}^2} = \sqrt{17376^2 + 31738^2} = 36183 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

За результатами проведених розрахунків на рис. 4.3 наведено епюри згинаючих і крутних моментів.

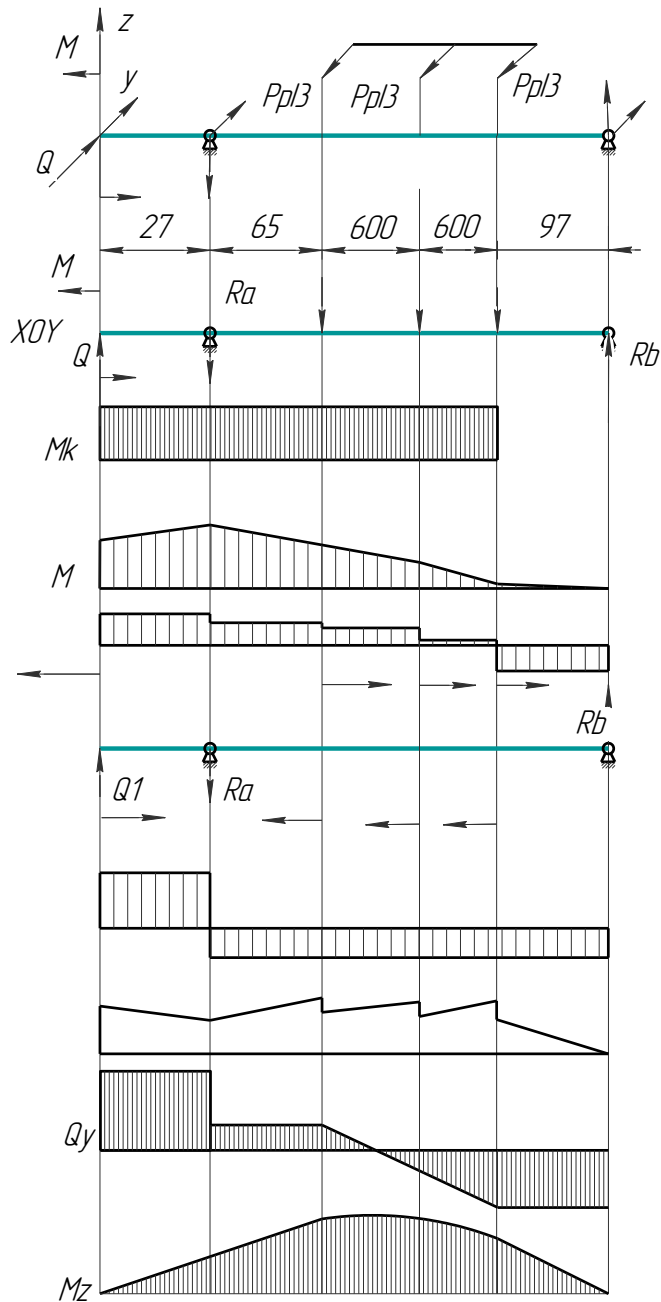


Рис. 4.3. Епюри крутних та згинаючих моментів

4.6. Визначення коефіцієнта запасу міцності вала по межі витривалості

Переріз А. В перерізі діють згинаючий і крутний моменти. Концентрація напружень викликається посадкою підшипника на вал.

Загальний запас міцності вала на витривалість визначається за формулою:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}},$$

де n – загальний запас міцності вала за межею витривалості (з урахуванням конструкції і призначення вала приймаємо $n=2,2$);

n_{σ} - коефіцієнт запаса міцності вала при згинанні;

n_{τ} - коефіцієнт запаса міцності при крученні

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{M\sigma} \cdot \varepsilon_{\eta}} \right) \cdot \sigma_a}, \quad (4.4)$$

де σ_{-1} – межа витривалості при згинанні, $\sigma_{-1}=0,42 \cdot \sigma_{\sigma}$

σ_{σ} – межа міцності при розтягуванні, для матеріалу вала (сталь 45 ГОСТ10050-2013, поліпшення $HB241 \div 285$), $\sigma_{\sigma}=833,8$ Н/мм².

