

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“ ____ ” _____ 20 ____ р.
Зав. кафедри д.т.н., професор
(науковий ступінь, вчене звання)
Володимир ДІДУР
(підпис) (ініціали, прізвище)

ДИПЛОМНА РОБОТА

магістр

(освітній рівень)

тема роботи «ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ ПІДБИРАЧА КОМБАЙНА ТА
ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНУ НА ЗНИЖЕННЯ ВТРАТИ
ЗЕРНА»

Виконав: студент 2 курсу, групи 21 м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності Н7

«Агроінженерія»
Олександр ЖУКОВСЬКИЙ
(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент Іван ЛІСОВИЙ.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2025 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра агроінженерії

Освітня програма _____ магістр _____

Спеціальність _____ Н7 «Агроінженерія» _____
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Володимир ДІДУР

“ _____ ” _____ 20 ____ р.

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ**

студенту _____ Жуковському Олександр Сергійовичу _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Обґрунтування роботи підбирача комбайна та вплив параметрів
робочого органу на зниження втрати зерна» _____

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від _____

2. Строк подання студентом роботи _____ 20.11.2025 р. _____

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

4. Перелік питань, які потрібно розробити: _____

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	Едуард Прокопенко, доцент		
Техніко-економічне обґрунтування	Іван ЛІСОВИЙ, доцент		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент_____
(підпис)Олександр ЖУКОВСЬКИЙ
(прізвище та ініціали)**Керівник роботи**_____
(підпис)Іван ЛІСОВИЙ
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	6
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ОСНОВ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДБИРАЧА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА	8
1.1. Аналіз інформаційних джерел та досліджень з питань обґрунтування параметрів підбирача для зниження втрат зерна	8
1.2. Аналіз існуючих технологій та конструктивних рішень підбирачів валків	10
1.3 Висновки до розділу та постановка завдань досліджень	14
Висновки до розділу	14
Завдання досліджень	15
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДИНАМІКИ ТА МОДЕЛЮВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВДОСКОНАЛЕНОГО ПРУЖИННОГО ПАЛЬЦЯ	16
2.1. Аналіз динамічної взаємодії та загального зусилля, що витрачається на підйом валка	16
2.2. Теоретичне обґрунтування пружності та деформації пальця	18
2.3. Обґрунтування кінематичного режиму та динамічного критерію мінімальних втрат	20
2.4. Аналіз міцності та моделювання деформацій удосконаленого пальця	22
Висновки до розділу	22
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТЕРНОГО ПІДБИРАЧА З УДОСКОНАЛЕНИМИ ПРУЖИННИМИ ПАЛЬЦЯМИ	24

3.1 Обґрунтування методики активного та пасивного експерименту для оцінки впливу конструктивно-кінематичних параметрів	24
3.2. Визначення кількісних показників технологічних втрат зерна та порівняльний аналіз роботи пружинних пальців різної геометрії	28
3.3. Моделювання та аналіз регресійних залежностей для обґрунтування оптимального режиму роботи та конструкції кільцевого витка	29
Висновки до розділу	32
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ	34
4.1 Аналіз ризиків та ідентифікація виробничих небезпек: ергономічний і технологічний аспекти підбиральних робіт	34
4.2 Інженерно-ергономічні та санітарно-гігієнічні заходи: створення оптимального мікроклімату та безпечного середовища комбайнера	36
4.3 Дедуктивно-імовірнісне моделювання ризиків: трансформація вихідних небезпек у критичні ситуації при підбиранні валків	38
Висновки до розділу	40
РОЗДІЛ 5 АНАЛІЗ ФІНАНСОВО-ІНВЕСТИЦІЙНОЇ ПРИВАБЛИВОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ	42
5.1. Формування вихідних економічних параметрів та методологічний підхід до оцінки ефективності	42
5.2. Розрахунок прибутковості: Трансформація зниження втрат у монетарний капітал	43
5.3. Оцінка інвестиційної віддачі та період покриття витрат	44
Висновки до розділу	44
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	46
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	48
ДОДАТКИ	52

РЕФЕРАТ

Жуковський О.С.—«Обґрунтування роботи підбирача комбайна та вплив параметрів робочого органу на зниження втрати зерна». (Магістерська робота. Умань, Уманський національний університет, 2025: пояснювальна записка на 53 сторінках, 16 рисунка, графічна частина підготовлено ілюстративний матеріал у вигляді презентації 12 слайдів як додаток до доповіді)

Дана науково-дослідна робота присвячена підвищенню ефективності роботи транспортерного підбирача зернозбирального комбайна шляхом удосконалення конструкції його основного робочого органу — пружинного пальця.

У ході роботи було розроблено теоретичну модель силової взаємодії удосконаленого пальця з валком хлібної маси, що дозволило визначити оптимальне розташування та діаметр кільцевого витка [27, 29]. З використанням методів математичного моделювання встановлено функціональну залежність втрат зерна від динамічного коефіцієнта удару (k_d), що обґрунтовує необхідність забезпечення «м'якого» режиму підбору.

Експериментальні дослідження на прикладі комбайна [2] підтвердили високу ефективність модернізації. Встановлено, що використання пружинних пальців з кільцевим витком забезпечує: Зниження загальних втрат зерна на 32,0% порівняно зі стандартними зразками [14]. Покращення ущільнення валка на 20,0 – 30,0%.

Проведений техніко-економічний аналіз підтвердив доцільність впровадження розробки. Розраховано, що річний економічний ефект складає 178000 грн, а термін окупності капітальних витрат не перевищує 0,15 року [10].

Результати роботи можуть бути використані сільськогосподарськими підприємствами для модернізації існуючого парку зернозбиральної техніки з метою підвищення врожайності та рентабельності збиральних робіт.

Ключові слова: ТРАНСПОРТЕРНИЙ ПІДБИРАЧ, ПРУЖИННИЙ ПАЛЕЦЬ, КІЛЬЦЕВИЙ ВИТОК, ВТРАТИ ЗЕРНА, ДИНАМІЧНИЙ УДАР, ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ, ОКУПНІСТЬ.

ВСТУП

Ефективність збиральних робіт є критично важливим фактором у забезпеченні продовольчої безпеки та економічної стійкості агропромислових підприємств. Незважаючи на впровадження високопродуктивних комбайнів, проблема втрат зерна на етапі підбору валків залишається значною [1, 12]. Збирання зернових культур роздільним способом (через формування валка) вимагає використання транспортерних підбирачів, які часто є джерелом додаткових втрат через динамічний вплив робочих органів на хлібну масу [14].

Сучасні зернозбиральні комбайни використовують підбирачі, конструкція яких не завжди забезпечує оптимальну взаємодію з валком різної потужності та вологості, що призводить до відносних втрат, які можуть сягати 2,5% і вище [23]. Мінімізація цих втрат є прямим шляхом до підвищення врожайності та рентабельності виробництва [28].

Обґрунтування та розробка нової конструкції пружинного пальця, зокрема, з кільцевим витком, здатного забезпечити більш «м'який» режим підбору, є актуальним науково-практичним завданням. Така модернізація є маловитратною та швидкоокупною, що має високе економічне значення для сільськогосподарських підприємств України.

Метою роботи є підвищення ефективності роботи транспортерного підбирача зернозбирального комбайна шляхом теоретичного обґрунтування та експериментального підтвердження параметрів удосконаленої конструкції пружинного пальця з кільцевим витком, що забезпечує мінімізацію втрат зерна та покращення якісних показників процесу підбору [2, 13, 29].

Об'єктом дослідження є процес підбору валка хлібної маси транспортерним підбирачем зернозбирального комбайна.

Предметом дослідження є конструктивно-кінематичні параметри пружинного пальця з кільцевим витком та їх вплив на технологічні та економічні показники роботи підбирача (втрати зерна, якість формування валка, динамічні характеристики).

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ОСНОВ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДБИРАЧА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

1.1. Аналіз інформаційних джерел та досліджень з питань обґрунтування параметрів підбирача для зниження втрат зерна

Актуальність обґрунтування параметрів робочого органу підбирача комбайна зумовлена необхідністю мінімізації технологічних втрат зерна на етапі підбирання валків, що є критично важливим при застосуванні технології роздільного збирання [4, 12]. Аналіз наукової та технічної літератури свідчить, що ефективність цього вузла прямо залежить від кінематики робочих органів, конструктивної досконалості та оптимізації режимів роботи [6]. Проблема втрат є комплексною і вимагає зосередження на ключових аспектах.

Вітчизняні та міжнародні наукові роботи підтверджують, що підвищення ефективності збирання зернових культур лежить у площині обґрунтування оптимального режиму роботи комбайнового агрегату в цілому. Дослідження Загорулька В. А. [2] акцентує на необхідності обґрунтування режиму роботи удосконаленого комбайна залежно від умов поля. Це підтверджується на практиці: роботи Тимошенка В. М. [13] та Олексієнка Д. В. [10] доводять, що вибір раціональної робочої швидкості та правильні налаштування мають прямий вплив на зниження технологічних втрат при збиранні озимого ячменю та змішаних посівів. Гайденко О. [1] підкреслює, що своєчасність та вибір технології (роздільне збирання) є обов'язковими для озимих культур. Paré L. et al. [23] у своєму дослідженні також підтверджують, що валкування залишається ефективним методом, якщо забезпечується мінімізація втрат на етапі підбирання.

Найбільш суттєві втрати на підбирачі виникають через недосконалу кінематику робочих органів, що призводить до ударного впливу на валок, вимолоту та розкидання зерна. Глибокий кінематичний аналіз пружинно-пальцевих систем, проведений Xu T. et al. [29], доводить, що закон руху пальців та оптимальний дизайн кулачка є основними параметрами, які необхідно

обґрунтувати для мінімізації пошкоджень валка. Аналогічно, роботи Wang S. Y. et al. [27] підтверджують, що лише точне налаштування траєкторій та швидкостей робочих органів дозволяє досягти високої ефективності.

Світовий досвід оптимізації пружинних пальців зосереджений на пошуку ідеального коефіцієнта подачі (λ), який є співвідношенням лінійної швидкості пальців до поступальної швидкості комбайна. Дослідження показують, що при надто високому λ зростають динамічні удари та викидання зерна, а при надто низькому — зростає вірогідність нагромадження маси перед підбирачем і його нерівномірна подача. Сучасні конструктивні підходи, які аналізують Klinner W. E. et al. [18] та Rudoy D. et al. [26], намагаються вирішити цю проблему шляхом удосконалення форми пальців, матеріалу та кінематичних механізмів, щоб забезпечити м'яке підхоплення валка. Наприклад, дослідження часто вивчають використання складаних (telescopic) або амортизованих пальців, які повинні мінімізувати горизонтальні сили, що діють на валок, запобігаючи вимолоту зерна, але водночас забезпечуючи його ефективний підйом з поверхні ґрунту.

Chaab R. K. et al. [14] обґрунтовують необхідність кількісного моделювання для прогнозування втрат на жнивварці. Це є методологічною основою для розробки теоретичної моделі взаємодії робочого органу підбирача з валком, що дозволяє визначити оптимальні кінематичні параметри. Дослідження Matthes R. K. [25] підкреслює, що якість збирання визначається не лише кількістю втрат, а й цілісністю насіння, що вимагає обґрунтування параметрів з точки зору мінімізації механічного травмування при контакті з пальцями.

Ключовим конструктивним напрямком є забезпечення рівномірності подачі маси, що є необхідною умовою для стабільної роботи молотильно-сепаруючого апарату комбайна. Дослідження Knuskeys [15, 16] та технічні матеріали Ziegler [17, 19, 20] демонструють перевагу стрічкових (Draper) підбирачів над традиційними ротаційними. Ці конструкції мінімізують динамічний вплив на валок і забезпечують плавну подачу завдяки широким стрічкам. Liang Z. et al. [22] підкреслюють, що рівномірність потоку маси до очисних систем є фундаментальною передумовою для запобігання внутрішнім

втратам, спричиненим перевантаженням. Додатково, робота Latterini F. et al. [21] підтверджує, що налаштування мають бути адаптовані до фізико-механічних властивостей культури.

