

Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»  
Інженерно-технічний факультет  
Кафедра агроінженерії і системотехніки імені Михайла САМОКИША

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
НА ТЕМУ:  
**«ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖНИХ СТОЯКІВ  
ДИСКОВИХ ҐРУНТОБРОБНИХ МАШИН»**

**Виконав:**

здобувач вищої освіти  
освітнього ступеня «магістр»  
освітньо-професійної програми «Агроінженерія»  
спеціальності 208 «Агроінженерія»  
денної форми навчання

**Микола ПИЛИШОК**

**Керівник:**

кандидат технічних наук,  
доцент

**Сергій ГРУШЕЦЬКИЙ**

**Оцінка захисту:**

Національна шкала \_\_\_\_\_

Кількість балів \_\_\_\_\_

Шкала ECTS \_\_\_\_\_

«\_\_\_» грудня 2025 р.

**Допускається до захисту:**

«\_\_\_» грудня 2025 р.

Гарант освітньо-професійної програми  
«Агроінженерія» спеціальності  
208 «Агроінженерія»,  
кандидат технічних наук, доцент

**Василь ДУГАНЕЦЬ**

м. Кам'янець-Подільський, 2025

## ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ .....	4
АНОТАЦІЯ .....	5
РЕФЕРАТ .....	6
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ, СИМВОЛІВ, ПОЗНАЧЕНЬ .	7
ВСТУП.....	8
<b>1. СТАН ТА ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ДИСКОВИХ ҐРУНТООБРОБНИХ</b>	
<b>АГРЕГАТИВ .....</b>	<b>12</b>
1.1. Застосування дискових знарядь у різних системах обробітку ґрунту	12
1.2. Аналіз техніко-технологічних показників дискових ґрунтообробних знарядь.....	13
1.3. Огляд конструкційного виконання стояків для незалежних дисків диска торів .....	16
Висновки до першого розділу.....	29
<b>2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ДИСКОВОГО РОБОЧОГО</b>	
<b>ОРГАНУ НА ПРУЖНОМУ СТОЯКУ З ҐРУНТОМ .....</b>	<b>31</b>
2.1. Загальна концепція взаємодії пружно закріпленого сферичного диска з ґрунтом .....	31
2.2. Основні властивості зовнішньої дії під час роботи диска на пружному стояку .....	34
2.3. Визначення величини пружних відхилень за конфігурацією стояка .	35
2.3.1. Гвинтоподібний стояк .....	36
2.3.2. Стояк С-подібної форми .....	38
2.3.3. Спіральний стояк .....	40
2.4. Нелінійна динамічна модель коливального руху пружного стояка зі сферичним диском .....	43
Висновки до другого розділу .....	44

3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ СТОЯКІВ ДЛЯ СФЕРИЧНИХ ДИСКІВ .....	46
3.1. Експериментальне дослідження дискових ґрунтообробних агрегатів з пружними стояками робочих органів .....	46
3.2. Прилади і обладнання.....	47
3.3. Програма і методика лабораторного дослідження .....	48
3.4. Програма і методика польових досліджень .....	53
3.5. Методика обробки результатів експериментальних досліджень (багаторівневий експеримент) .....	55
Висновки до третього розділу .....	58
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРУЖНИХ СТОЯКІВ .....	59
4.1. Результати лабораторних досліджень.....	59
4.2. Результати польових досліджень .....	64
Висновки до четвертого розділу.....	79
5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ВПРОВАДЖЕННЯ ПРУЖНИХ СТОЯКІВ ДЛЯ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ .....	83
Висновки до п'ятого розділу.....	87
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	88
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	91
ДОДАТОК А Матеріали комп'ютерної презентації.....	98
ДОДАТОК Б Копії друкованих тез доповідей .....	108

Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»  
Інженерно-технічний факультет  
Кафедра агроінженерії і системотехніки імені Михайла САМОКИША  
Освітній ступінь «магістр»  
Спеціальність 208 Агроінженерія

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри  
\_\_\_\_\_ Анатолій РУДЬ  
04 квітня 2025 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**на кваліфікаційну роботу здобувачеві вищої освіти**

**ПИЛИШОКУ**

**Миколі Володимировичу**

**Тема роботи: «ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖНИХ  
СТОЯКІВ ДИСКОВИХ ҐРУНТООБРОБНИХ МАШИН»**

**Керівник роботи:** доцент ГРУШЕЦЬКИЙ Сергій Миколайович

**Затверджено наказом** по Закладу вищої освіти «Подільський державний університет» від 04 квітня 2025 року № 355с.

**Строк подання** закінченої кваліфікаційної роботи 20 листопада 2025 року.

**Вихідні дані до роботи:**

1. Науково-технічна література, авторські свідоцтва і патенти на винаходи пружних стояків дискових ґрунтообробних машин.
2. Протоколи випробування пружних стояків дискових ґрунтообробних машин.
3. Результати дослідження та випробування пружних стояків дискових ґрунтообробних машин.

**Зміст пояснювальної записки** (перелік питань, які потрібно розробити):

Вступ.

1. Стан та тенденції розвитку дискових ґрунтообробних агрегатів.
2. Теоретичні дослідження взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтом.
3. Програма і методика експериментального дослідження пружних стояків для сферичних дисків.
4. Результати експериментальних досліджень пружних стояків.
5. Економічна ефективність та результати впровадження пружних стояків для дискових робочих органів.

Загальні висновки і рекомендації.

Список використаних джерел.

Додатки.

## АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі магістра наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-практичного завдання, що виявляється в математичному моделюванні процесу взаємодії пружного стояка сферичного диска з ґрунтовим середовищем, з врахуванням випадкового характеру реакції ґрунту у вигляді нелінійної динамічної моделі руху. Це дозволило визначити оптимальні динамічні характеристики та конструкційні параметри пружного стояка для дискового робочого органу: жорсткість, зведену масу, частоту та амплітуду коливань.

Розроблено програму та методику експериментальних лабораторних і польових досліджень параметрів стояка та процесу взаємодії пружного стояка сферичного диска з ґрунтовим середовищем за використання балластного довантаження на робочому органі при зміні поступальної швидкості агрегата.

Оцінювання результатів вимірювань виконано на основі концепції невизначеності. З баластним довантаженням (оптимальною зведеною масою) вплив випадкових складових тягового опору на процес взаємодії сферичного диска на пружному стояку з ґрунтом, щонайменше в півтора рази менший.

За результатами експериментальних досліджень визначено залежності, які характеризують вплив швидкості агрегату та зведеної маси на робочому органі на тяговий опір (енергетичний показник) та пружні відхилення стояка (агротехнічний показник).

Виконано техніко-економічну оцінку ефективності роботи дискового ґрунтообробного агрегату за структурою експлуатаційних витрат та на основі практичного впровадження.

## THE SUMMARY

The master's qualification work presents a theoretical generalization and a new solution to the scientific and practical problem, which is manifested in the mathematical modeling of the process of interaction of the elastic riser of a spherical disk with the soil environment, taking into account the random nature of the soil reaction in the form of a nonlinear dynamic model of motion.

This made it possible to determine the optimal dynamic characteristics and structural parameters of the elastic riser for the disk working body: stiffness, reduced mass, frequency and amplitude of oscillations.

A program and methodology for experimental laboratory and field studies of the riser parameters and the process of interaction of the elastic riser of a spherical disk with the soil environment using ballast loading on the working body when changing the translational speed of the unit have been developed.

The evaluation of the measurement results is carried out on the basis of the concept of uncertainty. With ballast loading (optimal aggregate mass), the influence of random components of traction resistance on the process of interaction of a spherical disk on an elastic riser with the soil is at least one and a half times smaller.

According to the results of experimental studies, dependencies were determined that characterize the influence of the speed of the unit and the aggregate mass on the working body on traction resistance (energy indicator) and elastic deviations of the riser (agrotechnical indicator).

A technical and economic assessment of the efficiency of the disk tillage unit was performed based on the structure of operating costs and on the basis of practical implementation.

