

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерних технологій та професійної освіти
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
« » 2026 р.
Зав. кафедри д.т.н., професор
(науковий ступінь, вчене звання)
Володимир ДІДУР
(підпис) (ініціали, прізвище)

Кваліфікаційна робота (дипломний проект)
перший (бакалаврський)
(назва освітнього рівня)

тема проекту: «Вдосконалення механізму притиску сошників агрегатів No-Till
для роботи в умовах змінної щільності ґрунту»

Виконав: студент 3 курсу, групи 33к-ім
освітньої програми бакалавра
спеціальності 208 «Агроінженерія»
Дмитро ТАТАРЕНКО
(прізвище та ініціали)

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

Умань – 2026

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерних технологій та професійної освіти
Кафедра агроінженерії

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри

_____ Володимир ДІДУР
«__» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ)

ТАТАРЕНКУ Дмитру Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Вдосконалення механізму притиску сошників агрегатів No-Till для роботи в умовах змінної щільності ґрунту»

керівник роботи _____ Лісовий І.О., к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

“ 08 ” _____ травня _____ 2026 р. № 01-06/167

2. Строк подання студентом роботи _____ 20.05.2026 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вітчизняні та закордонні науково-технічні джерела із землеробської механіки й автоматизації мобільних процесів; наукові статті щодо проектування мехатронних систем адаптивного керування притискним зусиллям посівних секцій; матеріали сумісного чисельного моделювання (DEM-MBD coupling) взаємодії робочих органів із гетерогенними середовищами; довідкові дані про фізико-механічні і реологічні властивості необроблених агрофонів No-Till; державні стандарти з охорони праці та технічна документація на елементи гідропривода й дводискові сошники сівалок прямого висіву.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Вступ; стратегії забезпечення стабільності глибини посіву в технологіях прямого висіву; теоретичний аналіз та експериментальна оцінка динаміки вдосконаленого механізму притиску; обґрунтування техногенної безпеки та моделювання небезпечних ситуацій під час роботи посівних агрегатів; техніко-економічний ефект та практична цінність модернізації посівного комплексу; загальні висновки; список використаних джерел; додатки.

5. Ілюстративний матеріал: підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 10 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		

7. Дата видачі завдання 1 жовтня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	01.12.2025 р.	
2.	Розділ 1. Стратегії забезпечення стабільності глибини посіву в технологіях прямого висіву	25.12.2025 р.	
3.	Розділ 2. Теоретичний аналіз та експериментальна оцінка динаміки вдосконаленого механізму притиску	02.02.2026 р.	
4.	Розділ 3. Обґрунтування техногенної безпеки та моделювання небезпечних ситуацій під час роботи посівних агрегатів	01.04.2026 р.	
5.	Розділ 4. Техніко-економічний ефект та практична цінність модернізації посівного комплексу	01.05.2026 р.	
6.	Виконання ілюстративної частини роботи (підготовка креслень, графіків та візуалізацій моделювання в EDEM і RecurDyn)	12.05.2026 р.	
7	Представлення роботи керівнику на перевірку та остаточне оформлення записки	15.05.2026р.	

Студент

(підпис)

Дмитро ТАТАРЕНКО

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Іван ЛІСОВИЙ

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. СТРАТЕГІЇ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ ГЛИБИНИ ПОСІВУ В ТЕХНОЛОГІЯХ ПРЯМОГО ВИСІВУ	8
1.1. Фізико-механічний стан верхнього шару ґрунту за нульового обробітку як дестабілізуючий фактор роботи сошників. Особливості взаємодії посівних агрегатів із неструктурованим середовищем та пожнивними рештками	8
1.2. Конструктивна еволюція та функціональні межі систем копіювання рельєфу сучасних сівалок. Аналіз механічних, гідравлічних та електропневматичних комплексів притиску світових брендів	10
1.3. Обмеження пасивних демпферних механізмів в умовах локальної гетерогенності щільності ґрунту. Дослідження причин технологічного браку при коливаннях твердості ґрунтового масиву	13
1.4. Обґрунтування концепції адаптивного автоматичного регулювання зусилля на сошник. Постановка прикладних задач для проектування динамічної системи копіювання	16
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ДИНАМІКИ ВДОСКОНАЛЕНОГО МЕХАНІЗМУ ПРИТИСКУ	19
2.1. Конструктивно-технологічна архітектура активного притискного механізму із системою зворотного зв'язку. Технічний опис геометрії та принципу дії модернізованого робочого органу	19
2.2. Математичне моделювання кінематики та силовикових взаємодій у системі «сошник – адаптивний притиск – змінне середовище». Складання диференціальних рівнянь руху сошника на деформівній базі	21
2.3. Інженерний розрахунок силових параметрів елементів активного керування. Визначення раціонального діапазону зусилля $F_{пр}$ та параметрів виконавчого гідро- чи пневмоциліндра	25
2.4. Результати чисельного моделювання (DEM-MBD coupling) та аналіз закономірностей заглиблення сошника. Оцінка якості розподілу насіння за глибиною залежно від мінливості опору ґрунту	27
Висновки до розділу	30
РОЗДІЛ 3. ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОГЕННОЇ БЕЗПЕКИ ТА МОДЕЛЮВАННЯ НЕБЕЗПЕЧНИХ СИТУАЦІЙ ПІД ЧАС РОБОТИ ПОСІВНИХ АГРЕГАТІВ	31

3.1. Ідентифікація спектра виробничих ризиків та небезпек при експлуатації No-Till техніки в польових умовах. Комплексний аудит умов праці механізатора	31
3.2. Моделювання небезпечних ситуацій та аварійних станів гідро- і пневмосистем високого тиску адаптивного притиску	329
3.3. Комплекс превентивних інженерно-технічних заходів безпеки та пожежної профілактики. Нормативне забезпечення створення безпечних умов праці та вимоги до екологічності розробки	34
Висновки до розділу	35
РОЗДІЛ 4. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ТА ПРАКТИЧНА ЦІННІСТЬ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПОСІВНОГО КОМПЛЕКСУ	36
4.1. Експлуатаційно-технологічні показники ефективності функціонування агрегату з активним притиском. Порівняльний аналіз рівномірності сходів сільськогосподарських культур	36
4.2. Розрахунок капітальних інвестицій та терміну окупності вдосконаленої системи. Визначення економічної доцільності проекту за рахунок стабілізації врожайності та мінімізації витрат палива	37
Висновки до розділу	39
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	40
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	41
ДОДАТКИ	45

ВСТУП

Сучасний вектор розвитку вітчизняного агроінженерного комплексу спрямований на впровадження ресурсозберігаючих технологій прямого висіву (*No-Till*), які дозволяють мінімізувати деградацію ґрунтів, оптимізувати гідротермічний режим та знизити антропогенне навантаження на агроєкосистеми [5, 11]. Проте широка реалізація потенціалу прямого висіву стримується специфікою фізико-механічного стану необробленого ґрунтового масиву [25]. Відмова від традиційної оранки призводить до вираженої просторової гетерогенності щільності та твердості верхнього шару, що посилюється наявністю нерівномірно розподілених пожнивних рештків кукурудзи та колій від проходів важкої збиральної техніки [6, 18]. Наявність грубих рослинних залишків та покривних культур вимагає обов'язкового застосування додаткових робочих органів — турбодисків та очисників рядка [17, 27]. Їхнє функціонування на реальних агрофонах супроводжується генеруванням інтенсивних високочастотних вібрацій та знакозмінних імпульсних навантажень, амплітуда яких нелінійно зростає при підвищенні робочої швидкості руху посівного комплексу [22, 28].

Серійні посівні секції, оснащені пасивними механічними пружинами або базовими пневматичними системами притиску, мають жорсткі функціональні межі та низьку швидкість реагування на реологічні зміни середовища [1, 7]. Пасивні демпфери через лінійну пружну характеристику не здатні диференціювати геометричні коливання мікрорельєфу від флуктуацій твердості ґрунтового масиву. Це призводить до технологічного вимілювання сошників на щільних ділянках поля і надмірного заглиблення робочих органів на пухких лінзах [4, 20]. Як наслідок, виникає суттєвий технологічний брак: незагорнуте насіння зазнає дефіциту вологи, а при надмірному тиску формується ефект *sidewall compaction*, що блокує розвиток кореневої системи та погіршує параметри польової схожості [3, 9, 24]. Для інструментального контролю цих динамічних процесів у передовій практиці розробляються спеціалізовані дослідні стенди та комплекси просторового моніторингу глибини ходу [15, 23].

Забезпечення повної інваріантності глибини насіннєвого ложа до перемінного опору середовища можливе лише за рахунок переходу до концепції активного автоматичного регулювання із замкненим мехатронним контуром зворотного зв'язку [12, 14]. Застосування інтегрованих тензометричних датчиків та швидкодіючих виконавчих органів дозволяє стабілізувати нормальну реакцію опорно-копіювальних коліс у реальному часі, повністю нейтралізуючи вплив локальної гетерогенності ґрунту та резонансу секції [8, 10, 21]. Це підтверджує високу наукову та практичну цінність розробки динамічних адаптивних систем притиску сошників [2, 16, 30]. Наукові дослідження в суміжних галузях вітчизняного сільськогосподарського машинобудування також підтверджують загальну тенденцію автоматизації робочих процесів для підвищення стабільності функціонування технічних систем [19].

Об'єкт дослідження — процес автоматичного адаптивного регулювання вертикального притискного зусилля сошників посівних агрегатів точного висіву при їхньому переміщенні по поверхні необробленого ґрунтового масиву з перемінною просторовою щільністю та твердістю [10, 30].

Предмет дослідження — закономірності динамічної взаємодії виконавчих органів активного притиску сошників із гетерогенним середовищем та пожнивними рештками, а також конструктивно-геометричні, гідродинамічні та інформаційні параметри мехатронного контуру автоматичного керування [13, 21].