Обґрунтування технологічних параметрів підбирача тісно пов'язане з адаптацією до польових умов та агротехнічних вимог. Проблема збирання низькорослих валків, де втрати можуть бути найбільшими, вимагає вдосконалення систем копіювання рельєфу. Сучасні технічні засоби, які мають системи активного копіювання та гідравлічне демпфування [17], дозволяють підвищити робочу швидкість та підтримувати мінімальний кліренс. Lattanzio A. et al. [28] у своєму дослідженні про вимірювання втрат на жниварці сої та Rudoy D. et al. [30] про методику оптимізації параметрів, підкреслюють необхідність комплексного підходу до вимірювання та обґрунтування параметрів машини. Крім того, аналіз динаміки Parsons L. N. [24] щодо навантажень на трансмісію комбайна, є важливим для забезпечення надійності, що корелює зі стабільністю роботи підбирача (конструктивний параметр).

1.2. Аналіз існуючих технологій та конструктивних рішень підбирачів валків

1.2.1. Класифікація та кінематичні особливості ротаційних (пружинно-пальцевих) підбирачів

Ротаційні (пружинно-пальцеві) підбирачі є історично домінуючим та найбільш поширеним типом конструкції, що використовуються на більшості зернозбиральних комбайнів. Їхня конструкція заснована на обертовому барабані (мотовилі), оснащеному пружними пальцями, рух яких у робочій зоні регулюється кулачковою доріжкою (копіром). Цей механізм забезпечує необхідну траєкторію: пальці проникають у стерню, підхоплюють валок, плавно піднімають його і виводяться з маси, скидаючи її до подавального шнека.

Ключовим параметром, що визначає ефективність та якість роботи ротаційного підбирача, є коефіцієнт подачі (λ). Цей коефіцієнт являє собою

співвідношення лінійної швидкості пальців ($V_{\text{пальця}}$) до поступальної швидкості комбайна ($V_{\text{комбайна}}$), тобто $\lambda = V_{\text{пальця}} / V_{\text{комбайна}}$. Величина λ є критичною, оскільки вона визначає ступінь динамічної взаємодії пальців з валком [29, 27].

Дослідження підтверджують, що кінематика пружинних пальців, керована профілем кулачка, має бути оптимальною для мінімізації ударного впливу на валок. При надто високому значенні λ (тобто, коли пальці рухаються значно швидше за комбайн) виникає високий рівень динамічного навантаження [29]. Це призводить до інтенсивного вимолоту зерна з валка, його розкидання та значного збільшення технологічних втрат у зоні підбирача [14]. Навпаки, надмірно низький коефіцієнт подачі ($\lambda \approx 1$) може призвести до нагромадження маси перед робочим органом, нерівномірного захоплення валка та подальшого нестабільного завантаження молотильно-сепаруючого апарату комбайна, що спричиняє вторинні внутрішні втрати [30, 26].

Таким чином, основне наукове завдання при дослідженні ротаційних підбирачів полягає в теоретичному обґрунтуванні оптимального діапазону коефіцієнта λ та відповідної траєкторії руху пальців [29, 27]. Це обґрунтування спрямоване на досягнення балансу: забезпечення імпульсу, достатнього для чистого підйому валка, при одночасному мінімізації горизонтальної складової швидкості, що спричиняє розкидання зерна. Методологія визначення оптимальних параметрів включає кількісне моделювання та імітаційні експерименти для прогнозування та мінімізації втрат [14, 30].

1.2.2. Конструктивні переваги та особливості стрічкових (драперних) підбирачів (Контрастний аналіз)

Стрічкові підбирачі (Draper Pickups), такі як моделі Ziegler ZPU PROLINE [17], є альтернативним конструктивним підходом, який, завдяки використанню поздовжніх стрічок, досягає мінімізації динамічних втрат та високої рівномірності подачі маси [15, 16]. Цей конструктивний вибір є ефективним для збирання крихких та високоосипаючихся культур (ріпак, горох), оскільки забезпечує м'яке, горизонтальне переміщення валка, зводячи до мінімуму ударне навантаження. Драперні системи також вирішують проблему рівномірного

завантаження комбайна, використовуючи шнеки великого діаметра (61 см [19, 20]) та складні гідравлічні системи копіювання (Auto-Contour, Performance Damping [17]), що дозволяє підвищити робочу швидкість без збільшення втрат.

Незважаючи на ці технологічні переваги, стрічкові підбирачі мають низку суттєвих недоліків, які обмежують їхнє універсальне застосування та підтверджують актуальність досліджень ротаційних систем. По-перше, висока вартість виробництва, експлуатації та ремонту є значним стримуючим фактором: заміна пошкоджених стрічок та ремонт складних гідравлічних систем є значно дорожчими та трудомісткішими, ніж обслуговування механічного ротаційного механізму. По-друге, конструкції драперів є більш чутливими до пошкоджень від сторонніх предметів (каміння, великі грудки ґрунту), що часто призводить до простоювання. На відміну від цього, пружинний палець має більшу пружність і здатність до прогину, що дозволяє йому краще відпрацьовувати такі перешкоди.

Таким чином, у контексті даного дослідження, метою якого є вдосконалення пружинного пальця, аналіз драперних систем підтверджує, що головною проблемою ротаційних підбирачів залишається високий рівень динамічних втрат через ударну дію пальця (коефіцієнт λ) [27]. Однак, завдяки їхній конструктивній простоті, надійності та низькій вартості [26], ротаційні підбирачі залишаються домінуючими на значній частині світового ринку. Це обґрунтовує необхідність подальших досліджень, спрямованих на оптимізацію саме пружинного пальця для мінімізації втрат без суттєвого ускладнення конструкції.

1.2.3. Аналіз систем подачі маси до похилої камери (шнеки, ротори) та механізмів копіювання рельєфу

Якість роботи вдосконаленого ротаційного підбирача залежить не лише від кінематики пружинного пальця, але й від ефективності суміжних систем – транспортування та адаптації. Аналіз цих систем необхідний для встановлення технологічних обмежень та режиму роботи комбайна [26].

Системи транспортування маси (шнеки та ротори) Подавальний шнек є ключовим вузлом, що приймає валок від пружинних пальців і направляє його до похилої камери. Його параметри впливають на рівномірність подачі та

запобігання забиванню. Обґрунтування конструкції шнека для ротаційного підбирача має враховувати, що маса, яка надходить від пальців, є менш рівномірною, ніж від драперів. Тому критичним є забезпечення достатнього об'єму міжвиткового простору та запасу потужності. Аналіз динаміки навантажень на шнек є основою для обґрунтування моменту спрацьовування захисних муфт [24]. Ці муфти захищають механізм від пікових навантажень, що виникають при захопленні грудок або забиванні нерівномірною масою. Визначення максимального допустимого крутного моменту шнека встановлює верхню межу продуктивності підбирача, і це обмеження має бути враховано при обґрунтуванні оптимального коефіцієнта λ для пружинного пальця.

Механізми копіювання рельєфу та демпфування Системи копіювання рельєфу мають прямий вплив на якість підбирання, оскільки забезпечують мінімальний робочий кліренс для повного збору валка [10]. У ротаційних підбирачах найчастіше використовується пасивне копіювання (через опорні колеса) або прості гідравлічні системи. Однак, для забезпечення високої робочої швидкості, дослідження має враховувати принципи активного копіювання (Auto-Contour) та гідравлічного демпфування (Performance Damping) [17], які застосовуються в найефективніших аналогах. Необхідність у вдосконаленні пружинного пальця пов'язана і з цим аспектом: збільшення робочої швидкості підбирача (з 2-3 км/год до 4-5 км/год) вимагає підвищення жорсткості та демпфуючих властивостей системи підвіски. Використання гідравлічного демпфування [17] забезпечує кращу стабільність при русі та зниження динамічних ударів, які, у свою чергу, є джерелом травмування зерна [25]. Таким чином, обґрунтування параметрів пружинного пальця повинно бути синхронізоване з допустимими динамічними навантаженнями, які витримує вся система підвіски підбирача при збільшенні робочої швидкості.

1.3. Висновки до розділу та постановка завдань досліджень

Аналіз теоретичних джерел (1.1) та конструктивних рішень (1.2) підтвердив, що проблема технологічних втрат при підбиранні валків є комплексною і залишається критично актуальною для технології роздільного збирання [12]. Хоча існують конструктивні рішення, як-от стрічкові підбирачі (драпери), що вирішують проблему рівномірності подачі, їхня висока вартість та експлуатаційна складність обмежують їхню економічну доцільність, що обґрунтовує актуальність досліджень та вдосконалення традиційних ротаційних підбирачів з пружинними пальцями (1.2.2).

Висновки до розділу

Проведений аналіз виявив низку ключових невирішених питань, які вимагають наукового обґрунтування:

1. Необхідність інтегрованої динамічної моделі: Основна наукова прогалина полягає у відсутності універсальної теоретичної моделі, яка б одночасно оптимізувала кінематичний параметр λ для мінімізації динамічних втрат [27, 29] та обмежувала ударну енергію пальця з урахуванням критичної міцності оболонки зерна [25].

2. Залежність від властивостей матеріалів: Обґрунтування параметрів пружинного пальця має ґрунтуватися на фізико-механічних характеристиках валкової маси (щільність, вологість) (1.3.1), що визначають необхідний рушійний імпульс [21], та властивостях ґрунту (1.3.3), що диктують вимоги до геометрії пальця для запобігання забрудненню.

3. Взаємозв'язок з допоміжними системами: Режим роботи пружинного пальця, визначений коефіцієнтом λ , обмежений пропускною здатністю подавального шнека та динамічною стійкістю систем копіювання рельєфу [19, 17]. Збільшення швидкості вимагає не лише оптимізації пальця, а й аналізу його взаємодії з жорсткістю підвіски (1.2.3).

Завдання досліджень:

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати наступні завдання:

1. Математичне моделювання динаміки: Розробити математичну модель руху пружинного пальця та його динамічної взаємодії з валком і ґрунтом, інтегруючи обмеження, обумовлені властивостями матеріалів (1.3).
2. Обґрунтування параметрів кінематики: На основі розробленої моделі теоретично обґрунтувати оптимальний діапазон коефіцієнта подачі (λ) та профіль кулачка, що забезпечують необхідну проникаючу здатність і мінімізують кінетичну енергію удару.
3. Конструктивне обґрунтування пальця: Визначити раціональну геометрію та жорсткість пружинного пальця, що забезпечують його стійкість до зносу, ефективне ковзання по ґрунту та оптимальну пружність при підхопленні маси.
4. Експериментальне підтвердження: Експериментально підтвердити зниження втрат і підвищення якості зібраного зерна при використанні підбирача з обґрунтованими параметрами пружинного пальця.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДИНАМІКИ ТА МОДЕЛЮВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВДОСКОНАЛЕНОГО ПРУЖИННОГО ПАЛЬЦЯ

2.1. Аналіз динамічної взаємодії та загального зусилля, що витрачається на підйом валка

Теоретичне обґрунтування параметрів вдосконаленого пружинного пальця, який має кільцевий виток на підбираючій поверхні, починається з детального аналізу силової схеми взаємодії цього елемента з валком хлібної маси [29]. Моделювання процесу підбору включає дві послідовні фази: впровадження робочої частини пальця у валок і безпосередньо підйом маси. Цей процес вимагає, щоб сумарне зусилля, яке розвиває палець, було достатнім для подолання сил, що утримують валок на стерні. На рисунку 2.1 представлено основні сили, які діють при взаємодії пружинного пальця з кільцевим витком на підбираючій поверхні з валком хлібної маси.