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра складається з пояснювальної записки, виконаної машинописним способом на 90 аркушах формату А4, яка вміщує 5 розділів, 7 таблиць, 61 рисунок, 70 найменування використаних джерел і презентаційного матеріалу на 19 аркушах.

Мета кваліфікаційної роботи присвячена питанням підвищення ефективності функціонування дискових ґрунтообробних агрегатів шляхом обґрунтування конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружних стояків робочих органів. На основі аналізу існуючих робочих органів, теоретичних і експериментальних досліджень визначено конструктивну схему та встановлено оптимальні значення параметрів та режимів роботи елементів пружних стояків робочих органів, які дозволять підвищити якісні показники пружних стояків робочих органів. За результатами досліджень розроблено та виготовлено експериментальний зразок елементів пружних стояків робочих органів.

Оцінювання результатів вимірювань виконано на основі концепції невизначеності. З баластним довантаженням (оптимальною зведеною масою) вплив випадкових складових тягового опору на процес взаємодії сферичного диска на пружному стояку з ґрунтом, щонайменше в півтора рази менший.

За результатами експериментальних досліджень визначено залежності, які характеризують вплив швидкості агрегату та зведеної маси на робочому органі на тяговий опір (енергетичний показник) та пружні відхилення стояка (агротехнічний показник).

Виконано техніко-економічну оцінку ефективності роботи дискового ґрунтообробного агрегату за структурою експлуатаційних витрат та на основі практичного впровадження.

Ключові слова: ДИСКОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, ПРУЖНИЙ СТОЯК, ҐРУНТОВЕ СЕРЕДОВИЩЕ, ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗВЕДЕНА МАСА, ВІДХИЛЕННЯ.

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ, СИМВОЛІВ, ПОЗНАЧЕНЬ

Скорочення	Розшифровка скорочень
ВАТ	Відкрите акціонерне товариство
КРМ	Кваліфікаційна робота магістра
ЕК	Екзаменаційна комісія
МТА	Машинно-тракторний агрегат
$m$	маса проби в природному стані, кг
$m_m$	маса висушеної проби (твердої фази)
$m_v$	маса вологи (рідкої фази)
$m_c$	маси вологи і сухого ґрунту
$W_n$	польова (загальна) вологоємність
$W_a$	абсолютна вологість ґрунту
$a$	глибина заглиблення голок диска, м
$k$	коефіцієнт пропорційності, $k = 1, 2$ кг/см
$P$	горизонтальна складова, Н
$b$	довжина лунки, м
$n$	число зубів на диску
$R$	радіус кола, при якому диск рухається без ковзання, м
$d$	діаметр голки, м
$h$	глибина обробітку, м
$\theta$	кут сколювання ґрунту
$\varphi$	кут тертя голки об ґрунт
$h_{max}$	максимальна глибина обробітку
$a$	висота стерні
$d$	діаметр маточини
$n$	частота обертання уповільненого диска
$n_o$	частота обертання диска- шляховимірювача
$a_n$	деформація стискання пружини, см

## ВСТУП

*Актуальність роботи.* В сучасних технологіях аграрного виробництва сільськогосподарської продукції відбуваються суттєві якісні зміни, обумовлені інтенсифікацією виробничих процесів з одночасним ресурсозбереженням. Відповідно цим змінам необхідно вдосконалювати сільськогосподарські агрегати, щоб забезпечити оптимальні технологічні режими їх роботи з мінімальними енергетичними витратами та підвищити надійність вузлів і агрегатів. Особливого значення набуває вирішення цих завдань для ґрунтообробних агрегатів, зокрема дискаторів, оскільки вони забезпечують 60–80 % попереднього та основного обробітку ґрунту.

Залишена на поверхні поля нетоварна частина врожаю стає вирішальним чинником у подальшому виконанні технологічних операцій та формує вимоги до виконавчих знарядь, зокрема, в розробленні дискових ґрунтообробних агрегатів з новими техніко-технологічними характеристиками для забезпечення якісного луцення стерні, зменшення енергозатрат та підвищення експлуатаційної надійності. Досвід використання пружних стояків робочих органів культиваторів та позитивний прогноз їх розвитку відкриває нові можливості для підвищення надійності дискових ґрунтообробних агрегатів.

Робочі органи встановлені на пружних стояках коливаються внаслідок нерівномірності сил опору ґрунту, завдяки чому руйнування ґрунту відбувається при менших затратах енергії, що зменшує витрати палива ґрунтообробним агрегатом. Дискатор з пружними стояками може мати кращу пристосованість до рельєфу поля, а отже, можливість забезпечення необхідної якості обробітку ґрунту.

Тому, актуальним науково-прикладним завданням є обґрунтування динамічних характеристик та конструкційних параметрів пружних стояків дискових робочих органів ґрунтообробних агрегатів.

*Мета і завдання досліджень.* Підвищення ефективності функціонування дискових ґрунтообробних агрегатів шляхом обґрунтування конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружних стояків робочих органів.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано такі **завдання** дослідження:

- проаналізувати і класифікувати способи кріплення сферичних дисків до рами, узагальнити практичні та теоретичні дослідження пружних стояків та їх аналогів, визначити перспективні шляхи вдосконалення конструкцій;
- провести теоретичні дослідження процесу взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтом та розробити його структурну схему;
- розробити математичну модель руху пружного стояка зі сферичним диском, встановити його конструкційні параметри і динамічні характеристики та їх вплив на коливання стояка з причин нестационарності технологічного процесу і зміни сили опору під час функціонування агрегату;
- розробити методику досліджень конструкційних параметрів і динамічних характеристик пружних стояків та експериментальну установку для її виконання;
- оцінити вплив конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружного стояка робочого органу на ефективність роботи агрегату з урахуванням випадкового характеру зовнішньої дії реакції ґрунту;
- оцінити техніко-економічну ефективність запропонованих технічних рішень конструкції пружних стояків.

*Об'єкт дослідження* – процес взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтовим середовищем, що враховує випадковий характер реакції ґрунту.

*Предмет дослідження* – закономірності впливу пружного стояка дискового робочого органу на його взаємодію з ґрунтовим середовищем.

*Методи досліджень.* Загальна методика досліджень передбачала застосування сучасних методів теоретичних та експериментальних досліджень,

теоретичне обґрунтування проводилося з використанням методів математики, теоретичної механіки, теорії коливань, диференціального та інтегрального числення.

Експериментальні дослідження проводилися в польових умовах на базі загальноприйнятих та окремих методик, розроблених автором. Методики вимірювання пружних відхилень робочих органів передбачали застосування інформаційно-вимірювального комплексу, для вимірювання зусиль застосовувалися методи тензометрії. Обробку результатів досліджень проведено методами математичної статистики. Використана методика регресійного аналізу.

**Наукова новизна** одержаних результатів:

*вперше:*

- розроблено нелінійну математичну модель руху пружного стояка зі сферичним диском, що забезпечує моделювання поведінки пружного стояка під дією збурюючих реакцій ґрунтового середовища на систему;
- встановлено динамічні характеристики пружного стояка під час виконання технологічного процесу сферичним диском;
- з врахуванням параметра зведена маса, *обґрунтовано* рекомендовані динамічні характеристики та режими руху дискового ґрунтообробного агрегата з пружними стояками, що забезпечують виконання вихідних техніко-технологічних вимог до рівномірності обробітку ґрунту;

*набула подальшого розвитку* методика лабораторних досліджень параметрів пружних стояків;

*удосконалено:*

- метод визначення якісних показників виконання технологічного процесу дискатором із застосуванням вимірювань пружних коливань;
- методику оцінювання результатів вимірювань на основі концепції невизначеності;
- *розроблено* методику та експериментальну установку для оцінювання технологічних властивостей пружних стояків зі сферичними дисками.

*Практичне значення одержаних результатів.*

Розроблено та запроваджено у виробництво методику для оцінювання технологічних властивостей і конструкційних параметрів пружних стояків зі сферичними дисками. Результати досліджень впроваджено у виробничі процеси підприємств з виготовлення ґрунтообробної техніки СФГ «Олександр». З розробкою усіх необхідних для цього документів.