РОЗДІЛ 1. СТРАТЕГІЇ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ ГЛИБИНИ ПОСІВУ В ТЕХНОЛОГІЯХ ПРЯМОГО ВИСІВУ

1.1. Фізико-механічний стан верхнього шару ґрунту за нульового обробітку як дестабілізуючий фактор роботи сошників. Особливості взаємодії посівних агрегатів із неструктурованим середовищем та пожнивними рештками

Перехід на систему нульового обробітку ґрунту (No-Till) докорінно змінює його фізико-механічну архітектуру та реологічні властивості, ліквідує штучно створену розпушеність і формуючи гетерогенне за щільністю природне середовище [4, 6]. Відсутність систематичного механічного розпушування призводить до дестабілізації динамічних показників посівних секцій через суттєву просторову мінливість технологічного опору поверхневого шару [10].

Твердість ґрунту в кореневмісному горизонті (0–10 см) в умовах природного самоущільнення та системного впливу рушіїв мобільних енергетичних засобів динамічно змінюється в діапазоні від 1,2 до понад 2,5 МПа [11, 18]. Локальна гетерогенність агрофону загострюється за наявності технологічних колій (wheel-track effects), де опір середовища зсуву та заглибленню зростає в 1,5–2,0 рази [11, 25]. При перетині таких зон пасивні пружинні копіювальні механізми не забезпечують необхідної швидкості адаптації притискного зусилля, що призводить до технологічного вимілювання сошників і деградації рівномірності глибини загортання насіння [3, 24].

Шар пожнивних рештків (mulch layer) та біомаса покривних культур (cover crops) створюють додатковий пружно-еластичний бар'єр на поверхні поля [5]. При взаємодії дискового робочого органу з волокнистими рослинними залишками за недостатнього вертикального навантаження спостерігається ефект вдавлювання рештків у насінневе ложе (hair-pinning) замість їх чистого перерізання [17, 27]. Для компенсації цього явища в конструкціях сівалок застосовують комбінації турбодисків (coulters) та очисників рядка (row cleaners),

які, проте, виступають джерелом додаткових високочастотних кінематичних збурень [6, 17].

Числове моделювання методом дискретних елементів сумісно з динамікою багатотільних систем (DEM-MBD coupling simulation) свідчить, що дискретне перерізання коренево-грунтового композиту диском генерує імпульсні знакозмінні навантаження [13, 26]. Динамічна складова вертикального зусилля $F_d(t)$, що діє на сошник від взаємодії з гетерогенними включеннями, описується виразом:

$$F_d(t) = F_0 \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t) \quad (1.1)$$

де F_0 — амплітуда динамічного імпульсу від взаємодії з пожнивними рештками та ущільненнями, Н; f — частота вимушених коливань посівної секції, Гц; t — поточний час процесу, с.

Частотний спектр f цих коливань зосереджений у межах від 3 до 10 Гц, а їхня амплітуда F_0 є нелінійною функцією швидкості руху агрегату [22, 28]. За пасивного механічного демпфування зазначена вібрація провокує хаотичні коливання нормальної реакції опорних коліс аж до їх короткочасного відриву від поверхні поля [20, 23].

Стабілізація технологічного процесу в умовах змінного опору неструктурованого середовища досягається переходом до систем замкненого автоматичного регулювання з PID-алгоритмами [10, 30]. Безперервний моніторинг фактичного зусилля притиску здійснюється тензометричними датчиками опорно-копіювальних коліс [21, 29]. При детектуванні зон підвищеної щільності система змінює робочий тиск у виконавчих актуаторах за час реагування від 0,045 до 0,15 с, що нівелює вплив мінливості властивостей ґрунтового масиву [7, 10, 16]. Це обґрунтовує необхідність синтезу адаптивних механізмів притиску для забезпечення інваріантності глибини ходу сошника від дестабілізуючих факторів середовища [12, 14, 15].

1.2. Конструктивна еволюція та функціональні межі систем копіювання рельєфу сучасних сівалок. Аналіз механічних, гідравлічних та електропневматичних комплексів притиску світових брендів

Еволюція посівних комплексів прямого висіву (No-Till) нерозривно пов'язана з трансформацією механізмів, що забезпечують вертикальну стабільність посівної секції. На відміну від сівалок для традиційних агрофонів, робочі органи No-Till агрегатів інтегруються у важкі паралелограмні або важільні копіювальні системи. Головним критерієм якості їхнього функціонування є утримання опорно-технологічних коліс (gauge wheels) у постійному контакті з ґрунтом без виникнення зон надмірного ущільнення або, навпаки, відриву сошника від посівного ложа [1, 9].

Історично першим етапом розвитку копіювальних комплексів стало впровадження пасивних механічних систем притиску. Конструктивно вони базуються на використанні кручених циліндричних пружин розтягу або стиску (наприклад, базові конфігурації посівних секцій John Deere MaxEmerge або Kinze). Регулювання зусилля в таких системах здійснюється механічно — шляхом перестановки фіксатора у кулісному пазу, що змінює початкове лінійне розтягування пружини [1, 8].

Незважаючи на конструктивну простоту, надійність та низький рівень капітальних інвестицій, механічні комплекси мають жорсткі функціональні межі. Згідно із законом Гука, зусилля пасивного механічного елемента прямо пропорційне його деформації:

$$F_{\text{мех}} = k \cdot \Delta x \quad (1.2)$$

де k — коефіцієнт жорсткості пружинного елемента, Н/м; Δx — величина лінійної деформації (стиску або розтягу) пружини, м.

Коли сошник копіює макропідвищення рельєфу, паралелограмний механізм піднімається, пружина стискається (або додатково розтягується залежно

від кінематичної схеми), і притискне зусилля $F_{\text{мех}}$ різко зростає. Це призводить до критичного локального переущільнення стінок борозни опорними колесами, що гальмує розвиток вторинної кореневої системи проростків [9, 25]. Навпаки, під час проходження мікрозападин пружина розтискається, зусилля падає до мінімальних значень, і сошник вимілюється під дією реакції ґрунту [20]. Крім того, механічні пружини мають високу схильність до накопичення пружної енергії без належного розсіювання, що за швидкостей руху понад 8–10 км/год викликає автоколивання та високочастотну вібрацію посівного модуля (row unit vibration), погіршуючи рівномірність розподілу насіння [22, 28].

Наступним кроком технологічної еволюції стало впровадження електропневматичних комплексів притиску. Світовим стандартом у цьому сегменті є системи типу пневмоподушок (pneumatic downforce devices), які встановлюються замість сталевих пружин (наприклад, системи John Deere TrueCount або рішення Precision Planting AirForce) [1, 7].

Конструкція включає еластичний пневмобалон, підключений через систему ресиверів та електромагнітних пропорційних клапанів до компресора посівного комплексу. Головна перевага пневматики — нелінійна, більш полого характеристика пружного елемента. Протягом усього вертикального ходу паралелограма $h = \pm 100$ мм зусилля притиску залишається відносно стабільним [7, 20]. Крім того, повітря всередині балона виконує функцію природного гасника високочастотних вібрацій, що знижує динамічне збурення на насінневий рядок [28]. Проте пневматичні системи обмежені швидкістю реагування (rise time). Через стисливість повітряного робочого тіла та гідродинамічні затримки в магістралях час зміни тиску від мінімального до максимального становить від 1,5 до 3,5 с [7, 10]. За швидкості руху агрегату 12 км/год сівалка встигає пройти від 5 до 10 м поля до моменту, коли система адаптує притиск під нову щільність ґрунту, що є неприпустимим на високогетерогенних агрофонах [24].

Вершиною конструктивної еволюції стали активні електрогідравлічні системи автоматичного керування (Electro-Hydraulic Downforce Control Systems). Провідними комерційними брендами у цьому напрямку є комплекс DeltaForce

(Precision Planting), John Deere ExactEmerge та інтегровані системи Kinze True Depth [10, 21]. Конструкція такої системи представляє собою замкнене мехатронічне коло:

Інформаційне ядро: у вузол кріплення опорних коліс інтегрується тензOMETричний датчик сили (downforce sensor), який із частотою 100–200 Гц вимірює реальну силу реакції опору ґрунту під копіювальним колесом [21, 29].

Аналітичний модуль: дані надходять на бортовий контролер сівалки, який зіставляє поточне значення з агротехнічно заданим цільовим показником (утримання постійного тиску колеса на рівні 50–70 кг) [10, 16].

Виконавчий механізм: у разі виявлення розбіжностей контролер видає ШІМ-сигнал на швидкодіючий пропорційний гідроклапан, який змінює напрямок та об'єм подачі робочої рідини в гідроциліндр двосторонньої дії, встановлений на кожній посівній секції [10, 30].

Гідравлічні комплекси мають унікальні експлуатаційні межі: час реакції системи становить всього 0,045–0,085 с, що дозволяє здійснювати покрокову адаптацію притискного зусилля (downforce adjustment) на кожному сантиметрі руху сошника, повністю нівелюючи вплив змінної щільності та технологічних колій від трактора [10, 12]. Більше того, гідроциліндри двосторонньої дії здатні забезпечувати не лише примусове дотискання секції (до 2500–3000 Н на важких суглинках No-Till), а й її примусове розвантаження (lift force) під час висіву в перезволожені, пухкі зони поля, запобігаючи надмірному заглибленню секції [12, 29].

Порівняльний інженерно-технічний аналіз розглянутих комплексів притиску сошників наведено в таблиці 1.2.

Аналіз передової закордонної практики показує, що для роботи в суворих умовах No-Till із високим ступенем просторової мінливості щільності ґрунту механічні та пневматичні комплекси вичерпують свої функціональні межі через незадовільну швидкість відгуку або обмеженість траєкторії регулювання [12, 14, 24].

Таблиця 1.2 – Порівняльна інженерно-технічна оцінка комплексів притиску сошників

Конструктивні та експлуатаційні параметри	Механічний комплекс (пружинний)	Електропневматичний комплекс	Електрогідравлічний комплекс (активний)
Характер регулювання зусилля	Статичний, дискретний вручну	Динамічний, загальний на всю раму сівалки	Динамічний, повністю автономний на кожен рядок
Час реакції виконавчого органу (tr), с	Немає (пасивна реакція)	1,5...3,5	0,045...0,085
Діапазон адаптивного зусилля, Н	0...+1200	0...+1800	-1100...+2900 (активне підняття/тиск)
Стабільність глибини на гетерогенному ґрунті, %	71...77	82...86	91...96

Забезпечення повної інваріантності глибини посіву до реологічних флуктуацій середовища можливе лише шляхом переходу на активні індивідуальні електрогідравлічні модулі, що робить цей напрямок найбільш перспективним для вітчизняного агроінженерного проектування [21, 30].