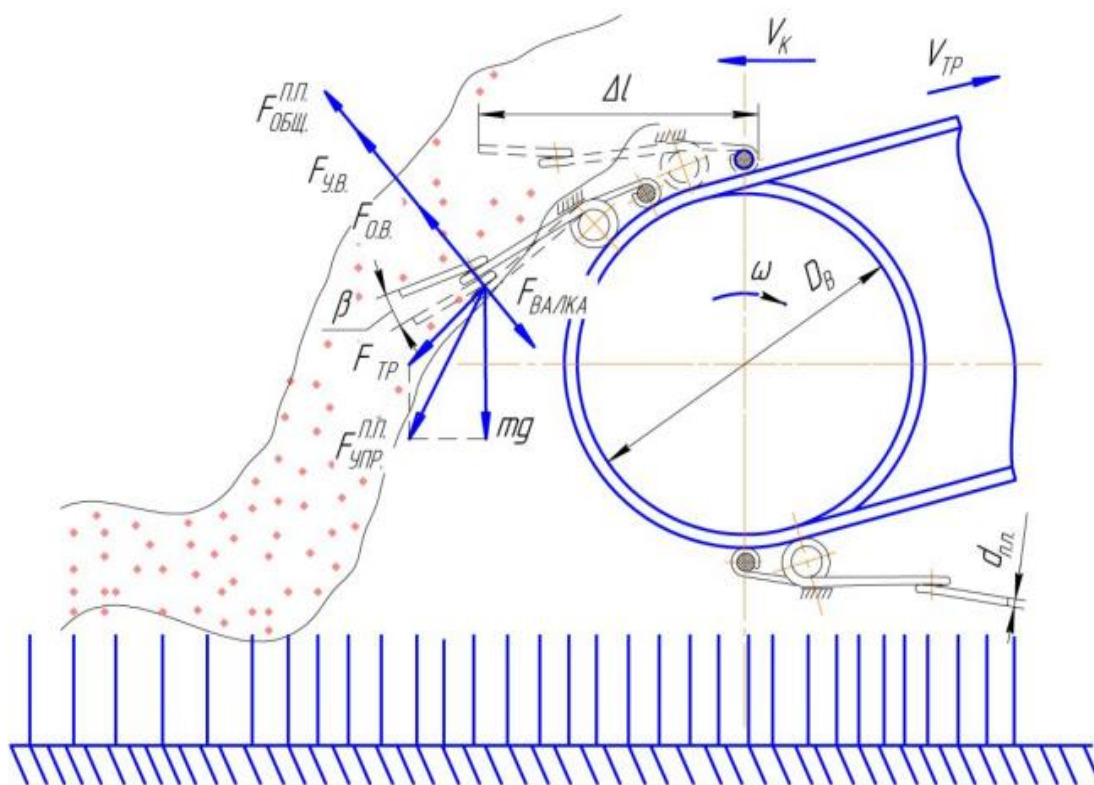


Рис. 2.1 – Основні сили при взаємодії пружинного пальця з кільцевим витком на підбираючій поверхні з валком хлібної маси

Для аналізу використовуються наступні позначення: F – загальне зусилля (Н); $F_{уд.в}$ – сила ударної дії (Н); $F_{о.в}$ – зусилля відриву валка (Н); $F_{тр}$ – сила тертя (Н); $F_{пр}$ – сила пружності пальця (Н); $F_{валка}$ – статична сила валка (Н); m – маса валка (кг); g – прискорення вільного падіння (m/c^2).

Рівняння динамічної рівноваги визначає, що загальне зусилля, яке створює пружинний палець ($F_{заг.п.п.}$), повинно компенсувати всі протидіючі сили і забезпечити підйом валка. Це зусилля є сумою сили пружності, що виникає при деформації пальця, та зусилля, необхідного для відриву валка хлібної маси від поверхні ґрунту або стерні. Це стає механічним критерієм успішного підбирання:

$$F_{заг.п.п.} = F_{упр.п.п.} + F_{о.в.} \quad (2.1)$$

2.1.1. Визначення статичної сили валка та вплив конструкції наконечника

Для забезпечення якісного підбирання та мінімізації пошкодження зерна, ключовим параметром є статична сила $F_{валка}$, яка діє з боку валка на палець. Нова конструкція з кільцевим витком на кінці пальця має на меті зменшити питомий тиск на зерно порівняно зі звичайним загостреним кінцем, знижуючи ризик травмування [25].

Статична сила $F_{валка}$ аналітично залежить від геометричних параметрів кільцевого витка, таких як радіус основи r , висота h , внутрішній діаметр d , а також від жорсткості матеріалу пальця (Δk) та його модуля зсуву (G). Ця формула є спеціалізованою моделлю, що враховує геометрію та жорсткість наконечника, і виглядає наступним чином:

$$F_{валка} = 82k_{к.п.}rh + r + \frac{d}{2} \cdot \frac{3\Delta k G d_{п.п.}^4}{1} \quad (2.2)$$

де $d_{п.п.}$ — діаметр дроту пружинного пальця. Чим більша ефективна площа контакту, яку описують параметри r та h , тим менший питомий тиск на валок при однакових зусиллях.

2.2. Теоретичне обґрунтування пружності та деформації пальця

Для гарантування надійності та довговічності пружинний палець з кільцевим витком моделюється як пружна консольна балка [24]. Це дозволяє точно визначити величину його прогину $\delta_{п.п.}$ (м) та розрахувати силу пружності, яку він здатний розвинути.

2.2.1. Визначення прогину та аналітичного виразу сили пружності

Для знаходження прогину $\delta_{п.п.}$ використовується метод Верещагіна. На рисунку 2.2 наведено схему для визначення прогину пружинного пальця з кільцевим витком як пружної балки.

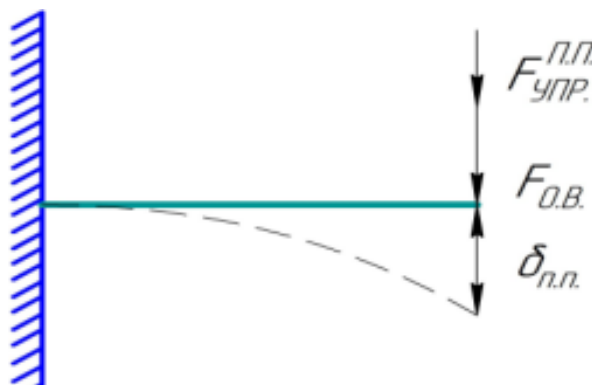


Рис. 2.2 – Схема для визначення прогину пружинного пальця з кільцевим витком як пружної балки

Прогин $\delta_{п.п.}$ є функцією прикладеної сили F , модуля пружності матеріалу E , моменту інерції перетину J_x та ефективної довжини пальця Δl . Класична формула консольної балки показує, що для збільшення жорсткості пальця найефективніше зменшувати його довжину або збільшувати діаметр дроту:

$$\delta_{п.п.} = \frac{F \cdot \Delta l^3}{3EJ_x}$$

Звідси отримуємо аналітичний вираз для сили пружності $F_{\text{упр.п.п.}}$, яка виникає внаслідок деформації пальця на величину $\delta_{\text{п.п.}}$:

$$F_{\text{упр.п.п.}} = \frac{\delta_{\text{п.п.}} \cdot 3EJ_X}{\Delta l^3} \quad (2.3)$$

2.2.2. Розрахунок моменту інерції та кінцевий вираз зусилля

Оскільки дріт пружинного пальця має круглий перетин, його момент інерції J_X (м^4), який є головним показником його жорсткості на згин, визначається діаметром дроту $d_{\text{п.п.}}$ (м). На рисунку 2.3 відображено поперечний перетин дроту пружинного пальця.

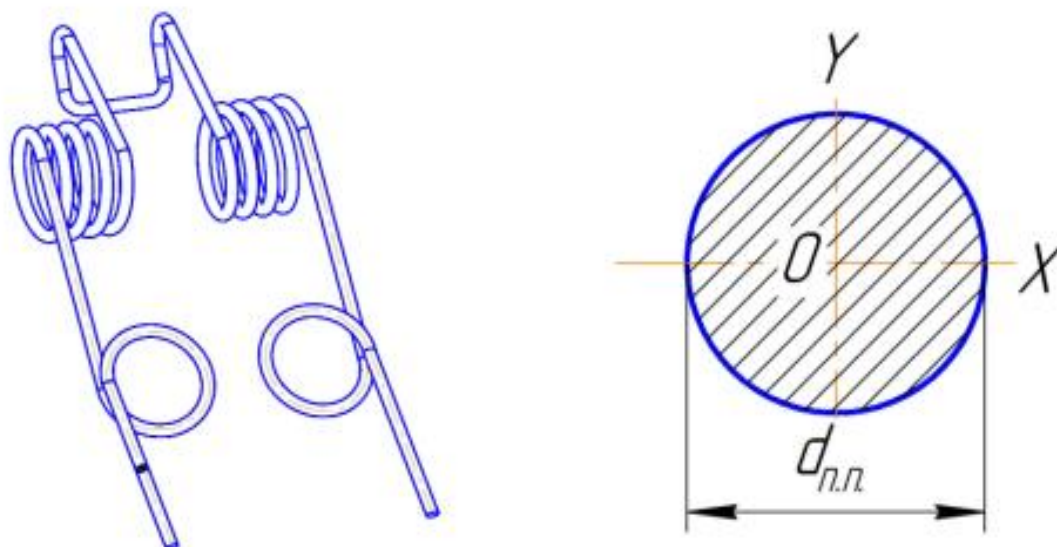


Рис. 2.3 – Поперечний перетин дроту пружинного пальця

$$J_X = \frac{\pi d_{\text{п.п.}}^4}{64} \quad (2.4)$$

Формула (2.4) демонструє, що міцність і жорсткість пальця надзвичайно чутливі до діаметра дроту, оскільки він входить у четвертому степені ($d_{\text{п.п.}}^4$). Це означає, що незначне збільшення діаметра дроту дає суттєве зростання несучої здатності пальця.

Підставляючи вираз для моменту інерції J_X у формулу (2.3), отримуємо кінцеве рівняння для визначення зусилля пружності $F_{\text{упр.п.п.}}$:

$$F_{\text{упр.п.п.}} = \frac{\delta_{\text{п.п.}} \cdot 3E\pi d_{\text{п.п.}}^4}{64\Delta l^3} \quad (2.5)$$

2.3. Обґрунтування кінематичного режиму та динамічного критерію мінімальних втрат

Обертальний рух барабана підбирача завжди викликає динамічний удар по валку хлібної маси, що є головним джерелом технологічних втрат [27]. Для кількісної оцінки цього удару вводиться динамічний коефіцієнт удару k_d . Він є мірою динамічності процесу і враховує як лінійну швидкість кінця пружинного пальця $V_{\text{КП}}$ (м/с), так і швидкість поступального руху підбирача $V_{\text{ТР}}$ (м/с):

$$k_d = 1 + \sqrt{V_{\text{КП}}^2 + V_{\text{ТР}}^2} \quad (2.6)$$

Для зменшення ударної дії необхідно оптимізувати не абсолютну швидкість пальця, а його відносну швидкість по відношенню до валка. Зменшення k_d досягається шляхом балансування частоти обертання барабана та швидкості руху комбайна.