*Апробація результатів роботи.* Основні положення виконаних теоретичних і експериментальних досліджень роботи доповідались на: щорічних конференціях професорсько-викладацького складу та аспірантів Закладу вищої освіти «Подільський державний університету» (2024-2025 рр.).

*Публікації.* Основні результати дослідження відображені у 2 публікаціях, з них 2 статті у науково-фахових виданнях.

# 1. СТАН ТА ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ДИСКОВИХ ҐРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТИВ

## 1.1. Застосування дискових знарядь у різних системах обробітку ґрунту

Різноманіття технологічних операцій при вирощуванні сільськогосподарських культур класифікуються за базовими елементами системи основного обробітку ґрунту. Зокрема: традиційна, на базі оранки (50-60%); консервувальна – глибокого розпушування (20-30%); мульчувальна – поверхневе розпушування (до 10%); пряма сівба культур (mini-till) (до 10% від загальної площі ріллі) [7, 8].

В Україні дискові ґрунтообробні агрегати забезпечують 60-70 % поверхневої підготовки посівного горизонту під час реалізації різноманітних систем обробітку ґрунту, зокрема, виконання операції поверхневого обробітку стерні та знищення сходів падалиці зернових культур, порушення капілярності, змішування поживних залишків з ґрунтом (загортання) тощо [9].

Ефективність дискових агрегатів у типових системах зумовлює їх широке застосування (див. табл. 1.1).

За необхідності повного врахування всіх керованих та некерованих факторів під час вирощування сільськогосподарських культур можливе застосування диференційованих технологій, але їх виконання потребує збільшення кількості технічних засобів, що різняться як за способом впливу на ґрунт, так і за технічними та експлуатаційними параметрами.

У традиційній та в системі глибокого розпушування обробітку ґрунту дискові агрегати використовуються для луцення стерні, передпосівного обробітку ґрунту під зернові, технічні та кормові культури, а також для підготовки ґрунту під посів озимих на полі, зайнятому під паром.

**Обсяг застосування дискових ґрунтообробних агрегатів в системах  
обробітку ґрунту [7, 8 ]**

Вид системи обробітку ґрунту	Обсяг ріллі де застосовується система, % (від загальної обробленої площі)	Застосування дискових агрегатів, разів	Види дискового знаряддя
Традиційна (на базі оранки)	50-60	1	Луцильник, борона дискова
Консервувальна (глибоке розпушування)	20-30	2	Луцильник, дискатор
Мульчувальна (поверхнєве розпушування)	10-15	2	Дискатор
Пряма сівба культур (mini-till)	до 10 %	–	–

Технологія полицевого обробітку є оптимальною за потреби переміщення пластів ґрунту з великою кількістю рослинних решток після збирання врожаю та розпушення поверхневого шару. Разом з тим впровадження альтернативних технологій обґрунтоване високою енергоємністю полицевого обробітку [10, 11, 12]. Безполицевий обробіток глибокорозпушувачами на глибину 25-40 см проводиться з метою захисту ґрунту від ерозії, руйнування плужної підшви, покращення водно-повітряного режиму кореневмісного шару, снігозатримання та підвищення вмісту агрономічно-цінних водостійких агрегатів. При цьому мульчування поверхні ґрунту виконується дисковими знаряддями [8].

Оптимальні строки виконання технологічних операцій обробітку ґрунту з врахуванням особливостей вирощуваної культури, погодних умов, типу ґрунту та попередника дають можливість замінити глибокий обробіток на поверхневий. Поверхнєве розпушування – це використання природних властивостей ґрунту повторювати свій життєвий цикл (ощадливо використовуються запаси ґрунтової родючості). Система обробітку ґрунту на базі поверхневого розпушування передбачає мульчування ґрунту подрібненими

рослинними рештками після збирання попередників дисковими ґрунтообробними агрегатами. Залишені на полі солома і рештки рослин попереджують ущільнення поверхневого шару під дією опадів, зменшують ерозію фосфору. Розпушення ґрунту на невелику глибину сприяє поступовому утворенню гумусу [13, 14]. Із збільшенням маси гумусу зменшується ризик ущільнення ґрунту і утворення поверхневої кірки, яка може знизити врожайність. Поверхневий обробіток сприяє життєдіяльності земляних черв'яків, які позитивно впливають на структуру ґрунту, розпушуючи та перемішуючи його (рис. 1.1).



Рис. 1.1. Принцип розкладання рослинних решток з одночасним збереженням вологи та запобіганням ерозії [13, 14]

Мульчування поживними залишками зменшує шкідливий вплив зливних дощів на ґрунт, знижує диспергування верхнього шару ґрунту, сприяє стійкості до утворення поверхневої кірки, замулювання та забивання пор (внутрішня ерозія); відбувається більш краще вологопоглинання та зменшується випаровування, підвищується стійкість ґрунту до ерозійних процесів [15-22].

Поверхневий обробіток ґрунту має й свої недоліки. Можливе зниження вологопоглинання за утворення підплужної підшви, збільшення

забур'яненості та поширення хвороб рослин. Правильний вибір сівозміни і часу проведення технологічних операцій дозволяє усувати ці недоліки.

Дискові ґрунтообробні агрегати використовуються в більшості систем обробітку ґрунту [23].

## 1.2. Аналіз техніко-технологічних показників дискових ґрунтообробних знарядь

Розвиток конструкції дискових ґрунтообробних знарядь тривалий час знаходився на етапі використання дискових борін та лушильників батарейного типу [24-33] (рис.1.2).

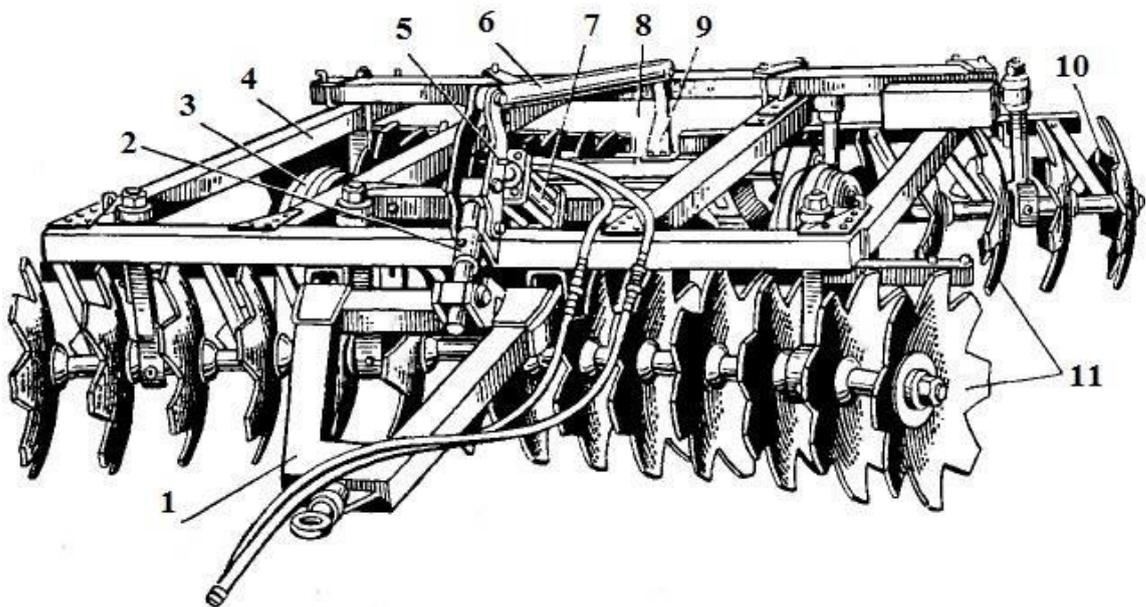


Рис. 1.2. Важка причіпна польова борона БДТ-3 [24-33]:

1 – причіпний пристрій, 2 – регулювальний гвинт, 3 – опорне колесо, 4 – рама, 5 – важіль, 6 – тяга, 7 – гідроциліндр, 8 – колінчата вісь, 9 – кулак, 10 – чистик, 11 – батареї