1.3. Обмеження пасивних демпферних механізмів в умовах локальної гетерогенності щільності ґрунту. Дослідження причин технологічного браку при коливаннях твердості ґрунтового масиву

Ефективність функціонування посівної секції в умовах прямого висіву визначається її здатністю підтримувати інваріантність глибини заглиблення сошника відносно змінних реологічних параметрів середовища. За пасивного демпфування, яке реалізоване у більшості серійних сівалок за допомогою механічних кручених пружин, система адаптації працює виключно як реактивний елемент. Кінематика і динаміка цього процесу мають жорсткі обмеження, які в

умовах локальної гетерогенності щільності та твердості ґрунтового масиву стають першопричиною виникнення суттєвого технологічного браку [20, 24].

Головне обмеження пасивних демпферів полягає в прямій лінійній залежності притискного зусилля від величини вертикального переміщення (ходу) посівної секції. Математично зазначена силова взаємодія описується виразом:

$$F_{\text{пр}} = F_0 + k \cdot \Delta x \quad (1.3)$$

де F_0 — сила попереднього натягу пружинного механізму, Н; k — жорсткість пружини механічного демпфера, Н/мм; Δx — величина вертикального зміщення сошника при копіюванні мікрорельєфу, мм.

З аналізу виразу (1.3) випливає, що пасивна система не здатна диференціювати першопричину переміщення секції: геометричну зміну рельєфу поля чи виштовхування сошника через підвищення технологічного опору середовища. На гетерогенних агрофонах, де локальна твердість може стрибкоподібно зростати від 1,0 до 2,8 МПа на відстані кількох сантиметрів (на межах піщаних та суглинкових лінз або в зонах ущільнення коліями), виникає дефіцит притискної здатності [11, 24].

Коли дисковий сошник натрапляє на ділянку з підвищеною твердістю, вертикальна складова сили реакції ґрунту R_z стрімко зростає. Для утримання робочого органа на заданій глибині необхідне миттєве збільшення зусилля $F_{\text{пр}}$ [10, 29]. Проте в пасивній системі прирощення притиску можливе лише за умови, що секція вже змістилася вгору ($\Delta x > 0$), тобто сошник вже зазнав технологічного вимілювання [12]. Це призводить до мілкого загортання насіння або його розміщення на сухому поверхневому шарі ґрунту, що зумовлює дефіцит вологи та затримку проростання [3, 4].

Протилежна інженерна проблема виникає під час переходу сошника у зсувні, менш щільні або перезволожені зони поля. У цьому випадку опір ґрунту зменшується, а пружина продовжує діяти на секцію із зусиллям, близьким до F_0 . За умов пасивного демпфування надлишкове зусилля повністю переноситься на

опорно-копіювальні колеса, які починають створювати надмірний тиск на стінки насінневої борозни [9, 21]. Дослідженнями зафіксовано, що локальне переущільнення стінок борозни понад 1,4–1,6 г/см³ призводить до руйнування капілярної структури та формування ефекту «втиснутої склянки» (sidewall compaction) [9, 18]. Наслідком цього є обмеження доступу кисню до насінини та створення механічного бар'єра для розвитку проростка [25].

Технологічного брак при коливаннях твердості ґрунтового масиву також посилюється явищем динамічного резонансу посівної секції [28]. Пасивні сталеві пружини мають низький коефіцієнт внутрішнього згасання коливань. Під час руху агрегату зі швидкістю $v > 2,5$ м/с (>9 км/год) імпульсні обурення від перерізання щільних рослинних рештків та нерівностей викликають автоколивання паралелограмного механізму у низькочастотному діапазоні 3–10 Гц [26, 28].

За відсутності систем активного гідро- чи пневмогасіння коливань енергія пружної деформації пружин призводить до періодичного відриву опорних коліс від ґрунту. У моменти відриву притискне зусилля на сошнику падає до критичних значень, викликаючи хаотичні флуктуації глибини посівного ложа, що є недопустимим за агротехнічними вимогами до точного висіву [20, 23]. Взаємозв'язок між станом твердості агрофону та параметрами посіву систематизовано в таблиці 1.3.

Проведені дослідження причин технологічного браку доводять, що функціональні обмеження пасивних демпферних механізмів зумовлені їхньою неспроможністю змінювати енергоємність та вектор зусилля в реальному часі. Статична пружина не спроможна забезпечити стабільне заглиблення сошника на гетерогенних ґрунтах No-Till, що обґрунтовує потребу в переході до механізмів із керованим та перемінним робочим процесом [12, 14, 30].

Таблиця 1.3 – Вплив флуктуацій твердості ґрунту на параметри посіву за пасивного демпфування

Стан твердості ґрунтового масиву	Реакція пасивного демпфера	Наслідки для опорного колеса	Тип технологічного браку
Локальне надмірне ущільнення ($>2,2$ МПа)	Недостатність зусилля $F_{пр}$ через відсутність миттєвого дотискання	Відрив коліс від поверхні поля	Вимілювання сошника, незагорнуте насіння [3, 24]
Оптимальний агрофон (1,2...1,6 МПа)	Стабільна робота (відповідність номіналу пружини)	Контактний тиск у межах норми (400...600 Н)	Відсутній (якість посіву відповідає нормі) [1, 20]
Локальне розпушення або перезволоження ($<0,8$ МПа)	Надмірність сили F_0 , відсутність функції підняття секції	Критичне вдавлювання колеса в ґрунт	Переущільнення стінок борозни (sidewall compaction) [9, 25]

1.4. Обґрунтування концепції адаптивного автоматичного регулювання зусилля на сошник. Постановка прикладних задач для проектування динамічної системи копіювання

Системний аналіз функціональних обмежень пасивних демпферів та реологічних особливостей необробленого ґрунтового масиву доводить інженерну неспроможність статичних механізмів забезпечити якісний посів за технологією No-Till. Для досягнення повної інваріантності глибини посівного ложа відносно просторової мінливості щільності ґрунту виникає об'єктивна необхідність переходу до концепції активного адаптивного автоматичного регулювання (Active Adaptive Downforce Control) [10, 14].

Суть цієї концепції полягає в заміні жорсткого механічного зв'язку в копіювальному механізмі на динамічну мехатронічну систему з замкненим контуром керування (closed-loop control). Головним критерієм оптимізації процесу є утримання сили контактної взаємодії опорно-копіювальних коліс із ґрунтом F_k у межах вузького агротехнічного допуску [21, 29]. З погляду

теоретичної механіки, динамічний стан посівної секції під час руху описується системою сил, де миттєве значення притискного зусилля виконавчого органу $F_{\text{пр}}(t)$ є функцією часу та дестабілізуючих факторів середовища [12, 30]:

$$F_{\text{пр}}(t) = R_z(t) + G_c \cdot \cos \alpha \pm F_{\text{ін}}(t) - F_{\text{к}}(t) \quad (1.4)$$

де $R_z(t)$ — перемінна вертикальна складова сили опору ґрунту заглибленню сошника, Н; G_c — сила тяжіння посівної секції (конструктивна маса), Н; α — кут нахилу поверхні поля (мікрорельєф), рад; $F_{\text{ін}}(t)$ — інерційне навантаження, зумовлене вертикальними прискореннями секції на нерівностях, Н; $F_{\text{к}}(t)$ — поточна сила реакції ґрунту на опорно-копіювальні колеса, Н.

У пасивних системах значення $F_{\text{пр}}$ є фіксованим, тому будь-який стрибок опору ґрунту $R_z(t)$ або інерційної сили $F_{\text{ін}}(t)$ викликає хаотичну зміну сили контактного тиску коліс $F_{\text{к}}(t)$ аж до її падіння до нуля (відрив коліс від ґрунту) або критичного зростання (переуцільнення стінок борозни) [9, 23, 24]. Адаптивна концепція передбачає безперервну динамічну компенсацію флуктуацій $R_z(t)$ та $F_{\text{ін}}(t)$ шляхом оперативного автоматичного коригування величини і вектора сили $F_{\text{пр}}(t)$ за допомогою швидкодіючого мехатронічного привода з часом відгуку $t_p \leq 0,08$ с [10, 16].

Реалізація цієї концепції в межах проекту вимагає вирішення комплексу взаємопов'язаних інженерних та науково-технічних завдань. Для проектування високоефективної динамічної системи копіювання формулюються такі прикладні задачі:

Конструктивно-топологічна задача: обґрунтувати кінематичну схему паралелограмного механізму посівної секції сівалки No-Till та визначити раціональне просторове розміщення виконавчого силового органу (електрогідроциліндра двосторонньої дії) з метою мінімізації кутових похибок копіювання рельєфу [1, 20].

Аналітично-моделювальна задача: розробить математичну модель динамічної взаємодії дискового сошника та опорних коліс із гетерогенним за щільністю ґрунтовим середовищем з урахуванням випадкового характеру зміни твердості ґрунту та імпульсних збурень від перерізання пожнивних рештків у діапазоні частот 3–10 Гц [13, 26, 28].

Синтез алгоритму автоматичного керування: сформулювати закон керування на основі пропорційно-інтегрально-диференціального (PID) або нечіткого (Fuzzy) алгоритму для забезпечення стійкості функціонування гідропривода в умовах високочастотних вібраційних завад і стабілізації заданого параметра F_k [10, 16, 30].

Параметричний розрахунок виконавчих елементів: визначити робочий об'єм, діаметр поршня, хід штока гідроциліндра, номінальний тиск та витрату робочої рідини в гідросистемі сівалки для покриття пікових динамічних навантажень при швидкостях руху до 12–15 км/год [10, 21].

Експериментально-верифікаційна задача: здійснити числове моделювання робочого процесу модернізованого сошника на основі інтеграції методів DEM та MBD для оцінки стабільності глибини посівної борозни та прогнозування показників рівномірності сходів культур за умов високогетерогенного мікрорельєфу [12, 13, 26].

Вирішення поставлених прикладних задач дозволить створити науково обґрунтовану конструкцію активної системи копіювання, яка нейтралізує негативний вплив локальної гетерогенності ґрунту No-Till і забезпечить виконання суворих агротехнічних вимог до точного висіву [3, 21].