Тоді: $\sigma_{-1}=0,42 \cdot 833,8=350,2$ Н/мм²

де $K_{\sigma}=2,92$ – коефіцієнт концентрації напружень при згинанні для вала $\varnothing 40$ мм;

$\varepsilon_{M\sigma}=0,85$ – масштабний фактор при згинанні;

$\varepsilon_{\eta}=0,9$ – коефіцієнт, який обчислює вплив чистоти механічної обробки;

σ_a – напруження згинання в даному перерізі.

$$\sigma_a = \frac{M_A}{W_{32}} \text{ Н / мм}^2,$$

де $W_{32} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 \cdot 40^3}{32} = 6280 \text{ мм}^3$ - момент опору перерізу згинанню;

Тоді: $\sigma_a = \frac{235440}{6280} = 37,49 \text{ Н / мм}^2$

Підставивши усі величини в формулу (4.4), отримуємо :

$$n_{\sigma} = \frac{350,2}{\left(\frac{2,92}{0,85 \cdot 0,9} \right) \cdot 37,49} = 2,4$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_B}{\xi \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{M\tau} \cdot \varepsilon_{\eta}} \cdot \tau_a + \tau_m}, \quad (4.5)$$

де τ_{σ} – межа витривалості при крученні,

$$\tau_{\sigma}=0,58 \cdot \sigma_{\sigma}=0,58 \cdot 833,8=480,7 \text{ ,}$$

$\xi=2$ – коефіцієнт чутливості матеріалу вала до асиметрії циклу,

$$\xi = \frac{2\sigma_s - \sigma_0}{\sigma_0}$$

де $\sigma_0=559,2 \text{ Н/мм}^2$ – межа витривалості при пульсаційному циклі.

Тоді:
$$\xi = \frac{2 \cdot 833,8 - 559,2}{559,2} = 2$$

$K_\tau=2,09$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень при крученні;

$\varepsilon_{m\tau}=0,8$ – масштабний фактор при крученні ;

τ_a – амплітуда напружень в перерізі при крученні:

$$\tau_a = 0,5\tau_m$$

де τ_m – середнє значення номінальних напружень в перерізі від кручення:

$$\tau_m = \frac{M_{Kp}}{W_{Kp}}$$

$M_{Kp}=67560,6 \text{ Нмм}$ – еквівалентний момент в перерізі,

$W_{Kp} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12560 \text{ мм}^3$ - момент опору перерізу крученню.

Тоді:
$$\tau_m = \frac{67560,6}{12560} = 5,38 \text{ Н/мм}^2$$

$$\text{і } \tau_m = 0,5 \cdot 5,38 = 2,69 \text{ Н/мм}^2$$

Підставивши усі необхідні величини послідовно в рівняння (4.5) отримуємо:

$$n_\tau = \frac{480,7}{2 \cdot \frac{2,09}{0,8 \cdot 0,9} \cdot 2,69 + 5,38} = 22,9$$

Тоді загальний запас міцності вала на витривалість в перерізі А буде становити: $n = \frac{2,4 \cdot 22,9}{\sqrt{2,4^2 + 22,9^2}} = 2,4$, тобто умова міцності виконується ($n > [n]$) –

$2,4 > 2,2$.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Заходи по створенню нормальних і нешкідливих санітарно-гігієнічних умов праці

Для забезпечення високої працездатності та збереження здоров'я водія сільськогосподарської техніки впроваджується комплекс інженерних рішень, спрямованих на покращення гігієни праці та комфорту.