Диски борін і лушильників, розміщені на квадратній чи круглій осі, чергуються з розпірними втулками, утворюючи окремі батареї з горизонтальною віссю обертання. Зміною кута атаки між площиною обертання

дисків та лінією напрямку руху агрегату встановлюється глибина обробітку. Із збільшенням кута атаки зростає ступінь кришення ґрунту. Для роботи на кам'янистих ґрунтах дискові борони не використовують, позаяк їх лезо виломлюється. Регулювання тиску дисків на ґрунт виконують зміною маси баласту чи силою стискування натискних пружин [24]. За інтенсивністю дії на ґрунт розрізняють борони легкі, оснащені дисками з суцільною різальною крайкою, та важкі з вирізними дисками. Для кращого обертання, кришення смуги ґрунту і загортання в поверхневий шар рослинних решток та бур'янів луцильники мають більший кут атаки ( $30 - 35^0$ ), ніж дискові борони. Незалежні сферичні диски використовувалися лише на дискових плугах, які не набули широкого використання [34]. Застосування дискових батарей пов'язано з труднощами, зокрема з неточністю роботи, яку виконує дисковий культиватор: коли диск натрапляє на перешкоду, це призводить до часткового піднімання рами і тимчасового виключення з роботи деяких з решти дисків. Дискові борони мають такі недоліки: неможливість їх роботи на швидкості більше 7 км/год з причини викидання ґрунту за межі ширини захвату агрегата, що призводить до помилок оператора під час суміжних проходжень та виникнення шкідливого явища вітрової ерозії пилових частинок ґрунту [35].

Отже, запровадження енергоощадних технологій вирощування сільськогосподарських культур зумовлює широке застосування дискових ґрунтообробних агрегатів (див. табл. 1.1). З ряду техніко-технологічних переваг найбільш перспективним є дискові знаряддя у конструкційному виконанні дискатора.

### 1.3. Огляд конструкційного виконання стояків для незалежних дисків диска торів

З метою отримання найбільш повної інформації про існуючі конструкційні рішення кріплення незалежних дисків до рами агрегата проведено аналітичний огляд патентної та науково-технічної інформації, інформаційні матеріали агропромислових виставок та виконано моніторинг ринку ґрунтообробної техніки.

*Огляд вітчизняних дискових ґрунтообробних знарядь*

Переважна більшість підприємств сільськогосподарського машинобудування України виробляють дискатори з жорсткими стояками, що значно знижує надійність агрегатів.

ПАТ «Ельворті» (м. Кропивницький) виробляє дискові ґрунтообробні агрегати серій Паллада та Антерес, що характеризуються безступеневим регулюванням кута атаки для всіх дисків у ряду гвинтовою тягою. СТ ВФ «АГРОРЕММАШ» (м. Біла Церква, Київська обл.) виробляє агрегати серії АГД з можливістю ступінчастого регулювання кожного окремого диска зміною отворів у фланцях вузлів кріплення стояка до бруса рами.

ТМ «ВОСХОД» (м. Дніпропетровськ) виробляє агрегати серій БН, БПС, БП з можливістю безступеневого регулювання поворотом стояків навколо своєї осі та встановлення гребінчастого розподільника потоку ґрунту. Борони дискові з пружними стояками БП-6П мають листові пружини зі складною просторово вигнутою формою, яка дозволяє кріпити ресору напряму до осі підшипникового вузла диска.

ТОВ НВП «БілоцерківМАЗ» (м. Біла Церква, Київська обл.) виробляє агрегати серій АГ, МАГ та УДА, на знаряддях УДА можливе безступеневе регулювання кута секції дисків. На всіх знаряддях серій можливе встановлення пружних стояків С-подібної форми.

ПП ПКФ «ВЕЛЕС-АГРО» (м. Одеса) виробляє дискові плуги серій ПД та ПДМ, агрегати ґрунтообробні серій АГН і АГК. Агрегати АГК мають стояки з пружним елементом, встановленим спереду миттєвої осі обертання на два диски. В знаряддях АГН виконано ступеневе регулювання кожного окремого диска зміною отворів у фланцях вузлів кріплення стояків до рами.

На вітчизняних дискових ґрунтообробних агрегатах серії ДЛ Лозівського ковальсько-механічного заводу (м. Лозова, Харківська обл.) диски встановлені на листових пружинах, один кінець яких виконано у вигляді півкола чи еліпса, зверненого вперед по ходу обертання дискового робочого органу, та закріплено на рамі, другий кінець закріплено до підшипникового вузла. За першим рядом дисків встановлена плита для подрібнення грудок, за другим рядом – гребінчастий розподільник.

ПФ «Степаненко і К» виробляє луцильник стерньовий дисковий STROM LSD зі стояками складної просторово-вигнутої форми з кріпленням безпосередньо до осі підшипникового вузла диска.

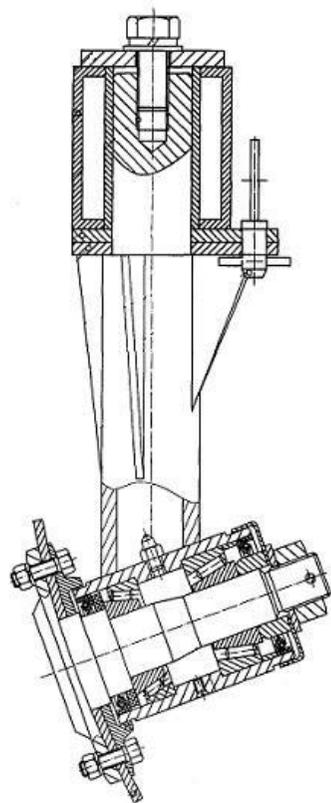
Стояки для дискових робочих органів у вітчизняному машинобудуванні переважно жорсткі, а конструкції пружних стояків обґрунтовані як запобіжники для роботи у важких умовах, при цьому процес взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтовим середовищем для підвищення енергоефективності агрегату не враховувався.

За результатами науково-дослідних та проектно-конструкторських розробок правами інтелектуальної власності захищені конструкційні рішення, спрямовані лише на підвищення надійності конструкції підшипникової опори сферичного диска, визначають способи регулювання кутів атаки та підрізання сферичного диска, обґрунтовують оригінальні форми пружних стояків.

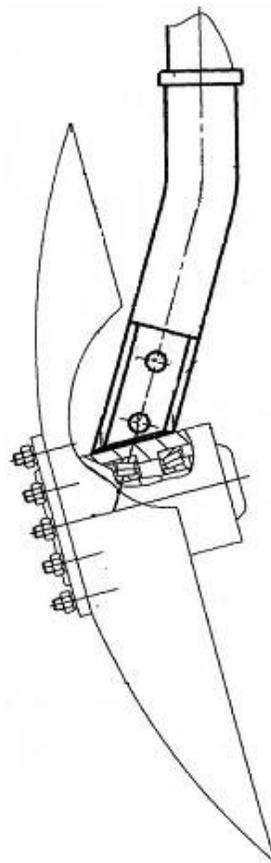
В патентах України на корисну модель № 16441, 16442, 37124 [20-22] описуються підшипникові опори робочого криволінійного диска, в яких стояк жорсткий, прямолінійний, порожниста (труба) приварюється до корпусу підшипника (рис. 1.3, а).

Регулювання кутів атаки дисків на жорстких стояках виконується двома встановленими один навпроти одного фланцями з отворами, один з яких закріплений до рами, а другий – до стояка з підшипниковою опорою, причому отвори в обох фланцях виконані та розташовані з певним кроком та з можливістю введення фіксуючого стержня в два отвори різних фланців, розташованих один навпроти одного [23].