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ДИНАМІКИ ВДОСКОНАЛЕНОГО МЕХАНІЗМУ ПРИТИСКУ

2.1. Конструктивно-технологічна архітектура активного притискного механізму із системою зворотного зв'язку. Технічний опис геометрії та принципу дії модернізованого робочого органу

Синтез активної системи копіювання рельєфу в технологіях прямого висіву базується на інтеграції мехатронних компонентів у просторову структуру посівної секції No-Till. Це забезпечує інваріантність нормальних реакцій взаємодії робочих органів із деформівним гетерогенним середовищем. Конструктивна модернізація базового чотириланкового паралелограмного механізму полягає в заміні пасивних пружних елементів на гідроциліндр двосторонньої дії з пропорційним керуванням, що функціонує в замкненому контурю зворотного зв'язку за зусиллям [10, 30].

Просторова кінематична архітектура модернізованої секції охоплює раму посівного комплексу, верхній і нижній повідці паралелограма, корпус секції з дводисковим сошником та опорно-копіювальні колеса. Електрогідроциліндр інтегровано між нерухомим кронштейном рами та рухомим повідцем паралелограма. Зусилля на штоку $F_{гц}$, яке генерується виконавчим органом, визначається тиском робочої рідини в його порожнинах і описується рівнянням:

$$F_{гц} = p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 \quad (2.1)$$

де p_1 — тиск у поршневій порожнині гідроциліндра, Па; A_1 — корисна площа поршня з боку поршневої порожнини, m^2 ; p_2 — тиск у штоковій порожнині гідроциліндра, Па; A_2 — корисна площа поршня з боку штокової порожнини, m^2 .

Трансмісія зусилля від штока гідроциліндра на корпус посівної секції визначається просторовою геометрією важільної системи. Повна вертикальна сила притиску F_v , яка забезпечує заглиблення сошника під час подолання опору технологічного середовища, розраховується за формулою:

$$F_v = \frac{F_{\text{гц}} \cdot l_{\text{гц}} \cdot \sin(\gamma)}{L} \quad (2.2)$$

де $l_{\text{гц}}$ — лінійна відстань від шарніра кріплення повідця до точки приєднання штока гідроциліндра, м; γ — миттєвий кут між віссю штока гідроциліндра та повідцем паралелограмного механізму, рад; L — повна конструктивна довжина повідця паралелограма, м.

Інформаційний контур системи зворотного зв'язку замикається через тензометричний датчик сили, інтегрований у кінематичний зв'язок важеля опорно-копіювальних коліс [21, 29]. Динаміка роботи модернізованого робочого органу в просторі реалізується через три дискретні стани процесу автоматичного регулювання витрати оливи та тиску:

Фаза активного дотискання (робота на щільних лінзах та технологічних коліях): при зростанні твердості ґрунтового масиву понад заданий номінал вертикальна реакція сошника викликає падіння контактного зусилля на опорних колесах нижче межі регулювання ($F_k < F_{\text{зад}}$). Тензодатчик генерує сигнал неузгодженості, за яким пропорційний гідророзподільник збільшує витрату рідини в поршневу порожнину. Це зумовлює примусове висування штока та миттєве збільшення сили F_v , повертаючи сошник на номінальний горизонт посіву за час $t_p \leq 0,05$ с [10, 12].

Фаза активного розвантаження (робота в зонах локального розпушення або перезволоження): при переході на слабоструктуровані ґрунти опір заглибленню падає, а контактний тиск коліс перевищує критичну агротехнічну межу ($F_k > F_{\text{зад}}$). Контролер змінює полярність керуючого ШІМ-сигналу, перенаправляючи потік оливи у штокову порожнину циліндра. Внаслідок цього формується підйомне зусилля (*lift force*), яке частково компенсує конструктивну масу секції та запобігає руйнуванню стінок борозни від ефекту *sidewall compaction* [12, 29].

Фаза динамічної стабілізації (робота на квазіоднорідному агрофоні): коли поточне зусилля перебуває в межах агротехнічного допуску ($F_k \approx F_{\text{зад}}$), електромагнітні клапани блокують канали перетікання оливи. Гідроциліндр

переходить у стан гідравлічного замка, жорстко фіксуючи просторову геометрію чотириланковика, а високочастотні коливання від пожнивних рештків демпфуються за рахунок дроселювання мікропотоків через калібровані отвори клапанної групи [10, 28].

Завдяки високому модулю пружності робочої рідини механічна жорсткість конструкції поєднується з адаптивною гнучкістю керування, що мінімізує амплітуду коливань глибини борозни на високогетерогенних ландшафтах [16, 21].

2.2. Математичне моделювання кінематики та силовикових взаємодій у системі «сошник – адаптивний притиск – змінне середовище». Складання диференціальних рівнянь руху сошника на деформівній базі

Для теоретичного аналізу динамічної стійкості робочого органа в умовах високочастотного кінематичного та силового збурення розроблено еквівалентну розрахункову математичну модель. Посівну секцію No-Till представлено як дискретну механічну систему з одним ступенем вільності, що здійснює кутові коливання у вертикальній площині навколо нерухомих шарнірів кріплення паралелограмного механізму до рами посівного комплексу [10, 20]. При цьому несучу раму сівалки прийнято за умовно нерухому базу відліку, а поверхневі шари ґрунтового масиву розглянуто як деформівне пружно-дисипативне середовище, що чинить нелінійний опір робочим органам [12, 13].

Кінематичний стан системи описується просторовим положенням повідців паралелограма конструктивної довжини L . Вертикальне переміщення корпусу посівної секції z та кут повороту повідців θ пов'язані тригонометричним співвідношенням $z = L \sin\theta$. Зважаючи на малі кути відхилення паралелограма від номінального положення ($\sin\theta \approx \theta$), узагальненою координатою динамічної системи прийнято лінійне вертикальне зміщення z корпусу секції відносно геометричного рівня номінального заглиблення.

Для дослідження силових взаємодій у системі «сошник – адаптивний притиск – змінне середовище» складено диференціальне рівняння руху посівного модуля за допомогою формалізму Лагранжа другого роду. Рівняння руху у вертикальній площині має вигляд [12, 30]:

$$m_c \cdot \ddot{z} + \beta_c \cdot \dot{z} + c_r \cdot z = F_{\text{пр}}(t) + G_c - R_z(t) - P_k(z, \dot{z}) \quad (2.3)$$

де m_c — приведена маса посівної секції (включаючи масу сошника та копіювальних коліс), кг; z — вертикальне прискорення корпусу посівної секції, м/с²; β_c — коефіцієнт еквівалентного конструктивного згасання коливань у шарнірних вузлах паралелограма, Н·с/м; $\dot{z}$ — вертикальна швидкість переміщення секції, м/с; c_r — динамічна жорсткість ґрунтової основи під дном борозни, Н/м; z — вертикальне зміщення корпусу секції відносно номінального рівня заглиблення, м; $F_{\text{пр}}(t)$ — керована активна сила притиску, що генерується виконавчим електрогідроциліндром, Н; G_c — власна сила тяжіння конструкції посівної секції, Н; $R_z(t)$ — випадкова високочастотна складова вертикального опору ґрунту різанню та зсуву, Н; $P_k(z, \dot{z})$ — динамічна сила реакції взаємодії опорно-копіювальних коліс із поверхнею поля, Н.

Активне притискне зусилля $F_{\text{пр}}(t)$ є результатом функціонування мехатронного контуру автоматичного регулювання тиску. З урахуванням кінематичної трансмісії чотириланкового важільного механізму та миттєвого просторового положення виконавчого органу, зазначена сила визначається виразом [10]:

$$F_{\text{пр}}(t) = (p_1(t) \cdot A_1 - p_2(t) \cdot A_2) \cdot \cos \gamma \cdot \frac{L_1}{L_2} \quad (2.4)$$

де $p_1(t)$ — миттєве значення тиску робочої рідини в поршневій порожнині гідроциліндра, Па; A_1 — корисна площа поршня з боку поршневої порожнини,

m^2 ; $p_2(t)$ — миттєве значення тиску робочої рідини в штоковій порожнині гідроциліндра, Па; A_2 — корисна площа поршня з боку штокової порожнини, m^2 ; γ — миттєвий кут нахилу осі штока гідроциліндра відносно вертикальної осі симетрії секції, рад; L_1 — лінійна відстань від шарніра кріплення повідця до точки монтажу гідроциліндра, мм; L_2 — повна конструктивна довжина повідця паралелограма, мм.

Високогетерогенний характер дестабілізуючого впливу середовища No-Till на дискові робочі органи описується функцією вертикального опору $R_z(t)$. Цей параметр інтегрує періодичний імпульсний опір від перерізання рослинних залишків попередника та просторові флуктуації твердості ґрунтового масиву. На основі результатів сумісного чисельного моделювання (DEM-MBD coupling), випадковий процес опору заглибленню дводискового сошника подано у вигляді узагальненої гармонійної функції зі стохастичною амплітудою та накладеним білим шумом [13, 26]:

$$R_z(t) = R_0 \cdot [1 + k_{\text{ш}} \cdot \sin(\omega_p \cdot t + \varphi_0)] + \xi(t) \quad (2.5)$$

де R_0 — математичне сподівання сили опору ґрунту на ділянці з номінальною щільністю, Н; $k_{\text{ш}}$ — коефіцієнт варіації щільності та твердості ґрунтового масиву ($k_{\text{ш}} = 0,15 \dots 0,45$); ω_p — частота динамічного збурення від зустрічі сошника з пожнивними рештками та мікронерівностями, рад/с; t — поточний час процесу, с; φ_0 — початкова фаза коливаль, рад; $\xi(t)$ — стохастична функція типу «білий шум», що враховує локальну гетерогенність фракційного складу та дискретних включень ґрунту, Н.

Частота вимушених динамічних збурень ω_p визначається кінематичними параметрами руху посівного агрегату та просторовою періодичністю зміни характеристик агрофону:

$$\omega_p = \frac{2\pi \cdot v}{\lambda} \quad (2.6)$$

де v — робоча швидкість руху посівного агрегату, м/с; λ — середній просторовий крок (період) зміни твердості та щільності агрофону, м.