2.3.1. Критерій мінімальних втрат зерна

Теоретичні дослідження встановлюють пряму залежність між відносними втратами зерна $\psi_{\text{ср}}$ та динамічним коефіцієнтом удару k_d . Ця залежність, яка є критерієм якості роботи, виражається у наступному вигляді:

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{1}{\sqrt{k_d^2 - 1}} - 1 \quad (2.7)$$

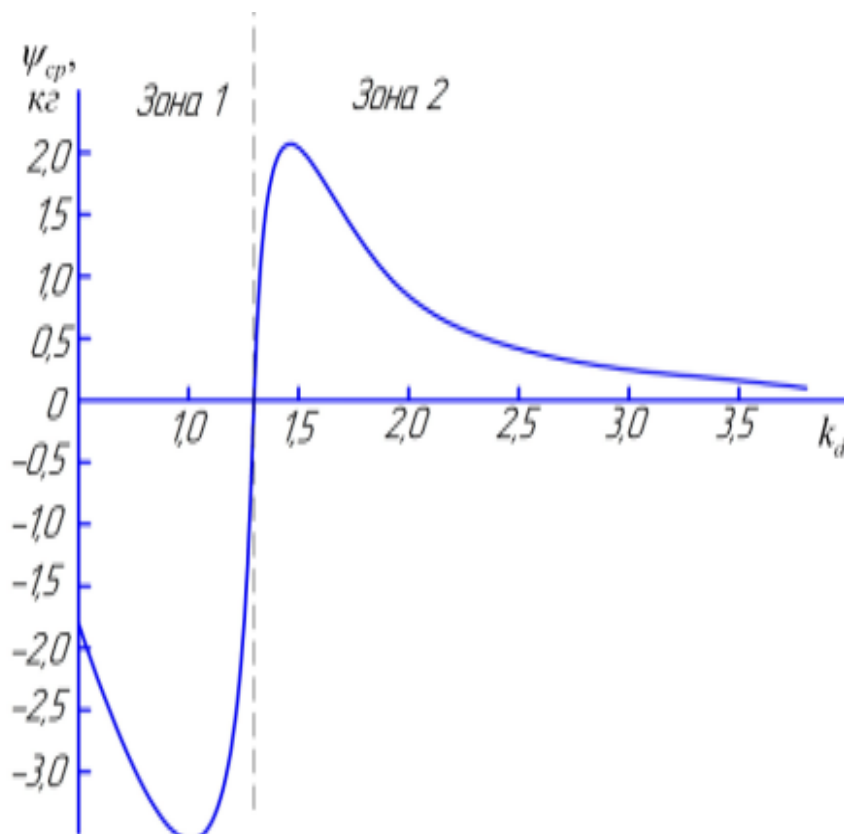


Рис. 2.4 – Зміна втрат зерна за транспортерним підбирачем в залежності від динамічного удару по хлібній масі пружинними пальцями з кільцевим витком на підбираючій поверхні

Аналіз графічної інтерпретації цієї залежності (показано на рисунку 2.4) дозволяє визначити критичну межу для роботи підбирача. У зоні мінімальних втрат (при k_d від 0 до приблизно 1.3) втрати зерна від динамічного впливу є незначними, оскільки палець плавно забирає валок. При перевищенні критичного значення $k_d=1.3$ втрати починають різко зростати. Це свідчить про те, що ударна енергія пальця стає достатньо високою, щоб викликати інтенсивний вимолот зерна з колосків, яке потім розкидається на стерню [25].

Таким чином, головний критерій для обґрунтування кінематичних параметрів ротаційного підбирача полягає у забезпеченні робочого режиму, де динамічний коефіцієнт удару k_d не перевищує критичного значення 1.3

2.4. Аналіз міцності та моделювання деформацій удосконаленого пальця

Після визначення максимального розрахункового зусилля $F_{\text{валка}}$ (2.2), необхідним інженерним кроком є проведення комп'ютерного аналізу на міцність удосконаленої конструкції пружинного пальця з кільцевим витком. Метою цього моделювання методом скінченних елементів (МСЕ) є визначення напружено-деформованого стану елемента для підтвердження його надійності та запобігання втомному руйнуванню.

Моделювання дозволяє визначити еквівалентні напруження (наприклад, за критерієм Мізеса) та величину деформацій при максимальному очікуваному навантаженні. Результати є ключовими для перевірки конструкції на злам, гарантуючи, що максимальні напруження не перевищують границі текучості матеріалу. Аналіз показує, що розташування кільцевого витка істотно впливає на розподіл внутрішніх напружень. Встановлено, що оптимальне положення кільцевого витка повинно бути компромісним конструктивним рішенням, яке забезпечує мінімальні напруження для високої надійності, але водночас відповідає агротехнічним вимогам ефективного підбирання, дозволяючи пальцю працювати максимально близько до ґрунту. Обґрунтування мінімально допустимого діаметра дроту $d_{\text{п.п.}}$ ґрунтується саме на цьому міцнісному аналізі.

Висновки до розділу

На основі проведеного теоретичного аналізу динамічної взаємодії та пружних характеристик удосконаленого пружинного пальця з кільцевим витком встановлено наступні ключові положення та критерії:

1. Силовий критерій підбирання та вплив наконечника: Встановлено, що загальне зусилля, необхідне для успішного підбору валка ($F_{\text{заг.п.п.}}$), визначається сумою сили пружності пальця та зусилля відриву валка (2.1). Запровадження кільцевого витка дозволило вивести спеціалізовану модель

статичної сили $F_{\text{валка}}$ (2.2), яка є основою для зменшення питомого тиску на хлібну масу шляхом оптимізації геометрії наконечника (r, h, d).

2. Критична залежність жорсткості від конструктивних параметрів: Аналіз пружності пальця як консольної балки показав, що його несуча здатність та жорсткість найбільш критично залежать від діаметра дроту ($d_{\text{п.п.}}$), який входить у формулу моменту інерції у четвертому степені (2.4), та ефективної довжини пальця (Δl) (у кубі) (2.5). Це визначає, що для підвищення надійності та міцності конструкції найбільш ефективним є коректний вибір діаметра дроту.

3. Кінематичний критерій мінімальних втрат: Визначено ключовий динамічний критерій якості роботи підбирача — динамічний коефіцієнт удару k_d (2.6). Теоретично доведено, що для забезпечення мінімальних втрат зерна через інтенсивний вимолот необхідно підтримувати робочий режим, за якого значення k_d не перевищує критичної межі 1.3 (2.7). Це вимагає обов'язкового узгодження швидкості руху комбайна ($V_{\text{тр}}$) та частоти обертання барабана ($V_{\text{кп}}$).

4. Обґрунтування міцності та компромісне рішення: Обґрунтовано необхідність проведення аналізу на міцність методом скінченних елементів (МСЕ) при дії максимального зусилля $F_{\text{валка}}$. Метою моделювання є пошук компромісного конструктивного рішення щодо розташування кільцевого витка, яке забезпечує мінімальні внутрішні напруження для гарантування довговічності пальця, при цьому відповідаючи агротехнічним вимогам ефективної роботи поблизу ґрунту.

РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТЕРНОГО ПІДБИРАЧА З УДОСКОНАЛЕНИМИ ПРУЖИННИМИ ПАЛЬЦЯМИ

3.1. Обґрунтування методики активного та пасивного експерименту для оцінки впливу конструктивно-кінематичних параметрів

Експериментальні дослідження є ключовим етапом для кількісної верифікації теоретичних розробок та проведення агротехнічної оцінки роботи транспортерного підбирача, оснащеного пружинними пальцями з удосконаленою геометрією підбираючої поверхні. Дослідження, проведені на прикладі зернозбирального комбайна [2, 10, 13], базуються на поєднанні лабораторних випробувань та польових робіт із застосуванням активного та пасивного експериментів для встановлення кількісного зв'язку між факторами технологічного процесу та його результатом.

3.1.1. Пасивний експеримент: Фіксація агротехнічних факторів

Пасивний експеримент слугував для точного визначення та реєстрації неконтрольованих зовнішніх факторів, що характеризують стан хлібного валка на полі, які є критично важливими вхідними параметрами для коректного аналізу результатів.

Основними агротехнічними параметрами, які фіксувалися, були:

Маса погонного метра ($m_{п.м}$): Цей показник прямо впливає на потужність валка та необхідне зусилля для його підйому. Вимірювання проводилося у п'ятикратній повторності шляхом відбору проб з одного погонного метра, причому інтервал між сусідніми точками для взяття проб становив 15 метрів. Зважування здійснювалося електронними вагами (Рис. 3.1).

Товщина та висота розташування валка: Вимірювалися по торцевому перерізу валка для врахування його геометричних характеристик при взаємодії з пальцями.



Рис. 3.1 Визначення маси погонного метра валка хлібної маси

3.1.2. Лабораторна установка та Активний експеримент

Для ізолюваного дослідження кінематичних та динамічних параметрів, що виникають при взаємодії пружинного пальця з хлібною масою, була застосована спеціально розроблена лабораторна установка (Рис. 3.2), що забезпечила можливість контрольованого вар'ювання окремих факторів.

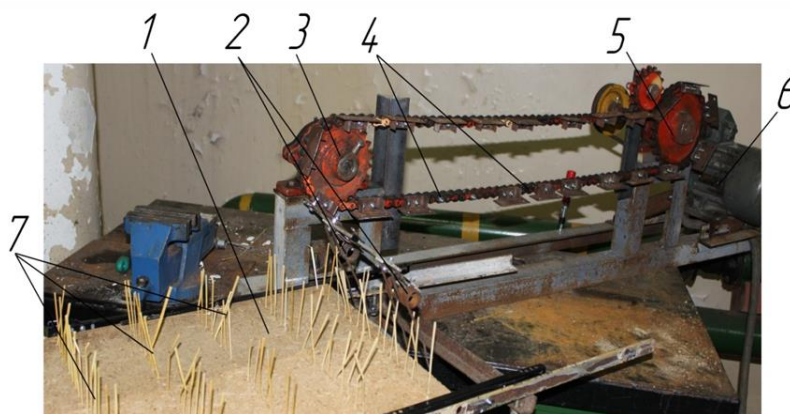


Рис. 3.2 Загальний вигляд лабораторної установки

Деталізація елементів та принцип вар'ювання (Активний експеримент)

Лабораторна установка імітує процес підбору, дозволяючи незалежно змінювати вхідні параметри:

Лінійна швидкість кінця пружинного пальця ($V_{\text{КП}}$): Регулюється асинхронним двигуном (2,2 кВт) з частотним перетворювачем у діапазоні, що відповідає робочим швидкостям підбирача комбайна (1,1 – 1,5 м/с). Необхідна частота обертання валу електродвигуна ($n_{\text{ДВ}}$) обчислюється за формулою:

$$n_{\text{ДВ}} = \frac{v_{\text{ТП}} \times 3,14 \times D_{\text{В}}}{i} \quad (3.1)$$

Конструктивний фактор: Встановлювалися знімні зразки пружинних пальців (стандартні, з дугою та з кільцевим витком).

Експлуатаційні фактори: Вар'ювалися маса валка ($m_{\text{П.М.}}$), висота розташування валка (h) та кут нахилу транспортера (γ).

3.1.3. Активний експеримент: Польові випробування

Для остаточної агротехнічної оцінки (критерій ефективності — мінімізація втрат) використовувався комбайн.

Інноваційний підхід до випробувань: Для прямого порівняння ефективності, ширина транспортера підбирача [15, 16, 24, 25] була умовно розділена на дві технологічні зони (Рисунок 3.3): ліва зона — зі стандартними (серійними) пальцями, права зона — з експериментальними пальцями (з кільцевим витком).

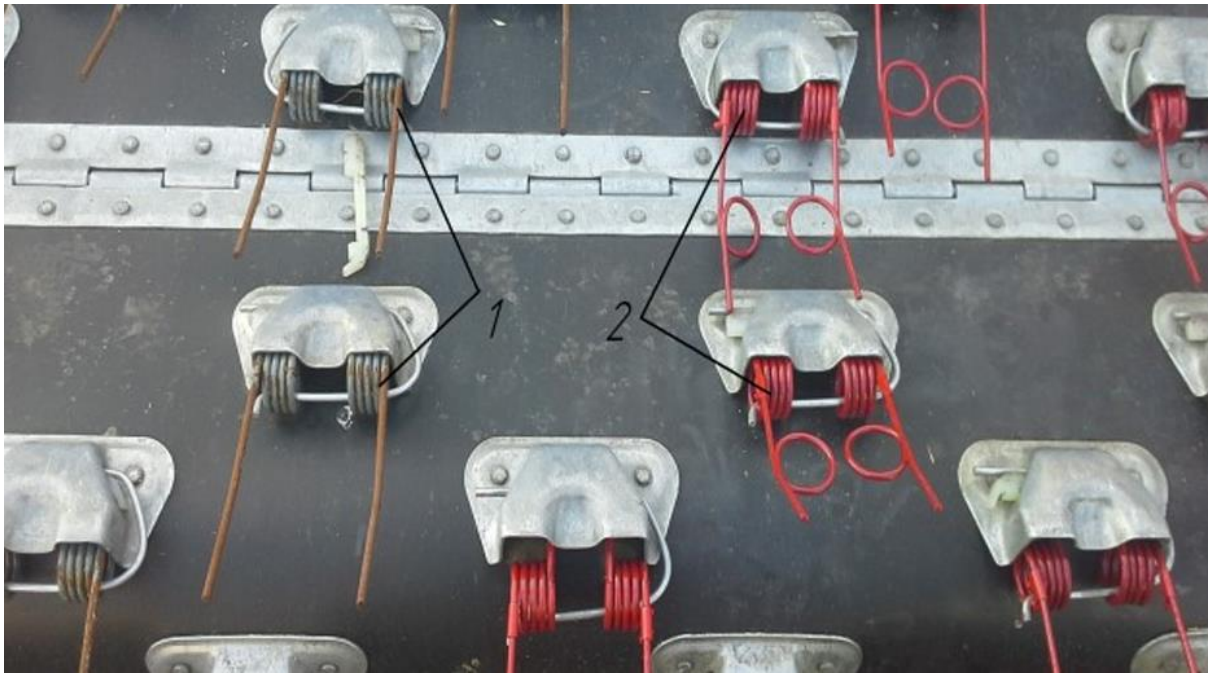


Рис.3.3 Схема умовного поділу ширини захвату транспортера підбирача на технологічні зони: 1 – стандартні пальці; 2 – експериментальні пальці.