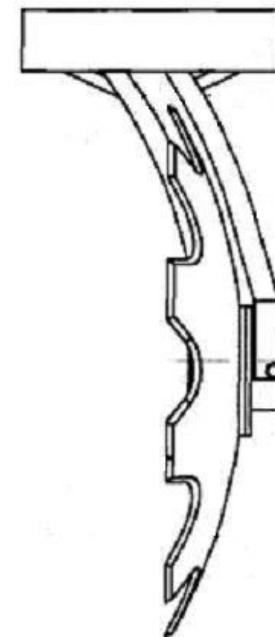
В патентах № 24451, 24452 захищено конструктивні рішення з жорстким суцільним стояком, який виконаний зігнутих під тупим кутом (рис. 1.3, б), що збільшує зазор між робочим диском та стояком, для вільного проходження налиплого на диск ґрунту [24, 25]. Для можливості регулювання кута нахилу робочого диска в [25] запропоновано виконати щонайменше один з отворів під з'єднувальні болти у виступах стояка, або ж корпус підшипникової опори робити у вигляді паза, а торцям виступів на суміжних частинах стояка та корпусу підшипникової опори надавати форму ламаної лінії.



а)



б)



в)

Рис. 1.3. Конструкції стояків для дискових робочих органів, запатентовані в Україні:

а) – жорсткий прямолінійний стояк з підшипниковим вузлом робочого диска [20-22]; б) – жорсткий стояк з двох відрізків під тупим кутом до осі підшипникового вузла робочого диска [24, 25]; в) – стояк з двох стержнів ексцентричних поверхні робочого диска [26]

Оригінальну конструкцію стояка запропоновано в [26], де диск встановлено на стояку з можливістю вільного обертання, причому стояк має щілину, в яку встановлено диск і яка по ширині дещо більша товщини диска, а за формою еквідисцентна обом сферичним поверхням диска. Конструкція відрізняється тим, що стояк виконаний з двох стержнів, зверху з'єднаних кронштейном, причому між цими стержнями виконана щілина, яка також еквідисцентна сферичним поверхням диска. Стержні стояка з одного боку мають гострі краї, які скеровані в бік, протилежний напрямку обертання диска (рис. 1.3, в).

Розроблено різальний вузол дискового ґрунтообробного знаряддя [27], що містить стояк з віссю, на якій встановлений різальний диск. Стояк диска виконаний у вигляді дугоподібної пружини, винесеної вперед із зони обробітку, та жорстко закріпленої на рамі ґрунтообробного знаряддя (рис. 1.4, а).

Обґрунтовується конструкція дискатора з дисковими робочими органами, закріпленими на рамі за допомогою індивідуальних пластинчастих пружинних стояків. Один кінець кожного зі стояків виконано у вигляді півеліпса, зверненого вперед по ходу обертання дискового робочого органу, та закріплено на рамі, а другий кінець закріплено до підшипникової опори, розташованої з внутрішнього увігнутого боку дискового робочого органу (рис. 1.4, б) [28].

Винайдено прицевий дисковий культиватор [29], який має навісну або причіпну опорну раму, обладнану сільськогосподарським знаряддям, що складається із щонайменше одного комплекту обертових (без рушійної сили) сферичних дисків, кожен з яких відповідно змонтовано незалежно і з можливістю відхилення відносно опорної рами на запобіжному пристрої для вивільнення диска з ґрунту вертикально під дією тиску, що перевищує заздалегідь визначене значення, і для повернення його у робоче положення, коли тиск є нижчим за вказане значення.

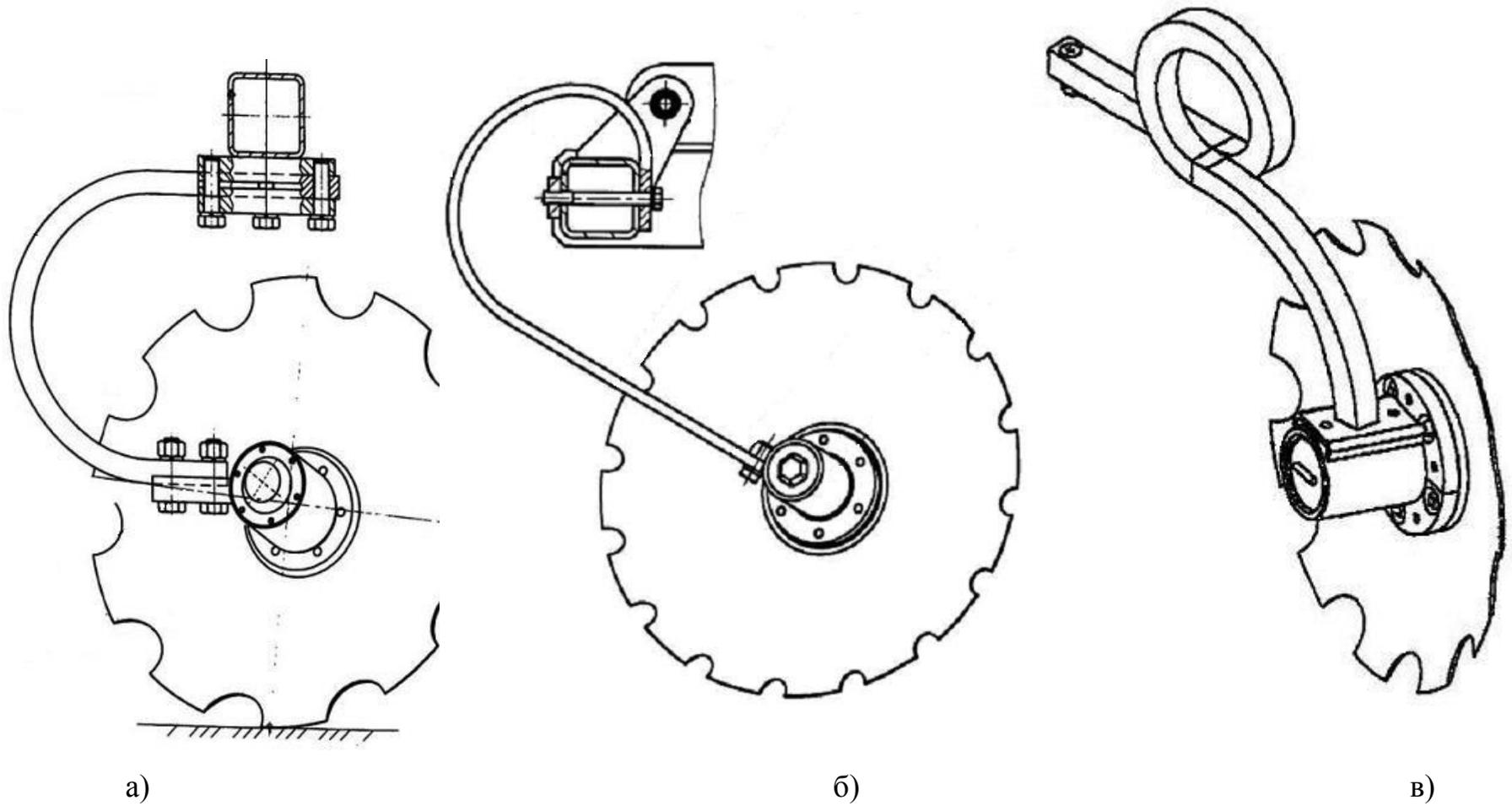


Рис. 1.4. Конструкції пружних стояків для дискових робочих органів, запатентовані в Україні:  
а) – пружний стояк С-подібної форми [27]; б) – спіральний стояк [28]; в) – гвинтоподібний стояк [29]