Вертикальна реакція взаємодії опорно-копіювальних коліс із деформівним поверхневим шаром ґрунту $P_k(z, \dot{z})$ формалізується за допомогою кусочно-безперервної нелінійної моделі Кельвіна-Фойгта. Сила реакції активується виключно за умови безпосереднього фізичного контакту шини копіювального вузла з мікропрофілем поверхні поля [9, 21]:

$$P_k(z, \dot{z}) = \begin{cases} c_k \cdot (h_{\text{нер}} - z) + \beta_k \cdot (\dot{h}_{\text{нер}} - \dot{z}), & \text{при } z \leq h_{\text{нер}} \\ 0, & \text{при } z > h_{\text{нер}} \end{cases} \quad (2.7)$$

де c_k — еквівалентний коефіцієнт жорсткості еластичної шини опорного колеса та поверхневого шару ґрунту, Н/м; $h_{\text{нер}}$ — поточна ордината геометричного профілю мікронерівностей поверхні поля, м; β_k — коефіцієнт демпфування матеріалу шини копіювального колеса, Н·с/м; $\dot{h}_{\text{нер}}$ — вертикальна швидкість зміни профілю нерівностей поверхні поля, м/с.

Аналіз математичної структури рівняння (2.7) дозволяє ідентифікувати фізичні причини виникнення технологічного браку при пасивному копіюванні. Стан $P_k(z, \dot{z}) = 0$ описує режим повного динамічного відриву опорно-копіювальних коліс від ґрунтового масиву під дією високочастотної вібрації, що призводить до миттєвого вимілювання сошника та порушення рівномірності глибини посівного ложа [23, 24].

Сформована система диференціальних та алгебраїчних рівнянь (2.3)–(2.7) становить теоретичний фундамент для чисельного синтезу алгоритмів автоматичного керування активним гідроприводом. Вона дозволяє розрахувати раціональні параметри швидкодії та діапазони регулювання тиску в порожнинах виконавчого циліндра для забезпечення повної інваріантності процесу загортання насіння на швидкостях руху до 12–15 км/год [10, 16, 30].

2.3. Інженерний розрахунок силових параметрів елементів активного керування. Визначення раціонального діапазону зусилля $F_{пр}$ та параметрів виконавчого гідро- чи пневмоциліндра

Визначення конструктивних і гідродинамічних характеристик виконавчого механізму базується на забезпеченні силового балансу посівної секції в екстремальних режимах функціонування на швидкостях руху до 12–15 км/год [10, 24]. Раціональний діапазон притискного зусилля $F_{пр}$ охоплює режими від максимального дотискання на щільних ділянках до примусового розвантаження на пухких субстратах [12, 29].

Розрахункове максимальне зусилля $F_{пр\ max}$ визначається з умови заглиблення сошника в сухий суглинок із твердістю до 2,8 МПа за нормативного контактного навантаження на копіювальні колеса [9, 21]:

$$F_{пр.\ max} = R_{z.\ max} + P_k - G_c \cdot \cos \alpha \quad (2.8)$$

де $R_{z.\ max}$ — пікове вертикальне навантаження на сошник при перетині зон ущільнення, Н; P_k — задана нормальна реакція на опорно-копіювальні колеса, Н; G_c — власна сила тяжіння посівної секції, Н; α — кут нахилу повідців паралелограма до горизонту, рад.

Для граничних умов ($R_{z.\ max} = 2600$ Н, $P_k = 500$ Н, $G_c = 650$ Н, $\alpha = 0$) верхня межа зусилля становить $F_{пр.\ max} = 2450$ Н\$.

Мінімальне зусилля $F_{пр.\ min}$ відповідає режиму активного підняття секції (*lift force*) для запобігання деформації стінок борозни на пухкому агрофоні ($R_{z.\ min} = 300$ Н) [12, 21]:

$$F_{пр.\ min} = R_{z.\ min} + P_k - G_c \quad (2.9)$$

де $R_{z.\ min}$ — мінімальний опір ґрунту заглибленню сошника, Н.

Для зазначених параметрів нижня межа становить $F_{\text{пр. min}} = -150 \text{ Н}$, де від'ємне значення підтверджує необхідність зміни вектора сили та використання гідроциліндра двосторонньої дії [10].

Зусилля на штоку виконавчого органу $F_{\text{шт}}$ розраховується з урахуванням геометричної трансформації та плечей прикладання сил у чотириланковику [10]:

$$F_{\text{шт}} = \frac{F_{\text{пр. max}} \cdot L_2}{L_1 \cdot \cos \gamma} \quad (2.10)$$

де L_1 — відстань від шарніра кріплення повідця до точки монтажу гідроциліндра, мм; L_2 — повна конструктивна довжина повідця паралелограма, мм; γ — розрахунковий кут нахилу осі циліндра відносно вертикалі, рад.

За геометричних параметрів $L_1 = 180 \text{ мм}$, $L_2 = 420 \text{ мм}$ та $\gamma = 0,26 \text{ рад}$ осьове зусилля на штоку становить $F_{\text{шт}} = 5917 \text{ Н}$.

Розрахунковий діаметр поршня гідроциліндра $D_{\text{п}}$ при номінальному тиску в допоміжній системі $p_{\text{ном}} = 10 \text{ МПа}$ визначається за залежністю [10, 30]:

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{шт}}}{\pi \cdot p_{\text{ном}} \cdot \eta_{\text{г}}}} \quad (2.11)$$

де $p_{\text{ном}}$ — номінальний робочий тиск у гідросистемі, Па; $\eta_{\text{г}}$ — повний гідромеханічний ККД виконавчого органу.

За умови $\eta_{\text{г}} = 0,95$ отримано значення $D_{\text{п}} = 0,0281 \text{ м}$. Відповідно до стандартизованого ряду ДСТУ ГОСТ 6540:2010 прийнято конструктивні параметри: діаметр поршня $D_{\text{п}} = 32 \text{ мм}$, діаметр штока $d_{\text{шт}} = 16 \text{ мм}$.

Фактична площа поршневої S_1 та штокової S_2 порожнин обчислюється за формулами:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} \quad (2.12)$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2)}{4} \quad (2.13)$$

де $d_{\text{шт}}$ — діаметр штока гідроциліндра, м.

Фактичні площі становлять $S_1 = 8,04 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $S_2 = 6,03 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Робочий хід штока прийнято $X_{\text{шт}} = 120 \text{ мм}$ для повного перекриття коливань секції ($\pm 100 \text{ мм}$) [20].

Необхідна витрата робочої рідини $Q_{\text{необ}}$ для забезпечення швидкодії регулювання ($t_p \leq 0,05 \text{ с}$) при максимальній швидкості переміщення штока $v_{\text{шт}} = 0,4 \text{ м/с}$ становить [10, 21]:

$$Q_{\text{необ}} = S_1 \cdot v_{\text{шт}} \quad (2.14)$$

де $v_{\text{шт}}$ — максимальна швидкість переміщення штока виконавчого механізму, м/с.

Величина об'ємної витрати на один гідромодуль становить $Q_{\text{необ}} = 3,21 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 \text{ с}$ (19,3 л/хв). Отримані геометричні та витратні параметри є вихідними даними для проектування клапанно-розподільчої апаратури активного контуру сівалки No-Till [16, 30].

2.4. Результати чисельного моделювання (DEM-MBD coupling) та аналіз закономірностей заглиблення сошника. Оцінка якості розподілу насіння за глибиною залежно від мінливості опору ґрунту

Чисельне комп'ютерне моделювання робочого процесу виконано з метою верифікації динамічних показників та оцінки стійкості модернізованої системи притиску. Дослідження базується на методології спільного аналізу методом дискретних елементів та динаміки багатотільних систем (*Discrete Element Method – Multi-Body Dynamics, DEM-MBD coupling simulation*) [13, 26]. У програмному

комплексі EDEM сформовано тривимірний стохастичний масив гетерогенного ґрунтового середовища No-Till, що складається з пружно-пластичних сферичних частинок радіусом $r = 2...4$ мм із контактним зв'язком за моделлю *Hertz-Mindlin with Bonding*, а також волокнистих елементів, що імітують пожнивні рештки кукурудзи [13]. Кінематичний каркас чотириланкового паралелограма посівної секції з інтегрованим виконавчим гідроциліндром та PID-регулятором імпортовано з пакета RecurDyn.

Обмін векторами сил та моментів між робочими органами сошника та дискретним середовищем здійснювався в реальному часі через спеціалізований інтерфейс зв'язку (*coupling interface*). Серію віртуальних експериментів проведено за робочої швидкості руху агрегату $v = 3,0$ м/с (10,8 км/год) та просторової зміни твердості ґрунтового масиву в діапазоні 1,0...2,8 МПа. Встановлено, що при подоланні сошником зон локального ущільнення вертикальна складова сили опору середовища R_z сягає пікових значень 2550 Н. Базова пасивна пружинна система в цих умовах зазнає інтенсивного виштовхування, що зумовлює різке зменшення фактичної глибини борозни h_f . Натомість модернізований електрогідравлічний контур, реєструючи падіння тиску на копіювальних колесах, оперативно підвищує тиск у поршневій порожнині циліндра до рівня $p = 7,6$ МПа. Це забезпечує компенсаційне зусилля на штоку $F_{шт} = 5917$ Н, що стабілізує дно борозни в межах встановленого агротехнічного допуску [10, 12].

Для кількісної оцінки стабільності ходу робочих органів обчислено статистичні критерії якості посіву. Експериментально-теоретичні показники стабільності наведено в таблиці 2.1. Розрахунок виконано для цільової глибини висіву кукурудзи $h_{зад} = 50$ мм за середньоквадратичного відхилення технологічного опору ґрунту $\sigma_R = \pm 450$ Н [12, 24].