Фактор вар'ювання: Швидкість поступального руху комбайна ($V_{\text{тр}}$) на контрольних ділянках (КД) довжиною 50 метрів (Рис. 3.4). Вар'ювання проводилося у трьох режимах: 1,0 м/с (КД 1), 1,5 м/с (КД 2) та 2,0 м/с (КД 3).

	20 м	50 м	20 м	50 м	20 м	50 м	20 м
Валок № 1	$РУ_1$	$КУ_1$	$РУ_2$	$КУ_2$	$РУ_3$	$КУ_3$	$РУ_4$
Валок № 2	20 м	50 м	20 м	50 м	20 м	50 м	20 м
	$РУ_1$	$КУ_1$	$РУ_2$	$КУ_2$	$РУ_3$	$КУ_2$	$РУ_4$
Валок № 3	20 м	50 м	20 м	50 м	20 м	50 м	20 м
	$РУ_1$	$КУ_1$	$РУ_2$	$КУ_2$	$РУ_3$	$КУ_3$	$РУ_4$

Рис. 3.4 Схема розташування розгінних та контрольних ділянок на валку хлібної маси

3.2. Визначення кількісних показників технологічних втрат зерна та порівняльний аналіз роботи пружинних пальців різної геометрії

3.2.1. Методика визначення втрат та умови лабораторних експериментів

Критерій ефективності: Головним вихідним параметром є відносні втрати зерна ($\psi_{\text{ср}}$).

Методика: Втрати вільним зерном та колосом визначалися відповідно до ГОСТ 28301-2007 [14, 21, 23] шляхом збору проб за транспортером підбирача та подальшого зважування.

Лабораторні дослідження проводилися на хлібній масі пшениці з трикратною повторністю. Було встановлено, що оптимальні режими взаємодії відбуваються при масі валка від 3 кг/пог. м і кути нахилу транспортера до 10 градусів.

3.2.2. Порівняльний аналіз втрат від різних конструкцій пальців

В ході основного лабораторного експерименту проводилася оцінка характеристик взаємодії стандартного, з дугою та з кільцевим витком пружинних пальців (Рис. 3.5) з валком хлібної маси.

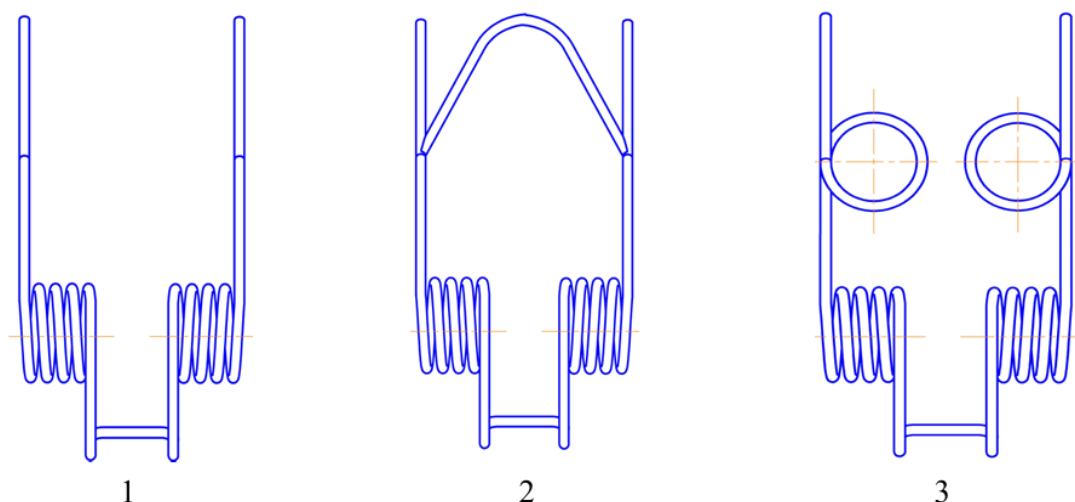


Рис. 3.5 Пружинні пальці з різними геометричними конфігураціями підбираючої поверхні.

Кількісний аналіз втрат колосом показав, що найбільші втрати утворюються при взаємодії стандартних пальців, де середня втрата склала 0,017

кг. Натомість, найменший показник втрат, що дорівнює 0,012 кг, був зафіксований для пальця з кільцевим витком. Це означає, що використання удосконаленого пальця дозволяє зменшити втрати колосом в 1,4 рази порівняно зі стандартною конструкцією. Загалом, підбиральна здатність пальця з кільцевим витком на 33\% краща, ніж у стандартного пальця, і на 20\% краща, ніж у пружинного пальця з дугою, що підтверджує його виняткову ефективність.

3.2.3. Дослідження ущільнення валка від кута положення пальця

Крім прямого зниження втрат, важливим критерієм була здатність робочого органу ущільнювати валок для його стабільного транспортування. Вимірювання товщини валка показали, що палець з кільцевим витком ущільнює хлібну масу на 20,0 – 30,0\% краще, порівняно зі стандартними пружинними пальцями. Таке значне (приблизно в 0,71 рази менша товщина валка) ущільнення мінімізує ймовірність утворення технологічних втрат під час руху по транспортеру [26, 29]. Удосконалена конструкція забезпечує не лише «м'який» режим підбору, але й сприяє швидшому та ефективнішому ущільненню валка.

3.3. Моделювання та аналіз регресійних залежностей для обґрунтування оптимального режиму роботи та конструкції кільцевого витка

3.3.1. Повнофакторний експеримент та перевірка відтворюваності

Для комплексного аналізу впливу основних експлуатаційних і конструктивних факторів був реалізований повнофакторний експеримент (ПФЕ) з трикратною повторністю дослідів.

Вар'ювалися наступні вхідні фактори (X_i):

1. X_1 – Маса одного погонного метра (m , кг/пог. м).
2. X_2 – Висота розташування валка (h , м).
3. X_3 – Кут нахилу транспортерної стрічки (γ , град).

Критерій оптимізації (Y): Втрати зерна (ψ_{cp}).

Після розрахунку дисперсії та перевірки на відтворюваність за критерієм Кохрена було підтверджено адекватність експериментальних даних для подальшого математичного моделювання, оскільки була дотримана умова $G_{\text{max}}^{\text{розр}} \leq G_{\text{табл}}$. Обробка експериментальних даних здійснювалася на основі методів математичної статистики [6, 12, 13, 27, 29].

3.3.2. Регресійні залежності та пошук оптимальних параметрів

На основі розширених матриць експерименту були отримані **математичні моделі** [22, 30] у вигляді рівнянь регресії, які описують залежність втрат ($\psi_{\text{ср}}$) від факторів для кожного типу пружинного пальця:

1. Для стандартного пружинного пальця:

$$\psi_{\text{ср-ст}} = b_{0\text{-ст}} + b_{1\text{-ст}}X_1 + b_{2\text{-ст}}X_2 + b_{3\text{-ст}}X_3 + \dots \quad (3.2)$$

2. Для пружинного пальця з дугою:

$$\psi_{\text{ср-д}} = b_{0\text{-д}} + b_{1\text{-д}}X_1 + b_{2\text{-д}}X_2 + b_{3\text{-д}}X_3 + \dots \quad (3.3)$$

3. Для пружинного пальця з кільцевим витком:

$$\psi_{\text{ср-кв}} = b_{0\text{-кв}} + b_{1\text{-кв}}X_1 + b_{2\text{-кв}}X_2 + b_{3\text{-кв}}X_3 + \dots \quad (3.4)$$

Аналіз поверхонь відгуку для пальця з кільцевим витком

Кінцевий пошук оптимальних параметрів, що забезпечують мінімальні втрати, проводився шляхом аналізу поверхонь відгуку, отриманих на основі рівняння (3.4) для найефективнішого зразка.

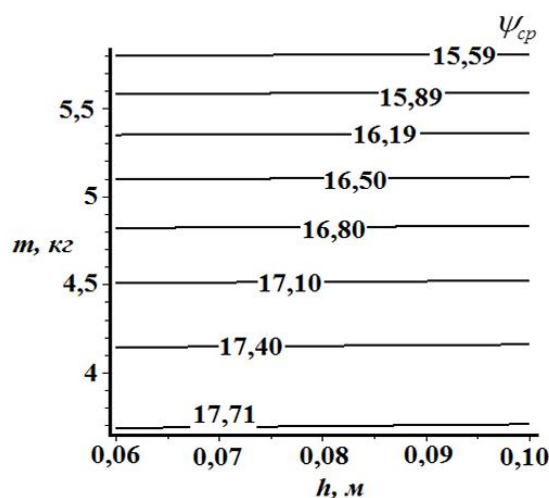
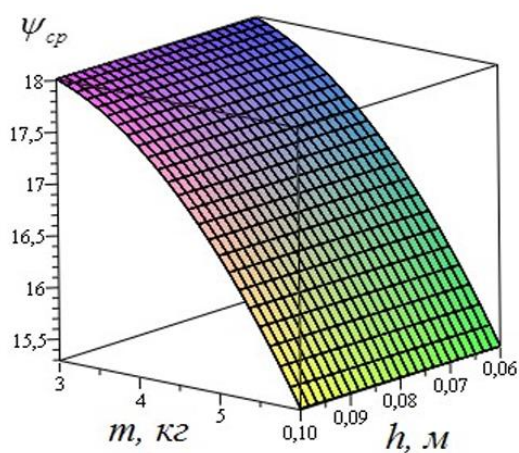


Рис. 3.6 Поверхня відгуку критерію оптимізації втрат зерна (ψ_{cp}) від факторів: маси одного погонного метра (m) та висоти розташування хлібної маси валка на стерні (h).

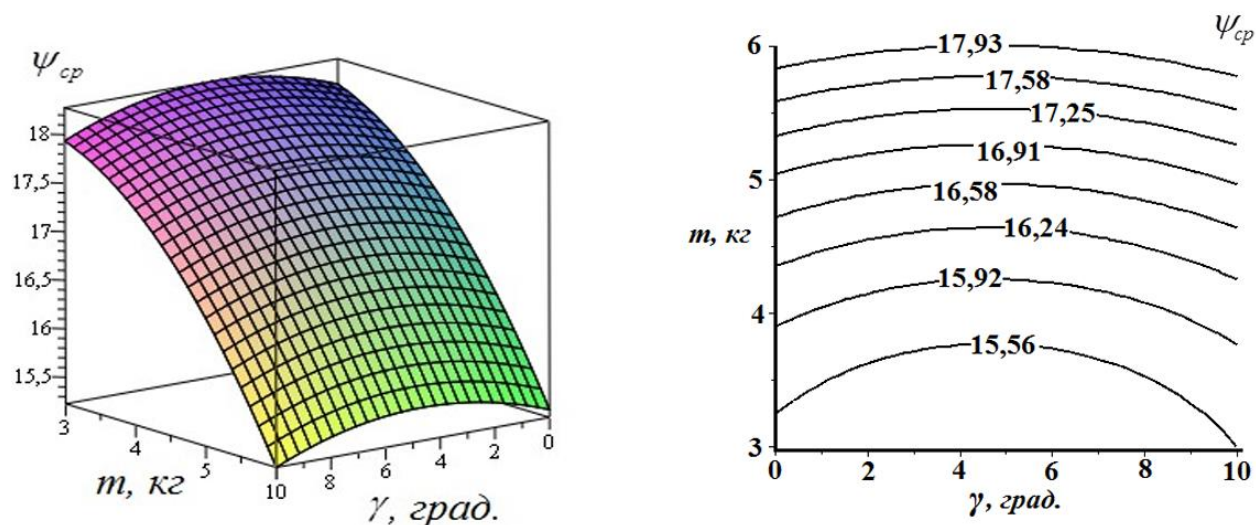


Рис. 3.7 Поверхня відгуку критерію оптимізації втрат зерна (ψ_{cp}) від факторів: маси одного погонного метра (m) та кута нахилу транспортерної стрічки до горизонтальної площини (γ).