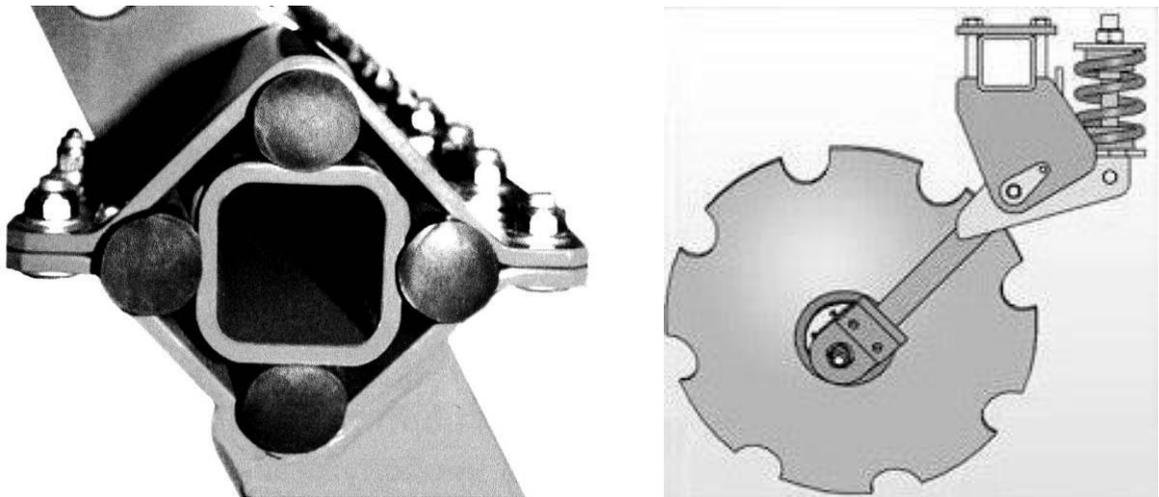
Культиватор відрізняється тим, що кожний культиваторний диск приєднано до рами гвинтовою пружиною, утвореною щонайменше півтора витками, і такою, що має один кінець, приєднаний безпосередньо або через з'єднувальний елемент до рами, і другий кінець – до втулки на увігнутому боці диска. Причому, пружину орієнтовано так, що її виток чи витки закручуються у напрямку намотування, коли тиск на диск перевищує заздалегідь визначене значення (рис. 1.4, в). Пружина може мати від 1,5 до 5 витків, розміщених один з одним поруч на одній лінії. Кінцевий виток кожної пружини приєднується до корпусу підшипника, утворюючи початок тангенціальної частини у формі дуги, увігнутої з боку ґрунту, при цьому кожний виток пружини утворено навиванням дроту квадратного поперечного перерізу.

Захищені правами інтелектуальної власності конструкційні рішення дискових знарядь з індивідуальними жорсткими стояками робочих органів не в повній мірі реалізують їх технологічні властивості. Пружні стояки запропоновані лише як запобіжні пристрої для вивільнення диска з ґрунту під дією тиску, що перевищує заздалегідь визначене значення.

*Огляд конструкцій стояків закордонних дискових ґрунтообробних агрегатів*

У іноземних виробників більше конструкційних рішень задачі уникнення пошкодження підшипникової опори у разі перевантаження та копіювання поверхні поля, зокрема застосуванням гумових еластичних буферних вставок, підпружинюванням шарнірно закріплених стояків та використанням пружних стояків.

При індивідуальному захисті кожного диска з використанням системи гумових блоків – стояк диска жорсткий, в його верхній частині виконано корпус кріплення квадратної форми, що повернутий відносно квадратного бруса рами на  $45^{\circ}$  (рис. 1.5, а). В просторі між квадратами розміщені гумові еластичні вставки (поліуретанові еластомери), що дозволяють дискові відхилятися при надмірному тиску. Просторове встановлення диска забезпечується відповідною формою стояка, який має ребра жорсткості.



а)

б)

Рис. 1.5. Конструкція індивідуального стояка диска: а) – легкий дискатор (гумові елементи) [30-31]; б) – важкий дискатор (підпружинений стояк) [36]

В жодній з розглянутих конструкцій іноземних агрегатів з еластичними вставками регулювання кутів атаки та підрізання не передбачено [30-41]. Така система кріплення диска застосовується лише в легких дискових агрегатах (60-90 кг навантаження на диск).

На важких дискових агрегатах стояки з гумовими вставками не використовуються через обмежену величину відведення диска. Знаряддя призначені для обробітку на глибину до 15 см, виконуються з підпружиненими (рис. 1.5, б) та пружними стояками, що здатні забезпечити відведення диска до повного виглиблення. Диск приєднано до рами на стояку, встановленому на рамі з можливістю повертання навколо осі, яка паралельна осі обертання диска. Стояк повертається у напрямку вивільнення диска з ґрунту лише тоді, коли тиск на диск перевищує номінальну жорсткість елемента попереднього навантаження (пружини).

Фірма LEMKEN (Німеччина) виробляє короткі дискові борони Heliodor [48], в яких для точного витримування заданої глибини обробітку кожен диск змонтовано на листовій пружині. Один кінець пружного стояка закріплено до поперечного бруса рами і вигнуто, з певним радіусом, вперед по ходу руху агрегата, другий кінець закріплюється до осі підшипникового вузла і

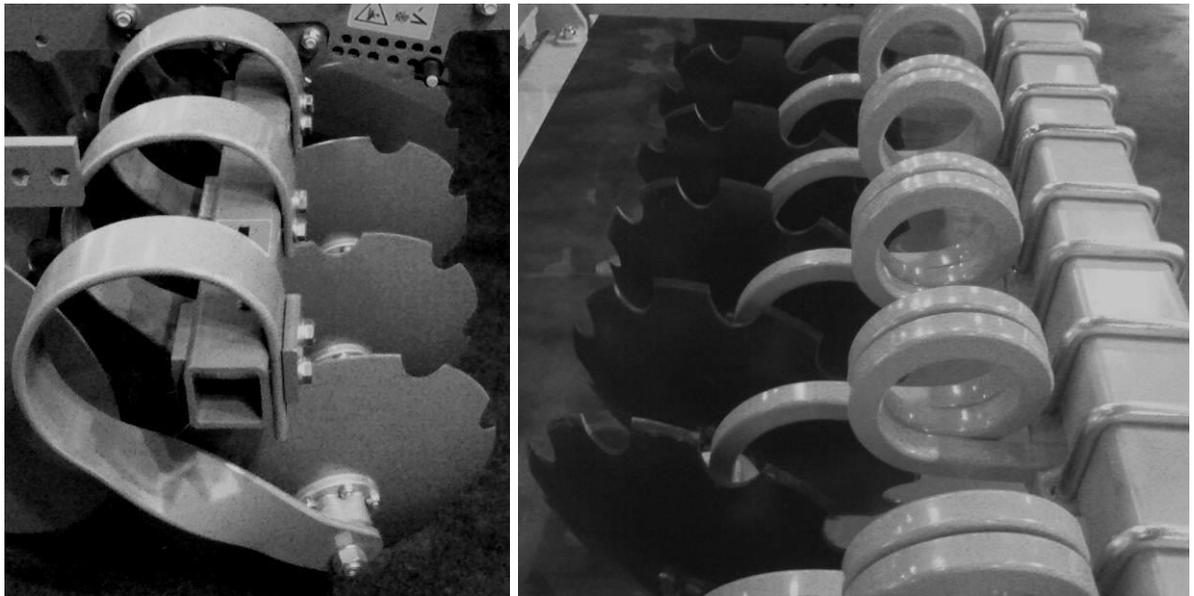
розвернуто по відношенню до першого на  $90^{\circ}$  (рис. 1.6, а). За рядами дисків встановлено гребінчасті розподільники потоків ґрунту, з боків встановлено пласкі обмежувальні диски.

Фірмою AGRISEM розроблено агрегат DISC-O-MULCH, в конструкції якого кожен диск приєднано до рами гвинтовою пружиною (рис. 1.6, б). Виробник наголошує на ефекті імпедансу, що забезпечує стійкість ходу диска в поперечному напрямку руху агрегата за рахунок щільного прилягання витків пружного стояка [45].

Польська фірма MANDAM виробляє короткі дискові борони серії TAL з індивідуальною навіскою кожного диска на двоелементному стояку (рис. 1.6, в). Елемент з пружної сталі закріплений до рами на нижній грані, огинає поперечний брус в напрямку руху агрегата. Продовженням пружної частини є жорсткий елемент, на якому монтується підшипникова опора сферичного вирізного диска. Подібна конструкція стояка також використовується в диско-лаповому агрегаті SIMBA SLD 460, де кріплення пружної частини до рами виконано на шарнірі, що дозволяє регулювати кут атаки всього ряду дисків гвинтовою тягою (рис. 1.6, г) [51].