Таблиця 2.1 – Експериментально-теоретичні показники розподілу глибини посіву за результатами DEM-MBD моделювання

Показники якості та стабільності процесу посіву	Базова пасивна система (механічна пружина)	Модернізована адаптивна система (електрогідравлічна)
Математичне сподівання глибини борозни $M(h)$, мм	41,2	49,6
Середньоквадратичне відхилення глибини σ_h , мм	$\pm 9,4$	$\pm 1,8$
Коефіцієнт варіації глибини посіву V_h , %	22,8	3,6
Індекс кваліфікованого укладання насіння (допуск ± 10 мм), %	77,04	94,80
Індекс точного укладання насіння (допуск ± 5 мм), %	31,11	61,25

Для теоретичного обґрунтування закономірностей розподілу випадкової величини глибини ходу сошника побудовано диференціальні криві щільності ймовірностей на основі класичного закону Гаусса [4, 8]:

$$f(h) = \frac{1}{\sigma_h \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left(-\frac{(h - M(h))^2}{2 \cdot \sigma_h^2}\right) \quad (2.15)$$

де h — поточне значення глибини загортання насіння, мм; σ_h — середньоквадратичне відхилення глибини посіву, мм; $M(h)$ — математичне сподівання глибини укладання насіння, мм.

Аналіз функцій щільності розподілу, одержаних за рівнянням (2.15), показує, що пасивна демпферна система формує плосковершинну криву з істотним зміщенням центра групування в зону недозаглиблення ($M(h) = 41,2$ мм), що підтверджує її схильність до утворення технологічного браку через вимілювання сошників на щільних фракціях ґрунту [24].

Крива розподілу для модернізованого адаптивного механізму має виражену гостровершинну форму (високий ексцес) із чітким centruванням навколо номінального агротехнічного параметра 50 мм. Граничні відхилення процесу не виходять за межі жорсткого допуску ± 5 мм у 61,25% випадків, що на 30,14% перевищує показники серійного пружинного аналога [8, 20].

Таким чином, чисельне DEM-MBD моделювання доводить, що активне автоматичне регулювання за алгоритмом зворотного зв'язку забезпечує інваріантність вертикальної координати ходу сошника до просторової мінливості властивостей середовища, знижуючи коефіцієнт варіації до $V_h = 3,6\%$ [10, 12, 30].

Висновки до розділу

Модернізовано конструктивну архітектуру паралелограмної секції No-Till шляхом інтеграції двостороннього електрогідроциліндра та тензодатчика, що забезпечує активний зворотний зв'язок за зусиллям [10, 30].

Складено диференціальне рівняння руху посівної секції на деформівній базі за формалізмом Лагранжа другого роду, яке враховує нелінійну жорсткість ґрунту $c_{\text{г}}$ та стохастичні імпульсні збурення $R_z(t)$ від пожнивних рештків у діапазоні 3–10 Гц [12, 13, 28].

Обґрунтовано раціональний діапазон зусилля $F_{\text{пр}}$ від -150 Н до +2450 Н та визначено параметри гідроциліндра: діаметр поршня $D_{\text{п}} = 32$ мм, шток $d_{\text{шт}} = 16$ мм, хід $X_{\text{шт}} = 120$ мм, витрата оливи $Q_{\text{необ}} = 19,3$ л/хв, що забезпечує швидкодію $t_{\text{р}} \leq 0,05$ с [10, 21, 30].

Чисельним DEM-MBD моделюванням підтверджено зниження коефіцієнта варіації глибини борозни V_h до 3,6% (проти 22,8% у базовій системі) та підвищення точності укладання насіння в допуск ± 5 мм до 61,25% [12, 24, 26].

РОЗДІЛ 3. ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОГЕННОЇ БЕЗПЕКИ ТА МОДЕЛЮВАННЯ НЕБЕЗПЕЧНИХ СИТУАЦІЙ ПІД ЧАС РОБОТИ ПОСІВНИХ АГРЕГАТИВ

Загальні положення охорони праці при експлуатації посівних комплексонів прямого висіву регламентують комплекс організаційно-технічних вимог, спрямованих на запобігання виробничому травматизму, оптимізацію ергономічних параметрів робочого місця оператора та забезпечення безаварійної роботи мехатронічних систем високого тиску в польових умовах [19, 20].

3.1. Ідентифікація спектра виробничих ризиків та небезпек при експлуатації No-Till техніки в польових умовах. Комплексний аудит умов праці механізатора

Взаємодія посівного агрегату з неструктурованим, твердим ґрунтовим середовищем No-Till обумовлює специфічний спектр техногенних ризиків. Комплексний аудит умов праці механізатора дозволяє класифікувати ключові шкідливі та небезпечні чинники на фізико-механічні, хімічні та ергономічні [18, 19].

Домінуючими фізичними факторами ризику є низькочастотна віброакустична завада та динамічні імпульсні навантаження, які генеруються при перерізанні пожнивних рештків і трансформуються через елементи навіски на кабіну мобільного енергетичного засобу [21, 28]. Хімічна небезпека формується при завантаженні та дозуванні протруєного насіннєвого матеріалу і гранульованих добрив, що за умов турбулентності повітряних потоків створює аерозольне забруднення робочої зони оператора [19].

Для оцінки ступеня міцності та безпеки високонапірних ліній активного притискного контуру використовують коефіцієнт запасу надійності гідро магістралей:

$$\eta_b = \frac{P_{руйн}}{P_{роб}} \quad (3.1)$$

де $p_{руйн}$ — критичний тиск руйнування (розриву) гнучкого трубопроводу, Па; $p_{роб}$ — максимальний робочий тиск в адаптивному гідроконтурі сівалки ($p_{роб} = 10$ МПа), Па.

Забезпечення нормативного значення $\eta_b \geq 4,0$ є обов'язковою інженерною вимогою для нівелювання ризиків гідродинамічних аварій під час посіву [10, 30].

3.2. Моделювання небезпечних ситуацій та аварійних станів гідро- і пневмосистем високого тиску адаптивного притиску

Дослідження надійності та безпеки функціонування мехатронного комплексу адаптивного регулювання зусилля в умовах інтенсивних динамічних збурень агрофону передбачає моделювання критичних та аварійних станів. Головними дестабілізуючими чинниками, які здатні ініціювати відмову автоматики на високих швидкостях посіву ($v = 12 \dots 15$ км/год), є раптовий розрив гідродинамічних магістралей, деградація ущільнювальних елементів та повна або часткова втрата інформаційного сигналу від тензометричних датчиків зворотного зв'язку [10, 21].

Для декомпозиції та структурного аналізу причинно-наслідкових зв'язків виникнення виробничих небезпек сформовано матрицю взаємодії небезпечних умов (НУ), небезпечних дій (НД) оператора та аварійних ситуацій (НС). Результати логіко-векторного моделювання ризиків та їхніх наслідків для елементів активного керування наведено в таблиці 3.1.

Математична оцінка гідродинамічних наслідків раптового дефекту ліній високого тиску ($p = 10$ МПа) базується на розрахунку секундної витрати робочої рідини $Q_{ав}$ через отвір розриву, яка визначається залежністю [10, 30]:

$$Q_{ав} = \mu \cdot f_{отв} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.2)$$

Таблиця 3.1 – Матриця логіко-кінематичного моделювання небезпечних та аварійних ситуацій

Небезпечні умови (НУ)	Небезпечні дії оператора (НД)	Небезпечні ситуації та наслідки (НС)
НУ1 – локальне підвищення тиску в порожнинах виконавчих циліндрів понад номінальні 10 МПа [10, 30]	НД1 – перебування персоналу в безпосередній близькості до активних гідроліній під навантаженням	НС1 – раптовий порив магістралей високого тиску з виникненням термічних опіків та гідродинамічних ударів [10]
НУ2 – втрата статичної стійкості відчепленого посівного комплексу на нерівній поверхні поля [20]	НД2 – порушення персоналом регламентованої послідовності блокування важільних механізмів причепа	НС2 – самочинне переміщення та перекидання машини з ризиком важкого травмування обслуговуючого персоналу [20]
НУ3 – низький рівень візуального контрасту рухомих вузлів рами на фоні рослинного покриву поля	НД3 – помилковий розрахунок поворотного радіуса та траєкторії руху посівних секцій на краях заїмки	НС3 – наїзд габаритних конструкцій сівалки на допоміжний персонал або зіткнення з перешкодами [28]
НУ4 – обрив ліній зв'язку, коротке замикання або механічна деградація тензодатчиків копіювальних коліс [21]	НД4 – ручна зміна глибини ходу коліс або заміна електронних плат при підключеному бортовому живленні	НС4 – неконтрольоване знакозмінне спрацювання гідророзподільника з виникненням пікових ударних навантажень [21, 30]
НУ5 – накопичення дрібнодисперсного пилу хімічно агресивних пестицидів на стінках насінневих бункерів	НД5 – завантаження протруєного насіння кукурудзи оператором без застосування респіраторів та засобів індивідуального захисту	НС5 – інгаляційне або контактне отруєння організму працівника токсичними речовинами

де μ — коефіцієнт витрати при витіканні рідини через отвір; $f_{отв}$ — площа поперечного перерізу аварійного отвору (дефекту) магістралі, m^2 ; Δp — перепад тиску між гідросистемою та атмосферою, Па; ρ — густина гідравлічної оливи, kg/m^3 .

Аналіз рівняння (3.2) показує, що при критичному падінні тиску ($\Delta p \rightarrow 0$) активна сила притиску $F_{пр}$ миттєво знижується до нуля. Внаслідок цього під дією високочастотної вібрації в діапазоні 3...10 Гц та імпульсного опору середовища $R_z(t)$ відбувається миттєвий відрив опорно-копіювальних коліс від ґрунту [23, 28].

За умов відмови інформаційного контуру (деградація сигналу тензодатчика) керуючий контролер генерує некоректний ШІМ-сигнал, що викликає знакозмінні автоколивання паралелограмного чотириланковика з амплітудою, яка значно перевищує агротехнічний допуск [20, 21]. Зазначені аварійні стани призводять до інтенсивного вимілювання сошників, виникнення суттєвого технологічного браку та ризику механічного руйнування елементів підвіски посівного модуля [12, 24].

3.3. Комплекс превентивних інженерно-технічних заходів безпеки та пожежної профілактики. Нормативне забезпечення створення безпечних умов праці та вимоги до екологічності розробки

Нівелювання ідентифікованих ризиків та забезпечення відповідності умов праці вимогам ДСТУ EN ISO 4254-1:2015 досягається реалізацією комплексу інженерних рішень:

Гідродинамічний захист: усі рукави високого тиску адаптивної системи притиску оснащуються захисними текстильними рукавами (Burst Sleeves) для локалізації струменя оливи у разі розриву магістралі [10]. В інтегрований гідроблок встановлюються запобіжні та зворотні гідроклапани для фіксації секції в безпечному положенні при аварійному падінні тиску [12].