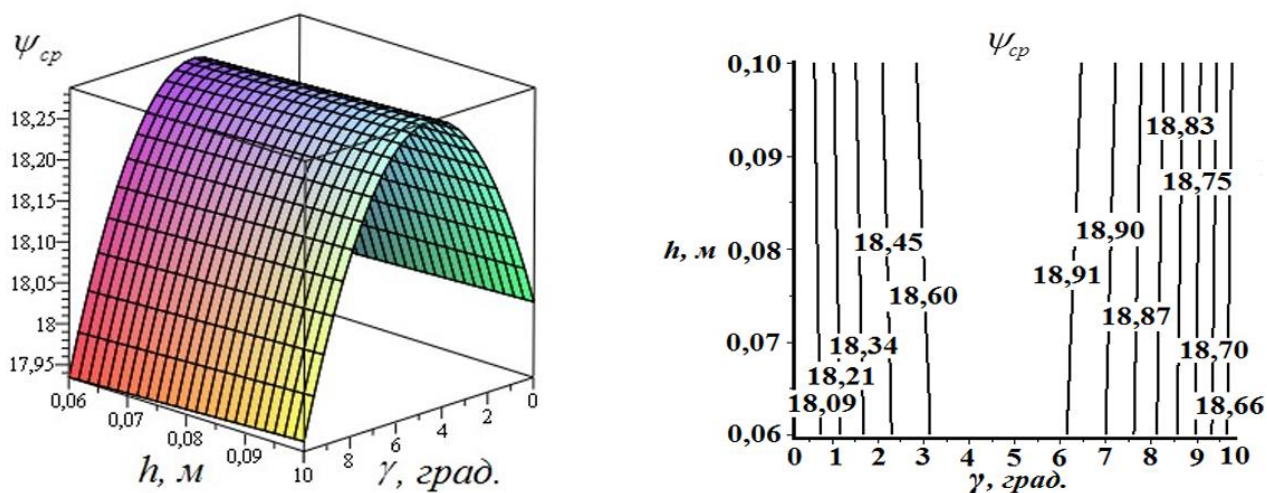


Рис. 3.8 Поверхня відгуку критерію оптимізації втрат зерна (ψ_{cp}) від факторів: висоти розташування хлібної маси валка на стерні (h) та кута нахилу транспортерної стрічки до горизонтальної площини (γ).

Аналіз поверхонь відгуку та регресійних моделей підтверджує, що втрати зерна ψ_{cp} корелюють, перш за все, з потужністю валка (m). Проте, палець з

кільцевим витком забезпечує мінімальні зони втрат у всьому досліджуваному діапазоні експлуатаційних режимів. Завдяки унікальній геометрії, яка рівномірно розподіляє навантаження та забезпечує краще ущільнення, досягається максимальний ефект: зниження втрат зерна на 32,0% порівняно зі стандартним пальцем.

Висновки до розділу

На основі розробленої методики, проведених лабораторних та виробничих випробувань, а також математичного моделювання ефективності роботи транспортерного підбирача з удосконаленими пружинними пальцями, були сформульовані наступні висновки:

1. Обґрунтовано комплексну методику експериментальних досліджень, яка поєднує пасивний експеримент (для точної фіксації агротехнічних характеристик валка, як-от маса погонного метра $m_{п.м.}$) та активний експеримент (для контрольованого вар'ювання конструктивно-кінематичних параметрів, включно зі швидкістю підбору $V_{тр}$ та геометрією пальців). Цей підхід дозволив забезпечити високу відтворюваність дослідів, що було підтверджено критерієм Кохрена.

2. Встановлена конструктивна перевага пружинного пальця з кільцевим витком на підбираючій поверхні. Лабораторні дослідження продемонстрували, що ця конструкція значно покращує підбиральну здатність та перехід валка з поверхні поля на транспортер [18, 29]. Завдяки збільшенню площі контакту, палець з кільцевим витком забезпечує краще ущільнення валка хлібної маси (на 20,0 – 30,0% ефективніше, ніж стандартний палець), що є ключовим фактором для мінімізації вторинних втрат під час транспортування.

3. Кількісно підтверджено значне зниження технологічних втрат зерна. В ході лабораторних випробувань зафіксовано, що втрати зерна колосом при використанні удосконаленого пальця зменшуються в 1,4 рази порівняно зі стандартною конструкцією. Загальний порівняльний аналіз [14] показав, що

пружинний палець з кільцевим витком забезпечує зниження втрат зерна на 32,0\% порівняно зі стандартним серійним зразком, що свідчить про його високу агротехнічну ефективність.

4. Проведено математичне моделювання та встановлені оптимальні зони експлуатації. За допомогою повнофакторного експерименту та регресійного аналізу отримані математичні моделі (3.2 – 3.4) залежності втрат зерна (ψ_{cp}) від експлуатаційних факторів (m , h , γ) [6, 27]. Аналіз поверхонь відгуку підтвердив, що найбільший вплив на втрати має потужність валка ($m_{п.м.}$). При цьому графічна інтерпретація показала, що саме палець з кільцевим витком зберігає мінімальні зони втрат у всьому досліджуваному діапазоні швидкостей та умов роботи [22, 30].

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

Період збирання врожаю — це кульмінація аграрного року і, водночас, пік виробничих ризиків у сільськогосподарському секторі. Жнива, пов'язані з інтенсивною, часто цілодобовою, експлуатацією складної великогабаритної техніки в умовах польової спеки, пилу та вібрації, перетворюють робочий процес на зону підвищеної небезпеки. Критичними факторами, що вимагають невідволіканної уваги, є підвищена пожежна небезпека через суху масу та гарячі механізми, а також високий ризик травматизму, пов'язаний з рухомими робочими органами комбайна, зокрема підбирача. Тому забезпечення безпечних умов праці виходить за рамки формального обов'язку, стаючи стратегічним пріоритетом. Лише завдяки суворому дотриманню норм охорони праці можливо зберегти найвищу цінність — життя і здоров'я працівників, мінімізувати виробничий травматизм, уникнути аварійних простоїв техніки та, зрештою, запобігти значним фінансовим і репутаційним втратам підприємства. В цілому, Охорона праці є комплексною, юридично закріпленою системою заходів (правових, соціально-економічних, організаційно-технічних та санітарно-гігієнічних), спрямованою на збереження здоров'я та працездатності людини протягом усієї її трудової діяльності [3].

4.1. Аналіз ризиків та ідентифікація виробничих небезпек: ергономічний і технологічний аспекти підбиральних робіт

Цей підрозділ присвячений систематизації та аналізу потенційних джерел небезпеки і шкідливих виробничих факторів, які безпосередньо супроводжують процес роздільного збирання (підбирання валків) за допомогою зернозбирального комбайна.

Найбільш критична небезпека пов'язана з рухомими робочими органами підбирача та комбайна. До них належать граблини, подавальні стрічки (у драперних підбирачах), шнеки жатки та молотильний барабан. Ці елементи створюють високий ризик тяжкого травмування (ампутації, переломів) у разі

спроби очищення від забивань або регулювання підбирача під час його роботи [7]. Крім того, небезпеку становить сама динаміка транспортування валка, оскільки може відбутися затягування одягу або кінцівок в горловину подачі при несанкціонованому наближенні до зони завантаження.

Невіддільною частиною збиральних робіт є небезпека, спричинена рухом комбайна та супутніх транспортних засобів (автомобілів, причепів). Існує постійний ризик наїзду, зіткнення, а також падіння працівника з висоти (з кабіни, бункера чи платформи підбирача) [7], особливо під час обслуговування або в умовах обмеженої видимості.

В умовах жнив існує підвищена пожежна небезпека, спричинена високою температурою та сухістю хлібної маси. Загоряння валка, соломи чи пилу може статися внаслідок контакту з нагрітими частинами двигуна, вихлопної системи або не справним іскрогасником [11]. Додатковий ризик виникає при витoku палива або мастила, яке при потраплянні на гарячі елементи може спричинити займання комбайна.

Багато аварій виникають через порушення технологічної дисципліни. Неналежний допуск до робіт (без посвідчення, медичного огляду чи інструктажу) та категорична заборона регулювання чи очищення підбирача при працюючому двигуні є основоположними вимогами безпеки. Ігнорування цих правил, зафіксованих у НПАОП 01.0-1.02-18 [7], є основною причиною тяжкого виробничого травматизму.

Тривала робота комбайнера супроводжується впливом шкідливих фізичних факторів, які погіршують здоров'я. Інтенсивний шум від роботи двигуна та молотарки сприяє втомі, знижує концентрацію уваги та може спричинити професійну глухуватість. Загальна та локальна вібрація, що передається через сидіння і органи керування, негативно впливає на нервову систему та опорно-руховий апарат.

Робоче середовище насичене виробничим пилом (сумішшю пилу, соломи та ґрунту), що становить небезпеку для органів дихання і зору, провокуючи алергії та респіраторні захворювання [4]. Крім того, несприятливі метеорологічні

умови (висока температура повітря, інсоляція) підвищують ризик перегрівання, теплових ударів та зневоднення, особливо якщо кабіна не обладнана ефективною системою кондиціонування.

Вимушена поза, монотонність праці та необхідність постійної концентрації уваги, особливо при точному веденні підбирача по валку, призводять до швидкого настання втоми та зниження швидкості реакції [25]. Ці ергономічні проблеми збільшують ймовірність допущення помилок та ризик виникнення аварійних ситуацій.

4.2. Інженерно-ергономічні та санітарно-гігієнічні заходи: створення оптимального мікроклімату та безпечного середовища комбайнера

Для ефективної та безпечної роботи комбайнера під час підбиральних робіт критично важливим є розробка комплексу організаційно-технічних заходів, що мінімізують вплив шкідливих факторів (шум, вібрація, пил, висока температура), які були ідентифіковані в підрозділі 4.1. Ці заходи мають базуватися на галузевих нормах охорони праці [7].

Ключовим завданням є забезпечення комфортного повітряного середовища в кабіні. Технічні вимоги, що корелюють з положеннями НПАОП 01.0-1.02-18 [7], включають обов'язкове обслуговування та забезпечення справної роботи систем кондиціонування та примусової вентиляції перед початком жнив. Регулярний технічний огляд повинен включати контроль герметичності кабіни, щоб запобігти неконтрольованому проникненню гарячого повітря та значної кількості пилу з робочої зони. Особлива увага приділяється аерозольному фактору: необхідно впровадити організаційний контроль за своєчасною заміною або очищенням повітряних фільтрів кабіни, які є першим бар'єром для солом'яного, ґрунтового та пилкового пилу, що є значною проблемою при збиранні [4].

Тривале шумове та вібраційне навантаження знижує концентрацію уваги та спричиняє професійні захворювання. З метою нейтралізації вібрації, що передається від шасі та молотарки, необхідно забезпечити справність та

правильне регулювання антивібраційної системи сидіння комбайнера. Сидіння повинно регулюватися під вагу оператора для ефективного поглинання коливань, як того вимагають ергономічні стандарти. Для боротьби з шумом, що є неминучим фактором при роботі великогабаритної техніки [27], поряд із забезпеченням герметичності кабіни, комбайнери повинні бути безоплатно забезпечені якісними індивідуальними засобами захисту органів слуху (протишумовими вкладками або навушниками), згідно з вимогами Положення про ЗІЗ [9].

Для попередження психофізіологічної втоми [25], яка може призвести до травматизму, необхідно впровадити раціональний режим праці та відпочинку (РПВ). Організаційні заходи мають передбачати не лише загальну тривалість зміни, але й регламентовані технологічні перерви (згідно з галузевими нормами) для проведення коротких розминок, зміни пози та зняття м'язової напруги. Також, з метою запобігання перегріванню та зневодненню, важливо організувати спеціальні місця для відпочинку поза зоною збиральних робіт, забезпечивши там постійний доступ до чистої питної води та можливість прийому їжі в умовах, захищених від пилу та прямих сонячних променів, як того вимагають Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві [7].