Мінімізація негативного впливу коливань (вібраційного тиску) та звукових хвиль (акустичного тиску) на організм досягається через системний підхід до конструкції машини: впровадження безшумних кінематичних циклів замість енергоємних шумних процесів; встановлення демпферів та ретельне динамічне балансування всіх обертових вузлів; проведення регулярних технічних оглядів для запобігання появі сторонніх стуків; використання підресорювання для остова машини та безпосередньо кабіни трактора, що розриває жорсткий механічний зв'язок між джерелом вібрації та кріслом оператора.

Сприятливе повітряне середовище всередині кабіни регулюється згідно з галузевими стандартами (зокрема ГОСТ 12.1.005). Основні фізичні показники наведені у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 - Показники нормування параметрів мікроклімату

Параметр середовища	Нормативне значення	Засіб забезпечення
Температура повітря	13 – 22°C	Кондиціонери, обігрівачі
Відносна вологість	40 – 60%	Зволожувачі, повітреохолоджувачі
Швидкість руху повітря	0,2 – 0,5 м/с	Вентиляційні системи
Теплове випромінювання	174 Вт/м²	Термоізоляція панелей
Нагрів поверхонь	не вище 60°C	Екранування гарячих вузлів

У посушливих Південних регіонах, де атмосферне повітря часто перегріте, особлива роль відводиться повітреохолоджувачам випаровувального типу. Вони дозволяють одночасно знижувати температуру та оптимізувати вологість у кабіні.

Сучасне робоче місце тракториста інтегрує необхідний мінімум засобів життєзабезпечення:

- у кабіні передбачено місце для трилітрового термоса з питною водою, надійне дзеркало заднього огляду, вішалка для одягу та аптечка;

- конструкція кріплень вогнегасника та медичної аптечки дозволяє миттєво зняти їх вручну, не використовуючи жодних ключів чи додаткових інструментів;

- вентиляційні установки обладнуються спеціальними пиловідокремлювачами, що гарантує подачу чистого повітря навіть під час роботи в запиленому полі.

Колірне оформлення та світловий режим машини проектується з урахуванням психофізіології зору:

- загальне забарвлення техніки повинно візуально виділятися на фоні навколишнього ландшафту (поля чи лісу) для безпеки руху;

- елементи конструкції, що постійно знаходяться перед очима оператора, покриваються матовою фарбою. Це виключає появу сонячних зайчиків, які втомлюють зір;

- для роботи в сутінках передбачено стельовий плафон загального освітлення, тоді як приладова панель має індивідуальне підсвічування кожної шкали окремими лампами, що забезпечує чітке зчитування показників без засліплення водія.

5.2. Заходи по створенню безпечних умов праці на зернозбиральному комбайні КЗНС-3

Експлуатація складних аграрних комплексів супроводжується низкою факторів, що можуть спровокувати аварійні ситуації або травматизм персоналу. Ретельне вивчення цих загроз дозволило розробити багаторівневу систему активного та пасивного захисту.

В ході виконання технологічних операцій або під час сервісного обслуговування існують наступні критичні ризики:

- виникнення опіків при контакті з розігрітими компонентами двигуна або елементами системи охолодження;
- загроза пожежі через несправність паливних магістралей або перекидання техніки при маневруванні на значних схилах;
- ураження високою напругою при роботі поблизу ліній електропередач (ЛЕП) або накопичення статичного розряду;
- ризик травмування рук рухомими деталями, гострими краями чи лопатями вентилятора;
- раптове від'єднання причепа від трактора або падіння працівника під час огляду вузлів на висоті.

Для нейтралізації виявлених ризиків конструкцією машини передбачено комплекс технічних рішень (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 - Комплекс технічних рішень для нейтралізації виявлених ризиків

Об'єкт захисту	Опис реалізованих засобів (згідно з ГОСТ)
Критичні зони	Всі небезпечні ділянки захищені екранами (ГОСТ 12.2.003-91) з надійними фіксаторами та пружинними заклепками для швидкого доступу
Висотні роботи	Елементи, розташовані вище 1800 мм (освітлення, бункери, горловини), обладнані стаціонарними трапами, драбинами та стрем'янками
Статична електрика	Встановлено заземлювальний ланцюг зі спеціальним маркуванням «Заземлення» (ГОСТ 30.331.2-95) для відведення заряду
Блокування пуску	Наявність захисного пристрою, що унеможливорює запуск дизеля, якщо привід молотильного апарата залишається ввімкненим

Герметична кабіна на сталевому каркасі зі спеціальним склом створює безпечний простір для водія.