Програмна безпека: до алгоритму бортового контролера впроваджено функцію автоматичного відключення живлення пропорційних клапанів при

детектуванні сигналу "відмова датчика" або при перевищенні ліміту часу неузгодженості тиску ($t > 0,5$ с) [16, 30].

Пожежна профілактика: конструкція передбачає винесення електричних комунікацій у герметичні кабель-канали, ізольовані від гідроліній, для запобігання займанню робочої рідини при виникненні короткого замикання.

Екологічність розробки: перехід на технологію No-Till мінімізує деградацію ґрунту та ерозійні процеси [5]. Для виключення хімічного забруднення навколишнього середовища в активному контурі притиску передбачено використання біорозкладних синтетичних олив, що знижує екологічне навантаження на екосистему поля при випадкових витоках.

Висновки до розділу

Ідентифіковано домінуючі чинники виробничої небезпеки при експлуатації No-Till комплексу: високонапірні гідролінії активного притиску ($p = 10$ МПа), низькочастотна вібрація секцій у діапазоні 3–10 Гц та аерозольна токсичність агрохімікатів [10, 19, 28].

Розроблено причинно-наслідкову матрицю аварійних ситуацій для посіву на швидкостях $v > 10$ км/год; доведено, що ризики руйнування трубопроводів та відмови датчиків мінімізуються превентивним введенням коефіцієнта запасу міцності магістралей $\eta_b \geq 4,0$ [16, 20].

Сформовано комплекс превентивних інженерно-технічних заходів безпеки відповідно до ДСТУ EN ISO 4254-1:2015, який включає захисне екранування ліній (*Burst Sleeves*), програмні алгоритми аварійного блокування потоку оливи контролером та використання екологічних біорозкладних робочих рідин [10, 12, 30].

РОЗДІЛ 4. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ТА ПРАКТИЧНА ЦІННІСТЬ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПОСІВНОГО КОМПЛЕКСУ

4.1. Експлуатаційно-технологічні показники ефективності функціонування агрегату з активним притиском. Порівняльний аналіз рівномірності сходів сільськогосподарських культур

Впровадження активного електрогідравлічного механізму притиску сошників трансформує експлуатаційні характеристики посівного комплексу за рахунок оптимізації кінематичних режимів роботи та стабілізації силової взаємодії з гетерогенним ґрунтом [10, 30]. Головним технологічним ефектом модернізації є можливість інтенсифікації робочої швидкості агрегату з 8...10 км/год до 12...15 км/год без порушення агротехнічних вимог до точності укладання насіння, що підвищує продуктивність посівного комплексу на 25...30% [3, 16].

Стабільність контактного тиску копіювальних коліс забезпечує оптимальний капілярний підтік води до насінневого ложа, що безпосередньо впливає на динаміку проростання. Для оцінки кінетики появи проростків застосовано коефіцієнт синхронності сходів K_{cc} , який розраховується за формулою [1, 24]:

$$K_{cc} = \left(1 - \frac{\sigma_t}{M(t)} \right) \cdot 100\% \quad (4.1)$$

де K_{cc} — коефіцієнт синхронності появи сходів, %; σ_t — середньоквадратичне відхилення часу появи сходів на контрольних ділянках, діб; $M(t)$ — математичне сподівання періоду масового проростання культури від моменту висіву, діб.

Порівняльні експлуатаційно-технологічні показники функціонування базового та вдосконаленого посівних комплексів наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Комплексні експлуатаційно-технологічні показники роботи посівних агрегатів

Технологічні та експлуатаційні параметри процесу	Базова система (пасивна пружина)	Модернізована система (активна гідравліка)
Оптимальний діапазон робочої швидкості руху, км/год	8...10	12...15
Середня глибина посівного ложа, мм	41,2	49,6
Коефіцієнт польової схожості насіння, %	82,4	94,8
Коефіцієнт синхронності сходів Ксс, %	74,2	92,5
Період появи масових сходів (у межах одного поля), діб	6...9	3...4

Аналіз даних таблиці 4.1 доводить, що стабілізація силового режиму запобігає вимілюванню сошників на технологічних коліях та переущільненню стінок борозни на пухких лінзах [9, 21]. Це скорочує інтервал появи сходів у 2,0–2,5 раза, усуваючи явище запізнілих проростків [3, 24].

4.2. Розрахунок капітальних інвестицій та терміну окупності вдосконаленої системи. Визначення економічної доцільності проекту за рахунок стабілізації врожайності та мінімізації витрат палива

Економічне обґрунтування доцільності модернізації 16-рядного посівного комплексу No-Till базується на порівнянні додаткових капітальних витрат із річним грошовим доходом, одержаним внаслідок підвищення врожайності та зниження питомої витрати палива [10, 12].

Сумарний обсяг капітальних інвестицій I_k на проектування, закупівлю компонентів мехатроніки та монтаж активної системи притиску розраховується за залежністю:

$$I_k = C_{\text{обл}} + C_{\text{проект}} + C_{\text{монт}} \quad (4.2)$$

де I_k — сумарний обсяг капітальних інвестицій, грн; $C_{\text{обл}}$ — ринкова вартість комплексу обладнання, грн; $C_{\text{проект}}$ — витрати на конструкторсько-технологічне проектування та числове моделювання, грн; $C_{\text{монт}}$ — вартість монтажних та пусконаладжувальних робіт, грн.

Загальний обсяг інвестицій становить $I_k = 500000$ грн. Річний приріст чистого прибутку $\Delta\Pi_r$ за рахунок стабілізації глибини ходу сошників та оптимізації умов вегетації визначається за формулою [16, 24]:

$$\Delta\Pi_r = S \cdot (\Delta Y \cdot P_{\text{зн}} + \Delta Q_{\text{пал}} \cdot P_{\text{пал}}) - C_{\text{експ}} \quad (4.3)$$

де $\Delta\Pi_r$ — річний приріст чистого прибутку, грн; S — річний обсяг напруцювання посівного агрегату, га ($S = 1200$ га); ΔY — середній приріст урожайності культури, т/га ($\Delta Y = 0,35$ т/га); $P_{\text{зн}}$ — прогнозована ринкова ціна зерна, грн/т ($P_{\text{зн}} = 6200$ грн/т); $\Delta Q_{\text{пал}}$ — зниження питомої витрати дизельного палива, л/га ($\Delta Q_{\text{пал}} = 0,8$ л/га); $P_{\text{пал}}$ — середня вартість палива, грн/л ($P_{\text{пал}} = 52$ грн/л); $C_{\text{експ}}$ — річні витрати на сервісне обслуговування та амортизацію гідросистеми, грн ($C_{\text{експ}} = 25000$ грн).

Загальний річний приріст прибутку становить $\Delta\Pi_r = 2628720$ грн. Термін окупності вдосконаленого механізму активного притиску $T_{\text{ок}}$ визначається як відношення капітальних інвестицій до річного чистого ефекту [30]:

$$T_{\text{ок}} = \frac{I_k}{\Delta\Pi_r} \quad (4.4)$$

де $T_{\text{ок}}$ — розрахунковий термін окупності системи, років.

Значення терміну окупності становить $T_{\text{ок}} = 0,19$ року (еквівалентно 23 робочим дням інтенсивного весняного посіву). Інтегральні техніко-економічні показники впровадженого проекту модернізації наведено в таблиці 4.2.

Окупність системи протягом першого сезону експлуатації досягається за рахунок ліквідації технологічного браку та розширення функціональних меж швидкості посівного комплексу на гетерогенних агрофонах No-Till [10, 21, 30].

Таблиця 4.2 – Економічна ефективність проекту модернізації посівного комплексу

Найменування техніко-економічного показника	Одиниця виміру	Значення параметра
Сумарний обсяг капітальних інвестицій I_k	грн	500000
Питоме зниження витрат дизельного палива $\Delta Q_{\text{пал}}$	л/га	0,8
Середній технологічний приріст урожайності ΔY	т/га	0,35
Додатковий валовий збір зерна на площі 1200 га	т	420
Річний економічний ефект (чистий прибуток) $\Delta \text{Пр}$	грн	2628720
Розрахунковий термін окупності системи Ток	років (днів)	0,19 (23)

Висновки до розділу

Визначено експлуатаційно-технологічні показники роботи модернізованого комплексу: стабілізація притискного зусилля дозволяє підвищити робочу швидкість агрегату з 8...10 км/год до 12...15 км/год, що забезпечує приріст його продуктивності на 25...30% без порушення агротехнічних вимог до точності висіву [3, 16].

Доведено позитивний агротехнічний вплив активного регулювання на якість сходів: коефіцієнт синхронності $K_{\text{сс}}$ зростає до 92,5%, а період появи масових сходів скорочується до 3–4 діб, що повністю ліквідує появу технологічно запізнілих проростків [1, 24].

Обґрунтовано економічну доцільність модернізації 16-рядного посівного комплексу: при сумарних капітальних інвестиціях $I_k = 500000$ грн річний приріст чистого прибутку становить $\Delta \text{Пр} = 2628720$ грн, що забезпечує термін окупності системи $T_{\text{ок}} = 0,19$ року (23 робочі дні) за рахунок мінімізації витрат палива та стабілізації врожайності культур [16, 30].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі системного аналізу реологічних флуктуацій необробленого агрофону обґрунтовано інженерну неспроможність пасивних пружинних демпферів, які через лінійну характеристику за законом Гука призводять до вимілювання сошників або утворення ефекту *sidewall compaction*, що довело об'єктивну необхідність переходу до концепції активного автоматичного регулювання притискного зусилля [9, 12, 24].

Розроблено конструктивно-технологічну архітектуру та математичну модель активного механізму притиску у вигляді системи диференціальних рівнянь Лагранжа другого роду; за допомогою числового сумісного моделювання (DEM-MBD coupling) встановлено закономірності взаємодії сошника з гетерогенним середовищем під дією стохастичного опору $R_z(t)$ та пожнивних рештків у діапазоні частот від 3 до 10 Гц [10, 13, 26].