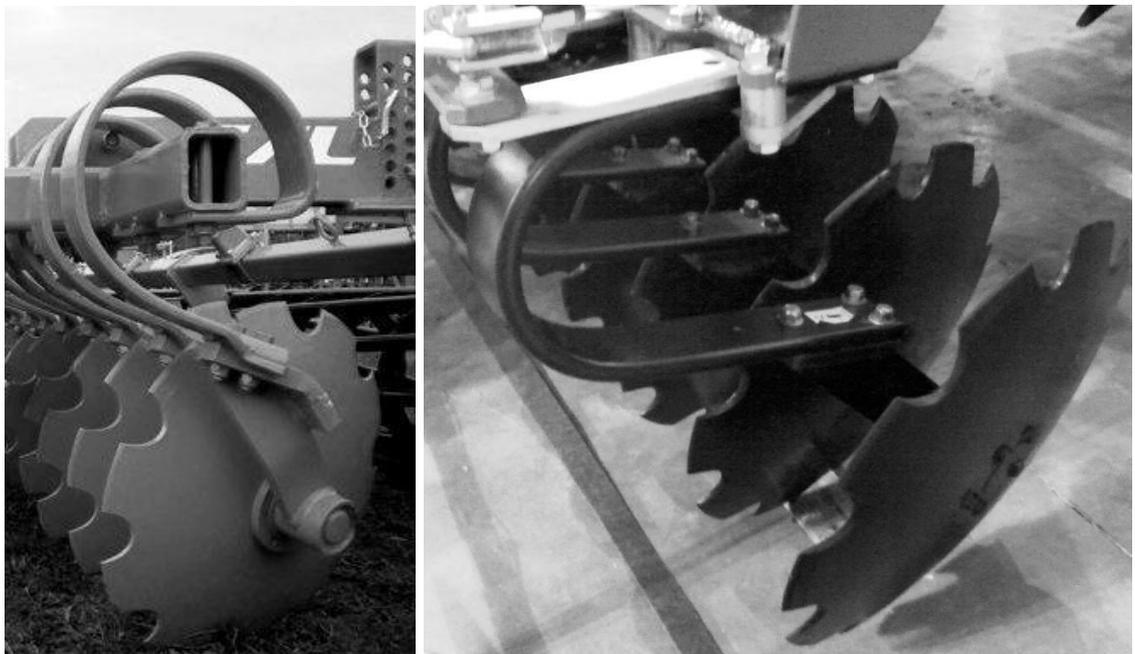
Виробники застосовують технічні рішення кріплення на одному стояку здвоєних дисків, які серед ґрунтообробних знарядь з активними кутами атаки та крену має переваги в технічній надійності та забезпечує належну якість розпушування ґрунту [54 – 56]. В універсалізації дискових борін батарейного типу, для роботи на кам'янистих ґрунтах, виконують згруповане розміщення дисків на пружному стояку [57].

В іноземних патентах на конструкторські рішення розроблені пружинні стояки для дискових батарей С та S-подібної форми. В американських патентах [58, 59] описуються конструкції з S-подібною формою стояків, приєднаних до осі чи рамки батареї, що мають додаткову пружину для монтування чистиків [20], яка кріпиться до підшипникового вузла диска.



а)

б)



в)

г)

Рис. 1.6. Зразки конструкцій пружних стояків іноземних виробників [42-53]: а) – LEMKEN коротка борона Heliodor [48]; б) – AGRISEM луцильник DISC-O-MULCH [45]; в) – MANDAM коротка дискова борона серії TAL [47]; г) – SIMBA Great Plains луцильник X-Press [50]

В конструкції дискової борони [28] стояк виконано разом з підресорником. В роботі [29] описано дисковий ніж, приєднаний до рами гвинтовою пружиною, що має один кінець, прикріплений через

з'єднувальний елемент до рами, а другий кінець – до втулки дискового хвилястого ножа.

Також відома з французького патенту [25] комбінація диска, призначеного розмічувати ґрунт, і спіральної пружини у формі знаку запитання. Застосування такої пружини не дозволяє уникнути бічних коливань диска. У роїських патентах [26, 27] описано дискову борону, що містить опорну раму, закріплені на рамі за допомогою індивідуальних пружинних стояків дискові робочі органи, причому один кінець кожного зі стояків закріплено на рамі, а другий кінець – до підшипникової опори увігнутого дискового робочого органу.

Коротку характеристику іноземних зразків дискових ґрунтообробних агрегатів з пружними стояками наведено в Додатку А.

Технічні рішення конструкцій стояків дискаторів закордонного виробництва передбачають можливість відхилення робочого органу.

Запропоновано класифікацію стояків кріплення дискових робочих органів до рами агрегата, що включає групи сформовані за кількістю об'єднаних робочих органів, за рухомістю кріплення та формою кріплення до робочого органу (рис. 1.7).

Основне призначення гнучких стояків, розглянутих конструкцій, це запобіжники від руйнування підшипникової опори чи викришування крайки диска у разі перевантаження, демпфери пікових динамічних навантажень, або засоби копіювання нерівностей рельєфу поля. Разом з тим, кріплення дискових робочих органів до рами агрегату запропоновано розглянути як засіб підвищення енергоефективності функціонування дискових ґрунтообробних агрегатів з врахуванням динаміки робочих органів.

Коливання пружних стояків при усталеному технологічному процесі можуть бути використані для зниження енергомісткості обробітку ґрунту дисковими робочими органами, що потребує обґрунтування конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружних стояків з дотриманням вимог рівномірності ходу диска по глибині.