Оскільки молотильно-сепаруючий блок є причіпним і знаходиться позаду трактора, вібраційні хвилі від вентилятора, решіт та шнеків практично не передаються на робоче місце оператора.

Основні рукоятки керування технологічними процесами виведені безпосередньо в кабіну. Це дозволяє комбайнеру налаштовувати роботу вузлів без виходу назовні та не зупиняючи рух.

Робоче сидіння оснащено підресорною системою з можливістю точного налаштування під вагу людини в межах 60–120 кг.

Забезпечує плавне та безшумне маніпулювання робочими органами, що суттєво знижує втому оператора.

Для екстрених випадків передбачено механізм аварійного гальмування причепа, який активується автоматично при розгерметизації або обриві пневматичного приводу.

В кабіні також розміщено необхідне побутове та захисне спорядження. Вогнегасник закріплений так, щоб його можна було зняти миттєво без застосування інструментів. Аптечка першої допомоги з легким доступом. Передбачено місце для трилітрового термоса, дзеркало та вішалка для одягу.

Виконання цих заходів у поєднанні з регулярним проведенням інструктажів з техніки безпеки мінімізує ймовірність виникнення нещасних випадків під час проведення польових робіт.

6. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Сучасний агропромисловий комплекс перебуває на етапі глобальної технологічної трансформації, де ефективність збирання врожаю визначає не лише прибутковість окремого господарства, а й загальну продовольчу безпеку держави. Зернозбиральний комбайн, як найскладніша машина в технологічному циклі, виступає ключовою ланкою, що трансформує вирощений біологічний потенціал у реальний економічний ресурс.

Кваліфікаційна робота присвячена комплексному вивченню та вдосконаленню робочих органів сільськогосподарських машин, що базуються на принципах вібраційного та еластичного впливу, є актуальною, в зв'язку з широким розповсюдженням технології точного землеробства.

Проведено аналіз існуючих конструкцій зернозбиральних комбайнів, визначені їх позитивні та негативні моменти.

Перехід від жорсткого ударного обмолоту до багатоциклової вібраційної деформації дозволяє суттєво знизити енергетичні витрати та зберегти біологічний потенціал насіння.

Основними напрямками дослідження були:

1. Обґрунтування параметрів удосконаленого молотильного апарата.
2. Аналіз енергетичного балансу молотильних пристроїв з урахуванням моментів інерції J та впливу вологості на міцність зв'язку зерна з колосом.

Особливий інтерес становлять вібраційно-деформаційні системи та методи еластичного удару. Замість одного руйнівного імпульсу такі пристрої використовують серію циклічних навантажень, що дозволяє «розхитати» зв'язки в плодоніжці при значно менших витратах енергії. Це не лише зберігає цілісність зерна, а й дозволяє зменшити металоємність агрегатів, переходячи до ефективних причіпних модулів типу КЗНС-3.

Розроблена нова конструкція молотильного апарата для причіпного зернозбирального комбайна, що додатково включає два бітерних вальці та вертикальну глуху (ребристу) деку. Установка деки і двох вальців, а також

забезпечення колових швидкостей і барабана, і вальців до 20м/с, дозволяє знизити енерговитрати на процес обмолоту та значно зменшити травмування зерна.

Проведене удосконалення обґрунтовано технологічними, кінематичними та розрахунками на міцність. Запропоновано заходи щодо покращення охорони праці.

Впровадження запропонованих конструктивних рішень, таких як багатогранні вібраційні вальці для модульних причіпних агрегатів типу КЗНС-3, відкриває нові можливості для зниження питомого тиску на ґрунт та підвищення загальної рентабельності зерновиробництва.