Визначено раціональні параметри виконавчого гідропривода подвійної дії: діаметр поршня $D_p = 32$ мм, шток $d_{шт} = 16$ мм, хід $X_{шт} = 120$ мм, об'ємна витрата оливи $Q_{необ} = 19,3$ л/хв, що в діапазоні знакозмінних навантажень від -150 Н до +2450 Н гарантує швидкодію системи $t_p \leq 0,05$ с для стабілізації контактного тиску копіювальних коліс [10, 21, 30].

Сформовано матрицю причинно-наслідкового моделювання техногенних ризиків та розроблено інженерно-технічний комплекс безпеки відповідно до ДСТУ EN ISO 4254-1:2015, який за рахунок превентивного введення коефіцієнта запасу міцності магістралей $\eta_b \geq 4,0$ та захисного екранування ліній високого тиску ($p = 10$ МПа) повністю нівелює загрози гідродинамічного ураження персоналу [10, 20].

Обґрунтовано високу практичну цінність та економічну доцільність проекту: на високогетерогенних ґрунтах No-Till використання активної системи знижує коефіцієнт варіації глибини борозни V_h до 3,6%, підвищує коефіцієнт синхронності сходів $K_{сс}$ до 92,5%, розширює швидкісні межі посіву до 12...15 км/год із зростанням продуктивності на 25...30% та забезпечує термін окупності інвестицій $T_{ок} = 0,19$ року (23 робочі дні) [3, 16, 30].

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Інноваційні рішення притискання секції та вплив притискної здатності на посів сільськогосподарської культури. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2026. № 25. С. 100–109. URL: (дата звернення: 16.05.2026).
2. Кутковецька Т. О. Обґрунтування параметрів роботи вібраційного ґрунтообробного знаряддя для обробітку ґрунту. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2026. Т. 16, № 1. С. 79–84. DOI: 10.32782/2220-8674-2026-16-1-8.
3. Badua S. A., Sharda A., Strasser R., Ciampitti I. Ground speed and planter downforce influence on corn seed spacing and depth. *Precision Agriculture*. 2021. Vol. 22. P. 1154–1170. DOI: 10.1007/s11119-020-09775-7.
4. Barreiro P., Dias S., Garrido M., Conceic L. A., Valero C. A partial study of vertical distribution of conventional no-till seeders and spatial variability of seed depth placement of maize in the Alentejo region, Portugal. *Precision Agriculture*. 2016. Vol. 17. P. 36–52. DOI: 10.1007/s11119-015-9405-x.
5. Blanco-Canqui H., Ruis S. J. Cover crop impacts on soil physical properties: A review. *Soil Science Society of America Journal*. 2020. Vol. 84, no. 5. P. 1527–1576. DOI: 10.1002/saj2.20129.
6. Brockmueller B., Drewry J. L., Vereecke L., Luck B., Silva E. M., Smith A. Row unit down force and coulter effects vary by environmental conditions in organic no-till soybeans. *Agronomy Journal*. 2024. Vol. 116, no. 3. P. 1478–1491. DOI: 10.1002/agj2.21552.
7. Cao X., Wang Q., Xu D., Huang S., Wang X., Wang L. Design and Analysis of Pneumatic Downforce Regulating Device for No-Till Corn Planter. *Agriculture*. 2022. Vol. 12, no. 10. art. 1513. DOI: 10.3390/agriculture12101513.
8. Fu W., Dong J., Mei H., Gao N., Lu C., Zhang J. Design and Test of Maize Seeding Unit Downforce Control System. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*. 2018. Vol. 49. P. 68–77. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.06.008.

9. Hanna H. M., Steward B. L., Aldinger L. Soil loading effects of planter depth-gauge wheels on early corn growth. *Applied Engineering in Agriculture*. 2010. Vol. 26, no. 4. P. 551–556. URL: (дата звернення: 16.05.2026).
10. Jing H., Zhang D., Wang Y., Yang L., Fan C., Zhao H., Wu H., Zhang Y., Pei J., Cui T. Development and performance evaluation of an electro-hydraulic downforce control system for planter row unit. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2020. Vol. 172. art. 105073. DOI: 10.1016/j.compag.2019.105073.
11. Lebeau S. G., Brye K. R., Daniels M., Wood L. S. Cover crop and wheel-track effects on soil properties under cotton production in eastern Arkansas. *Agrosystems, Geosciences & Environment*. 2024. Vol. 7, no. 3. art. e20549. DOI: 10.1002/agg2.20549.
12. Liu L., Wang X., Zhang X., Cheng X., Wei Z., Ji J., Li H., Zhang H., Wang M. Sowing depth control strategy based on the downforce measurement and control system of ‘T’-shaped furrow opener. *Biosystems Engineering*. 2024. Vol. 247. P. 97–108. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2024.09.004.
13. Liu X., Guo Z., Tong Z., He M., Gao P., Ma Y., Xu Z. A Study on the Interaction Mechanism Between Disc Coulters and Maize Root-Soil Composites Based on DEM-MBD Coupling Simulation. *Agriculture*. 2026. Vol. 16, no. 2. art. 270. DOI: 10.3390/agriculture16020270.
14. Nielsen S. K., Nørremark M., Green O. Sensor and control for consistent seed drill coulters depth. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2016. Vol. 127. P. 690–698. DOI: 10.1016/j.compag.2016.07.029.
15. Nielsen S. K., Munkholm L. J., Lamandç M., Nørremark M., Skou-Nielsen N., Edwards G. T. C., Green O. Seed drill instrumentation for spatial coulters depth measurements. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2017. Vol. 141. P. 207–214. DOI: 10.1016/j.compag.2017.07.014.
16. Nielsen S. K., Munkholm L. J., Lamandç M., Nørremark M., Edwards G. T. C., Green O. Seed drill depth control system for precision seeding. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2018. Vol. 144. P. 174–180. DOI: 10.1016/j.compag.2017.12.008.

17. Raoufat M. H., Matbooei A. Row cleaners enhance reduced tillage planting of corn in Iran. *Soil and Tillage Research*. 2007. Vol. 93, no. 1. P. 152–161. DOI: 10.1016/j.still.2006.03.026.
18. Raper R. L. Agricultural traffic impacts on soil. *Journal of Terramechanics*. 2005. Vol. 42, issues 3–4. P. 259–280. DOI: 10.1016/j.jterra.2004.10.010.
19. Rogovskii I., Titova L., Trokhaniak V., Trokhaniak O., Stepanenko S. Experimental study on the process of grain cleaning in a pneumatic microbioculture separator with apparatus camera. *Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Series II: Forestry, Wood Industry, Agricultural Food Engineering*. 2019. Vol. 12 (61), no. 1. P. 117–128. DOI: 10.31926/but.fwiafe.2019.12.61.1.10.
20. Shang J. J., Liu D. M., Song X. T., Han Y. B., He S. T., Zhang Y., Liu L. Y., Chen H. T. Sowing depth stability analysis and test verification of no-tillage planter parallel 4-bar row unit. *Heliyon*. 2024. Vol. 10, iss. 18. art. e36721. DOI: 10.1016/j.heliyon.2024.e36721.
21. Shang J. J., Liu L. Y., Zhang R. F., Li H. C., Hou S. Y., Liu H. X. et al. Research and test of the measurement sensing device for the downforce of no-till planter row unit gauge wheels. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2024. Vol. 17, no. 2. P. 250–259. DOI: 10.25165/j.ijabe.20241702.8484.
22. Staggenborg S. A., Taylor R. K., Maddux L. D. Effect of planter speed and seed firmers on corn stand establishment. *Applied Engineering in Agriculture*. 2004. Vol. 20, no. 5. P. 573–580.
23. Strasser R., Badua S. A., Sharda A., Rothmund M. Development of a test stand to quantify the response of a planter's automatic downforce control system. *Transactions of the ASABE*. 2021. Vol. 64, no. 5. P. 1533–1543. DOI: 10.13031/trans.14047.
24. Virk S. S., Porter W. M., Li C., Rains G. C., Snider J. L., Whitaker J. R. On-farm evaluation of planter downforce in varying soil textures within grower fields. *Precision Agriculture*. 2021. Vol. 22. P. 777–799. DOI: 10.1007/s11119-020-09755-x.

25. Waggoner M. G., Denton H. P. Influence of cover crop and wheel traffic on soil physical properties in continuous no-till corn. *Soil Science Society of America Journal*. 1989. Vol. 53, no. 4. P. 1206-1210. DOI: 10.2136/sssaj1989.03615995005300040036x.
26. . Wang X., Liu X., Yang H., Liu S., Xu C., Hou S., Chen H. Optimization and Performance Evaluation of Toothed Disc Coulters Structure Parameters Based on DEM-MBD Coupling Technology. *Agriculture*. 2026. Vol. 16, no. 9. art. 975. DOI: 10.3390/agriculture16090975.
27. Yang L., Zhang R., Gao N., Cui T., Liu Q., Zhang D. Performance of no-till corn precision planter equipped with row cleaners. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2015. Vol. 8, no. 5. P. 15–25. DOI: 10.3965/j.ijabe.20150805.1846.
28. Zhai C., Long J., Taylor R. et al. Field scale row unit vibration affecting planting quality. *Precision Agriculture*. 2020. Vol. 21. P. 589–602. DOI: 10.1007/s11119-019-09684-4.
29. Zhao H. H., Zhang D. X., Yang L., Cui T., He X. T., Xie C. T., Du Z. H., Qin Y., Dong J. Q., Liu W. T. Study on Measurement Method and Control Model for the Seeding Downforce of Seeding Unit Based on Bilateral Depth Limiting. *SSRN Electronic Journal*. 2022. P. 1–12. URL: (дата звернення: 16.05.2026).
30. Zhou L., Ma Y., Zhou H., Niu K., Zhao B., Wei L., Bai S., Zheng Y., Zhang W. Design and Test of Sowing Depth Measurement and Control System for No-Till Corn Seeder Based on Integrated Electro-Hydraulic Drive. *Applied Sciences*. 2023. Vol. 13, no. 10. art. 5823. DOI: 10.3390/app13105823.

ДОДАТКИ