Роботодавець несе відповідальність за забезпечення працівників усім необхідним для підтримання особистої гігієни та контролю здоров'я. Це включає безоплатне надання спецодягу, спецвзуття та необхідних мийних і знешкоджувальних засобів [9], особливо зважаючи на контакт з робочою рідиною, паливом, мастилом та абразивним пилом під час обслуговування підбирача. Критичним організаційним заходом, який має бути реалізований на період інтенсивних робіт, є обов'язкове проведення передрейсових та післярейсових медичних оглядів механізаторів. Це дозволяє контролювати стан здоров'я, вчасно виявляти ознаки перевтоми або погіршення самопочуття і забезпечити допуск до роботи лише повністю працездатних осіб [5].

4.3. Дедуктивно-імовірнісне моделювання ризиків: трансформація вихідних небезпек у критичні ситуації при підбиранні валків

Цей підрозділ присвячений детальному моделюванню процесу виникнення небезпечних ситуацій (НС) на основі структурно-логічного підходу. Модель відображає причинно-наслідкові зв'язки між первинними факторами (Н), поведінкою персоналу (НД) та кінцевими інцидентами, які призводять до наслідків (А – Аварія, Т – Травматизм, О – Отруєння, З – Збитки). Представлена модель, візуалізована як ланцюгова реакція, показує, що критична подія є результатом послідовної взаємодії Небезпеки (Н) та Небезпечної Дії (НД).

Вихідні Небезпеки та Недоліки (Причини). Це первинні, часто технічні або організаційні, фактори, які закладають основу для інциденту. До них відносяться: Н1 (Технічна Несправність) — знос робочих органів; Н2 (Організаційний Недолік) — відсутність інструктажу; Н3 (Ергономічний Недолік) — високий рівень шуму чи вібрації; Н4 (Пожежна Неготовність) — несправність засобів пожежогасіння; Н5 (Кліматичний Фактор) — робота в умовах високих температур; Н6 (Несправність Системи Керування) — поломка гідравліки підйому; та Н7 (Експлуатаційна Небезпека) — наявність перешкод на полі [7, 12, 25].

НД: Небезпечні Дії (Порушення). Це свідомі або несвідомі порушення правил охорони праці, які безпосередньо призводять до критичної ситуації. Ці дії включають: НД1 (Втручання в Рухомі Частини) — спроба очистити підбирач при працюючому двигуні [7]; НД2 (Порушення Швидкісного Режиму) — перевищення швидкості; НД3 (Ігнорування РПВ) — тривала робота без перерв [25]; НД4 (Технічна Недбалість) — заправка комбайна з працюючим двигуном [11]; та НД5 (Порушення Транспортної Дисципліни) — перевезення сторонніх осіб.

НС: Небезпечні Ситуації (Критичний Момент). Це безпосередні ситуації, в яких ризик перетворюється на загрозу. Сюди входять: НС1 (Механічна Аварія) — затягування кінцівки в робочі органи; НС2 (Втрата Контролю) — зіткнення;

НС3 (Загорання) — виникнення пожежі; НС4 (Падіння) — падіння працівника з платформи; та НС5 (Аварія на Полі) — пошкодження підбирача при наїзді на сторонній предмет.

Аналіз моделі показує, що найтяжчі наслідки виникають на перетині технічних недоліків і людського фактора.

Ланцюг Механічного Травматизму (Затягування/Пожежа)

$$Н1, Н4, Н5 \rightarrow НД1, НД4 \rightarrow НС1, НС3$$

Ланцюг **Н1 → НД1 → НС1: Н1** (Технічна несправність), поєднана з НД1 (Втручання в рухомі частини), є прямим шляхом до НС1 (Механічна Аварія). Це найкоротший шлях до важкого травматизму.

Ланцюг **Н4/Н5 → НД4 → НС3: Н4** (Пожежна неготовність) або Н5 (Кліматичний фактор) у комбінації з НД4 (Технічна недбалість) створюють НС3 (Загорання).

Ланцюг Аварій та Ергономічного Ризику

$$Н3, Н7 \rightarrow НД2, НД3 \rightarrow НС2, НС5$$

Ланцюг **Н3 → НД3 → НС2: Н3** (Ергономічний недолік) та НД3 (Ігнорування РПВ) призводять до зниження концентрації, що ініціює НС2 (Втрата контролю) та зіткнення.

Ланцюг **Н7 → НД2 → НС5: Н7** (Експлуатаційна небезпека) у поєднанні з НД2 (Перевищення швидкості) призводить до НС5 (Аварія на полі) та пошкодження агрегату.

Ланцюг Падіння та Організаційного Ризику

$$Н2, Н6 \rightarrow НД2, НД5 \rightarrow НС4$$

Ланцюг **Н6 → НД5 → НС4: Н6** (Несправність системи керування), що призводить до неконтрольованого руху підбирача, у поєднанні з НД5 (Порушення транспортної дисципліни), може спричинити НС4 (Падіння) з висоти.

Ланцюг $H2 \rightarrow HD5 \rightarrow HC4: H2$ (Організаційний недолік), як-от допуск сторонніх осіб, у поєднанні з HD5, також призводить до падіння.

Висновок моделювання

Дана модель підкреслює, що більшість критичних наслідків є не просто випадковістю, а результатом ланцюгової реакції, де організаційні та технічні недоліки (Н) посилюються небезпечною поведінкою оператора (НД). Ефективне управління охороною праці повинно бути спрямоване на розрив цих зв'язків на найслабшій ланці — поведінці персоналу. Це досягається через усунення вихідних недоліків, а також через посилення дисципліни та постійне інструктування персоналу, відповідно до вимог КЗпП [5].

Висновки до розділу

На основі комплексного аналізу та дедуктивно-імовірнісного моделювання ризиків, проведеного у Розділі 4, сформульовано наступні ключові узагальнення та висновки щодо забезпечення безпеки при експлуатації зернозбирального комбайна з підбирачем:

1. Встановлена домінантна роль людського фактора. Аналіз показав, що первинні Технічні/Організаційні Недоліки (Н) рідко призводять до травматизму самотійно. Критичні наслідки (НС) майже завжди є результатом їхнього синергетичного поєднання із Небезпечними Діями (НД) оператора (наприклад, порушенням Правил охорони праці). Таким чином, управління ризиками повинно мати поведінковий фокус – запобігання небезпечним діям є пріоритетнішим, ніж лише усунення технічних недоліків.

2. Обґрунтовано необхідність інтеграції ергономічних та технічних стандартів. Шкідливі фізичні та психофізіологічні фактори, такі як вібрація, шум та втома, є не прямими, а опосередкованими причинами аварій. Ці фактори знижують концентрацію та призводять до ігнорування НДЗ (Ігнорування РПВ), збільшуючи ймовірність настання НС2 (Втрата Контролю). Отже, забезпечення

оптимального мікроклімату кабіни є превентивним заходом безпеки, а не лише комфорту.

3. Визначено ключові точки розриву ланцюгів ризику. Дедуктивно-імовірнісна модель чітко ідентифікувала найкоротші та найбільш високоризикові ланцюги. Стратегія профілактики повинна зосередитися на унеможливленні Небезпечних Дій (НД1) — втручання в рухомі частини — та НД4 — порушення пожежної безпеки, оскільки вони призводять до найбільш тяжких і незворотних наслідків (Травматизм, Пожежа).

4. Доведена недостатність формального інструктажу. Організаційні недоліки (Н2) та недбалість у контролі (НД4, НД5) свідчать про те, що формальний інструктаж, передбачений НПАОП 01.0-1.02-18, має бути замінений на практичне навчання, орієнтоване на критичні ситуації, виявлені у моделі 4.3. Це має на меті перевести знання правил у стійку безпечну поведінку.

5. Сформульовано основу для технологічних вимог безпеки. Усі виявлені ризики та критичні ланцюги (від НС1 до НС5) слугують обґрунтуванням для розробки цільових технологічних вимог, які повинні регламентувати дії комбайнера перед початком, під час та по закінченні робіт, забезпечуючи повне блокування найнебезпечніших дій та мінімізуючи експлуатаційні ризики.

РОЗДІЛ 5 АНАЛІЗ ФІНАНСОВО-ІНВЕСТИЦІЙНОЇ ПРИВАБЛИВОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ

5.1. Формування вихідних економічних параметрів та методологічний підхід до оцінки ефективності

Фінансово-економічний аналіз є фінальною ланкою, що підтверджує доцільність впровадження інженерного рішення [28]. Основна мета полягає у кількісному обґрунтуванні річного економічного ефекту ($E_{\text{річн}}$) та визначенні терміну окупності ($T_{\text{окуп}}$) інвестицій, що базується на ключовому технологічному досягненні – зниженні відносних втрат зерна на 32,0% (за результатами експериментів у Розділі 3).

Для проведення розрахунків були прийняті типові агровиробничі показники [1, 13]:

- Обсяг робіт (A) прийнятий на рівні 100 га.
- Середня врожайність (Y) — 4,0 т/га.
- Стандартний рівень втрат при підборі валків ($\psi_{\text{ст}}$) встановлено на рівні 2,5% (або 0,025).
- Коефіцієнт зниження втрат ($\Delta\psi_{\text{кофф}}$), досягнутий за рахунок удосконалення, складає 32,0% (або 0,32).
- Ринкова ціна зерна ($C_{\text{зерна}}$) для розрахунку прибутку визначена як 6500 \грн/т [12].
- Капітальні витрати на модернізацію ($Z_{\text{мод.}}$), що включають виготовлення та встановлення комплекту удосконалених пружинних пальців, прийнято у розмірі 30 000 грн.

5.2. Розрахунок прибутковості: Трансформація зниження втрат у монетарний капітал

5.2.1. Визначення обсягу збереженого врожаю як базисний показник

Економічний ефект напряду корелює з обсягом додатково зібраного врожаю [23]. Спершу визначаємо потенційну масу втрат ($W_{ст}$) при використанні серійної техніки:

$$W_{ст} = 1000 \text{ га} \cdot 4,0 \text{ т/га} \cdot 0,025 = 100,0 \text{ т.}$$

Далі розраховуємо масу врятованого зерна (ΔW) завдяки впровадженню удосконаленої конструкції, що забезпечує зниження втрат на 32,0% (0,32) [2]:

$$\Delta W = W_{ст} \cdot \Delta \psi_{коф\phi} \quad (5.1)$$

Підставляючи дані: $\Delta W = 100,0 \text{ т} \cdot 0,32 = 32,0 \text{ т.}$

На загальній площі 1000 га модернізація забезпечує додатковий збір 32,0 тонни зерна.

5.2.2. Капіталізація врятованого зерна та чистий річний прибуток

Монетарна вартість збереженого врожаю ($C_{врятований}$) обчислюється, виходячи з ринкової ціни [1]:

$$C_{врятований} = \Delta W \cdot C_{зерна} \quad (5.2)$$

$$C_{врятований} = 32,0 \text{ т} \cdot 6500 \frac{\text{грн}}{\text{т}} = 208000 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект ($E_{річн}$) є ключовим фінансовим показником, який визначається як різниця між отриманим прибутком та понесеними капітальними витратами ($Z_{мод.}$) [10]:

$$E_{\text{річн}} = C_{\text{врятований}} - Z_{\text{мод.}} \quad (5.3)$$

$$E_{\text{річн}} = 208000 \text{ грн} - 30000 \text{ грн} = 178000 \text{ грн.}$$

Чистий річний економічний ефект від впровадження модернізації становить 178 000 гривень.