Запропоновані рішення дозволяють підвищити врожайність на 7–12% за рахунок покращення якості збирання.

Список використаних джерел

1. Бендера І. М. Проектування сільськогосподарських машин : навч.-метод. посіб. для викон. курс. проектів з розробки с.-г. техніки при підготов. фахівців напряму "Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва" / І. М. Бендера, А. В. Рудь, Я. В. Козій, Д. Г. Войтюк, П. В. Сисолін; Поділ. держ. аграр.-техн. ун-т, Борщів. аграр. коледж. Кам'янець Поділ. : Сисин О.В. : Абетка, 2011. 639 с.
2. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. Машини сільськогосподарського виробництва. Тернопіль, 2005. 228 с.
3. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 2 (ч. 2, кн. 2) Зернозбиральні машини. Харків; Око, 2004. 404 с.
4. Зернозбиральні комбайни – фаворити ринку. *Пропозиція* , 2021
<https://propozitsiya.com/articles/tekhnika-ta-obladnannya-zbyralna-tekhnika/zernozbyralni-kombayny-favoryty-rynku>
5. Кравчук В. І., Кравчук М. П. Зернозбиральні комбайни : навчальний посібник. Дослідницьке : УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2010.
6. Лебедев А. Т. Підвищення ефективності використання зернозбиральних комбайнів : монографія. Харків : Місьдрук, 2011.
7. На які зернозбиральні комбайни робить ставку New Holland Агробізнес Сьогодні, 2024
<https://agro-business.com.ua/2017-09-29-05-56-43/item/31451-na-iaki-zernozbyralni-kombainy-robyt-stavku-new-holland.html>
8. Петров В.М. Формування ринку зернозбиральних комбайнів в Україні Економіка АПК, 2020, №4. С.43-53.
https://eapk.com.ua/web/uploads/pdf/Ekonomika%20APK_Iss.4_2020_43-53.
9. Самохідний зернозбиральний комбайн КЗС-9-1: Настанова з експлуатації. Херсон, 2006.
10. Сільськогосподарські машини: Навчальний посібник/ П.В. Сисолін, В.М. Сало, М.О. Свірень [та ін.] за ред. М.І. Черновола. Кропивницький: видавець Лисенко В.Ф., 2017. 156 с.

11. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. Київ: Вища освіта, 2005. 464 с.

12. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підручн. для студентів вищ. навч. закл. із спец. “Машини та обладн. с.-г. вир-ва”. Кн. 2: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, Т.І. Рибак, В.М. Сало. Київ: Урожай, 2002. 364 с.

13. Сисоліна І.П. Напрями удосконалення молотильних апаратів зернозбиральних комбайнів. *Аграрний вісник причорномор'я. Збірник наукових праць. Технічні науки*. Вип. 67, Одеса, 2013. С. 121-128.

14. Сисоліна І., Соломаха А. Вплив режимів роботи молотильного апарата на продуктивність комбайна. *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Досягнення та перспективи галузі виробництва, переробки і зберігання сільськогосподарської продукції»*. Кропивницький: ЦНТУ. 2026. – С.30-32.

15. Сисоліна Н.П., Савеленко Г.В., Сисоліна І.П. Проблемні аспекти та перспективи інноваційного розвитку сільськогосподарського машинобудування. *Центральноукраїнський науковий вісник : Економічні науки*, вип. 1 (34). Кропивницький: ЦНТУ. 2018. С. 280-287.

<http://dspace.kntu.kr.ua/jspui/handle/123456789/8898>

16. https://smekni.com/a/12144-4/zbirannya-kukurudzi-na-zerno-sk-5-niva-remont-reduktora-pristavki-ppk-4-4/?utm_source=chatgpt.com

17. https://smekni.com/a/12144-5/zbirannya-kukurudzi-na-zerno-sk-5-niva-remont-reduktora-pristavki-ppk-4-5/?utm_source=chatgpt.com