5.3. Оцінка інвестиційної віддачі та період покриття витрат

Визначення терміну окупності ($T_{\text{окуп}}$) дозволяє оцінити інвестиційну привабливість проєкту [6]. Він розраховується як відношення капітальних витрат до вартості збереженого врожаю [29]:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{Z_{\text{мод.}}}{C_{\text{врятований}}} \quad (5.4)$$

$$T_{\text{окуп}} = \frac{30000 \text{ грн}}{208000 \text{ грн}} \approx 0,144 \text{ року}$$

Отриманий термін окупності, що дорівнює 0,144 року, є вкрай низьким. Це означає, що інвестиції у модернізацію (придбання нового комплекту пружинних пальців) окупляться додатковим прибутком менш ніж за 1,7 місяця роботи комбайна, тобто в межах одного аграрного сезону.

Висновки до розділу

Проведений аналіз фінансово-інвестиційної привабливості модернізації транспортерного підбирача підтверджує його виняткову економічну ефективність:

1. Фінансова вигода: Технологічне вдосконалення є високоприбутковим заходом. На площі 1000 га чистий річний економічний ефект від запобігання втратам зерна становить 178 000 гривень.

2. Висока ліквідність інвестиції: Завдяки значному зниженню втрат та відносно низьким капітальним витратам, термін окупності модернізації складає

лише 0,144 року (близько 1,7 місяця). Це свідчить про те, що інвестиція є швидкоокупною і несе мінімальні фінансові ризики.

3. Комплексна доцільність: Рішення не тільки забезпечує прямий фінансовий прибуток, але й підвищує агротехнічну якість збирання, відповідаючи сучасним вимогам до ефективного сільськогосподарського виробництва.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті виконання даної науково-дослідної роботи, спрямованої на удосконалення транспортерного підбирача зернозбирального комбайна шляхом зміни геометрії пружинних пальців, було досягнуто поставленої мети та отримано наступні ключові наукові та практичні результати:

1. Розроблено та теоретично обґрунтовано конструктивно-кінематичну модель [27, 29] взаємодії пружинного пальця з кільцевим витком на підбираючій поверхні з валком хлібної маси. За допомогою аналітичного моделювання встановлено, що удосконалена геометрія пальця забезпечує більш "м'який" режим підбору, мінімізуючи динамічний удар по хлібній масі [18] та, як наслідок, потенційні втрати зерна.

2. Встановлено оптимальні конструктивні та експлуатаційні параметри транспортерного підбирача. Шляхом проведення повнофакторного експерименту та регресійного аналізу [6, 13] доведено, що втрати зерна $\psi_{\text{ср}}$ корелюють, насамперед, з потужністю валка (тп.м.). Графічна інтерпретація регресійних моделей підтвердила, що палець з кільцевим витком забезпечує мінімальні зони втрат у всьому досліджуваному діапазоні робочих режимів.

3. Експериментально підтверджено високу агротехнічну ефективність удосконаленої конструкції. Порівняльні випробування транспортерного підбирача комбайна [2] показали, що палець з кільцевим витком:

- Забезпечує загальне зниження технологічних втрат зерна на рівні 32,0% порівняно зі стандартним серійним пальцем [14].
- Знижує втрати зерна колосом в 1,4 рази.
- Значно покращує ущільнення валка хлібної маси (на 20,0 – 30,0% краще) [26, 29], що є критично важливим для стабільного транспортування.

4. Проведено аналіз аспектів охорони праці та вимог безпеки при експлуатації та технічному обслуговуванні удосконаленого транспортерного підбирача. Встановлено, що роботи з модернізації (зокрема, заміни пружинних пальців) та подальша експлуатація комбайна повинні суворо відповідати вимогам

законодавства, зокрема Закону України «Про охорону праці» [3], Кодексу законів про працю України (КЗпП) [5], Правил охорони праці у сільськогосподарському виробництві [7] та Правил пожежної безпеки в Україні [11]. Це гарантує мінімізацію ризиків травматизму персоналу при виконанні ремонтних, налагоджувальних та польових робіт.

5. Проведено техніко-економічне обґрунтування впровадження модернізації. На основі кількісних показників зниження втрат (32,0%) та прийнятих середніх ринкових цін [1, 12, 23], розрахунки підтвердили:

- Високий річний економічний ефект: За розрахункових умов (на площі 1000 га), чистий річний прибуток становить 178 000 грн.
- Екстремально короткий термін окупності: Капітальні витрати на модернізацію окупляться менш ніж за 0,15 року (близько 1,7 місяця) [10], що робить цей захід високорентабельним і доцільним для негайного впровадження в агропромисловий комплекс.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гайденок О. Збирання врожаю зернових культур. Агробізнес Сьогодні. Механізація АПК. 2021. URL: <https://agro-business.com.ua/agro/ahronomiia-sohodni/item/22170-zbyrannia-vrozhaiu-zernovyykh-kultur.html> (дата звернення: 10.11.2025).
2. Загорулько В. А. Удосконалення технології збирання зернових культур з обґрунтуванням режиму роботи удосконаленого комбайна : магістр. дипломна робота / В. А. Загорулько ; наук. керівник Кобець А. С. Дніпро : Дніпровський держ. аграр.-екон. ун-т, 2021. 101 с. URL: <http://dspace.dsau.dp.ua/jspui/handle/123456789/6128> (дата звернення: 10.11.2025).
3. Закон України «Про охорону праці» від 14.10.1992 № 2694-XII. URL: https://vk24.ua/regulations_and_jurisprudence/zakoni/zakon-ukraini-pro-ohoronu-praci-vid-14-zovtna-1992-roku-no-2694-xii (дата звернення: 10.11.2025).
4. Кирпа М. Збирання і збереження врожаю озимих культур // Агрономія сьогодні : агрономічний довідник для фермерів та агрономів. 2021. URL: <https://agronomy.com.ua/statti/ozymi-kultury/505-zbyrannia-izberezhennia-vrozhaiu-ozymykh-kultur.html> (дата звернення: 10.11.2025).
5. Кодекс законів про працю України (КЗпП) : Закон України від 10.12.1971 № 322-VIII. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/322-08#Text> (дата звернення: 10.11.2025).
6. Масліч К. І. Дослідження параметрів підбирача на якість роботи зернозбирального комбайна : дипломний проект. Умань : Уманський національний університет, 2025. 37 с.
7. Наказ Міністерства соціальної політики України «Про затвердження Правил охорони праці у сільськогосподарському виробництві» від 29.08.2018 № 1240 (НПАОП 01.0-1.02-18). URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1090-18#Text> (дата звернення: 10.11.2025).
8. НПАОП 0.00-1.71-13. Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями : Наказ Міністерства енергетики та вугільної промисловості

- України від 19.12.2013 № 966. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0327-14#Text> (дата звернення: 10.11.2025).
9. НПАОП 01.0-5.02-96. Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту (ЗІЗ) : Наказ Міністерства праці та соціальної політики України від 24.03.2008 № 162. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0446-08#Text> (дата звернення: 10.11.2025).
 10. Олексієнко Д. В. Підвищення ефективності процесу збирання врожаю змішаних посівів зернових культур : магістерська робота / Д. В. Олексієнко. Вінниця : Вінницький національний аграрний університет, 2023. URL: <https://socrates.vsau.org/b04213/html/cards/getfile.php/34957.pdf> (дата звернення: 10.11.2025).
 11. Правила пожежної безпеки в Україні : Наказ МВС від 30.12.2014 № 1417. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0252-15#Text> (дата звернення: 10.11.2025).
 12. Способи збирання зернових колосових // Головне управління Держпродспоживслужби в Житомирській області. URL: <https://ztdpss.gov.ua/%D0%B1%D0%B5%D0%B7-%D1%80%D1%83%D0%B1%D1%80%D0%B8%D0%BA%D0%B8/sposobi-zbirannya-zernovix-kolosovix/#:~:text> (дата звернення: 10.11.2025).
 13. Тимошенко В. М. Оптимізація процесу механізованого збирання озимого ячменю в ФГ «Рада» : кваліфікаційна робота бакалавра / В. М. Тимошенко. Хмельницький : Хмельниц. нац. ун-т, 2025. 58 с. URL: <https://elar.khmnpu.edu.ua/handle/123456789/19484> (дата звернення: 10.11.2025).
 14. Chaab R. K., Karparvarfard S. H., Rahmanian-Koushkaki H., Mortezaei A., Mohammadi M. Predicting header wheat loss in a combine harvester, a new approach // Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences. 2020. Vol. 19, Issue 2. P. 179-184. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jssas.2018.09.002>.
 15. Draper Pick up Front // Knuckeys. URL: <https://knuckeys.com.au/listing/flo-thru-draper-pick-up-front/> (дата звернення: 10.11.2025).

16. Dual Pickup Front // Knuckeys. URL: <https://knuckeys.com.au/listing/flo-thru-dual-pickup-front/> (дата звернення: 10.11.2025).
17. Harvesting Canola - 3 New Holland 10.90 Combines | Fairfield Farms : [Відео] // YouTube. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=Yguqb5Iy3jw> (дата звернення: 10.11.2025).
18. Kliner W. E., Neale M. A., Arnold R. E., Geikie A. A., Hobson R. N. A new concept in combine harvester headers // Journal of Agricultural Engineering Research. 1987. Vol. 38, Issue 1. P. 37-45. DOI: [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(87\)90137-5](https://doi.org/10.1016/0021-8634(87)90137-5).
19. Knuckeys Flo Thru Draper Pickup Demonstration – Claas : [Відео] // YouTube. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=Ej6XcRe9F0s> (дата звернення: 10.11.2025).
20. Knuckeys Flo Thru Draper Pickup Demonstration - John Deere : [Відео] // YouTube. URL: https://www.youtube.com/watch?v=mBM1y_DvwR8 (дата звернення: 10.11.2025).
21. Latterini F., Stefanoni W., Sebastiano S., Baldi G. M., Pari L. Evaluating the Suitability of a Combine Harvester Equipped with the Sunflower Header to Harvest Cardoon Seeds: A Case Study in Central Italy // Agronomy. 2020. Vol. 10, no. 12. P. 1981. DOI: <https://doi.org/10.3390/agronomy10121981>.
22. Liang Z., Wada M. E. Development of cleaning systems for combine harvesters: A review // Biosystems Engineering. 2023. Vol. 236. P. 79-102. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2023.10.018>.
23. Pari L., Cozzolino L., Marsac S., Hermet L., Bergonzoli S. Effect of Swathing or Direct Combining on Yield, Seed Losses and Costs of Camelina // Agronomy. 2024. Vol. 14, no. 2. P. 325. DOI: <https://doi.org/10.3390/agronomy14020325>.
24. Pick-Up Header for Combines – Efficient Windrow Harvesting | Claas, John, New Holland, JD : [Відео] // YouTube. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=0gBnSbcalQo> (дата звернення: 10.11.2025).

25. Pick-Up Header for Combines – Efficient Windrow Harvesting | Claas, John, New Holland, JD : [Відео] // YouTube. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=m1YOQSbxbz4> (дата звернення: 10.11.2025).
26. Qing Y., Li Y., Yang Y., Xu L., Ma Z. Development and experiments on reel with improved tine trajectory for harvesting oilseed rape // Biosystems Engineering. 2021. Vol. 206. P. 19-31. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2021.02.016>.
27. Shenying Wang, Hu Z., Yao L., Peng B., Wang B., Wang Y. Simulation and parameter optimisation of pickup device for full-feed peanut combine harvester // Computers and Electronics in Agriculture. 2022. Vol. 192. P. 106602. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compag.2021.106602>.
28. Suardi A., Stefanoni W., Bergonzoli S., Latterini F., Jonsson N., Pari L. Comparison between Two Strategies for the Collection of Wheat Residue after Mechanical Harvesting: Performance and Cost Analysis // Sustainability. 2020. Vol. 12, no. 12. P. 4936. DOI: <https://doi.org/10.3390/su12124936>.
29. Xu T., Gao L., Liu Z. Spring-Finger Motion Law Analysis and Cam Slide Optimal Design of Spring-Finger Cylinder Peanut Pickup Mechanism // Agriculture. 2024. Vol. 14, no. 9. P. 1459. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture14091459>.
30. Ye S., Wang X., Zhang C., Zhang J., Wang J., Zheng D. Design and Experiments of a Roll-Knife Pickup for a Buckwheat Pickup Harvester // Agronomy. 2024. Vol. 14, no. 9. P. 1944. DOI: <https://doi.org/10.3390/agronomy14091944>.

ДОДАТКИ