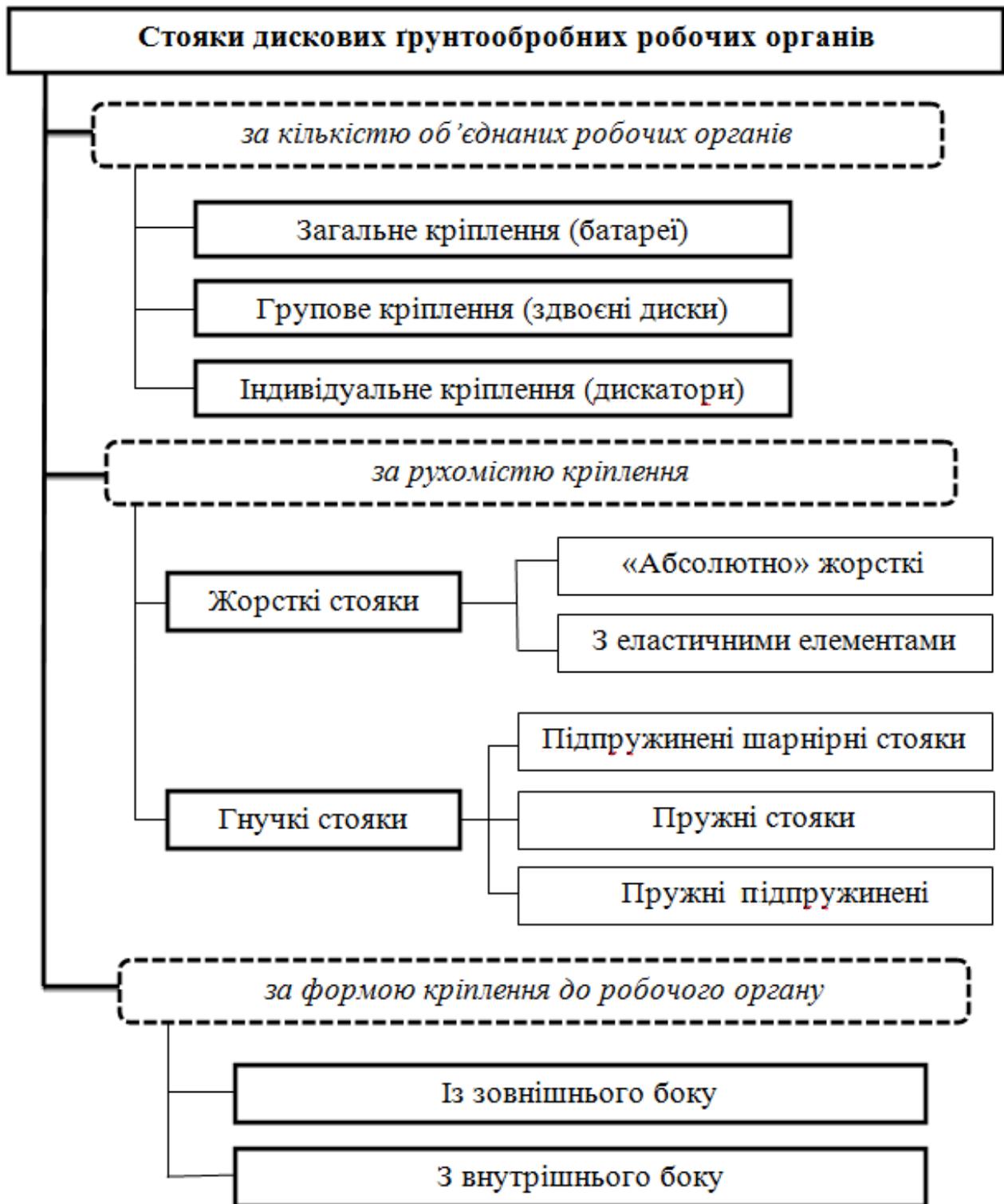


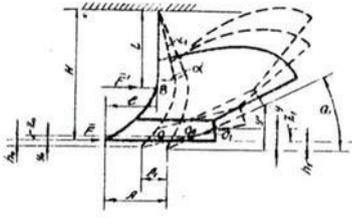
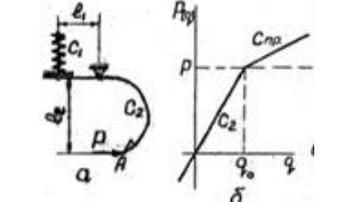
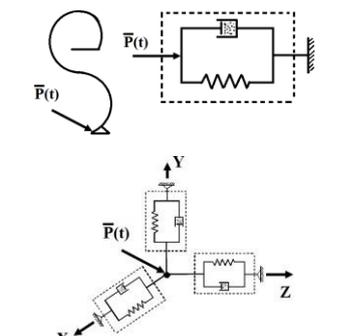
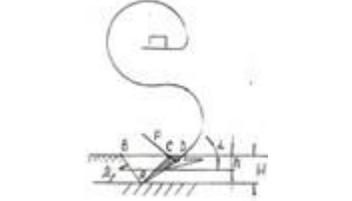
Рис. 1.7. Класифікація стояків дискових робочих органів за конструкцією кріплення (запропонована)

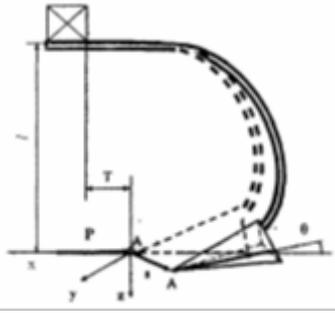
Отже, процес функціонування ґрунтообробного робочого органу на пружному стояку в дослідженнях попередників характеризується моделями, що враховують вплив емпіричних факторів та конструкційних параметрів з матрицями коефіцієнтів [32-37]. Застосування складних моделей [38-31] робить

практично неможливим аналітичне розв'язання задачі. Узагальнення попередніх досліджень виконано в таблиці 1.3 і були прийняті для подальших міркувань.

Таблиця 1.3

**Основоположні дослідження з обґрунтування параметрів  
пружних стояків**

Автор	Основні положення	Схеми
Рябцев Г.А. [43]	Зусилля, що сприймається пружним стояком робочого органу, менше ніж збудуюче зусилля на величину «динамічної поправки». Після сколювання ґрунту енергія пружного стояка віддається робочому органу. Кількісне зниження тягового опору виражається співвідношенням роботи. Збільшення кількості енергії, яка віддається стояком робочого органу, від збільшення коливальної маси і зниження жорсткості системи.	
Базаров В.П. [46]	Стійкі коливання виникають за умови рівності середнього значення тягового опору та точки перегину характеристики пружних сил стояка з двома пружними елементами.	
Шевченко І.А. [47]	Зведену масу визначають способом механічного баластного довантаження. Визначають амплітудно-частотні характеристики коливальної системи. Випадкову функцію опору руху робочого органу в ґрунтовому середовищі заміняють сумою гармонічних функцій.	
Кушнар'ов С.А. [48]	Аналітичний метод визначення характеристики відновної сили стояка будь-якої конфігурації на основі теорії нелінійних задач статки тонких стержнів.	

Ігнатенко І. В. [80]	Динамічна модель процесу, що враховує наявні просторові пружні зміщення робочого органу під дією сил опору та її зворотний вплив у вигляді матрично-векторних рівнянь в канонічній формі в просторі станів у формі Коші, в яких фазові координати прийняті як зміни вектора стану.	
----------------------------	--	---

Базуючись на схемі саморегулювання системи «джерело енергії – розпушувач – ґрунт», що існує за умови постійного перерозподілу в обмінних процесах (рис. 1.10) [47], приймемо коливання пружного стояка як результат процесу реалізації природних властивостей ґрунту, а саме, здатність деформуватися і руйнуватися крихковидно, в'язко та пластично при різному напруженому стані.

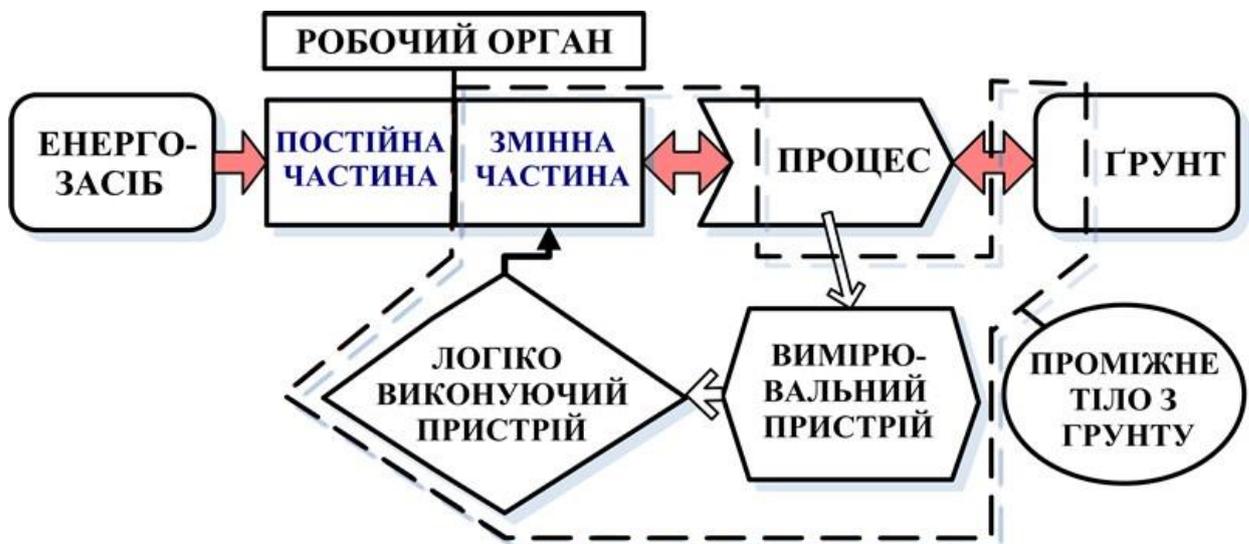


Рис. 1.10 Схема саморегулювання в системі «джерело енергії – розпушувач – ґрунт» [47]

### Висновки до першого розділу

Оскільки культиватори, плуги та дискатори виконують різні завдання під час обробки ґрунту і конструкційно значно відрізняються одне від одного, методи розрахунку не можна автоматично переносити від одного знаряддя на інше. Процес взаємодії ґрунту з сферичним диском на пружному стояку відрізняється від створених попередниками моделей для пасивних робочих органів, тому є необхідність провести дослідження в даному напрямку.

Розробці теоретичних основ і експериментальному дослідженню процесу взаємодії ґрунтообробного робочого органу на пружному стояку з ґрунтовим середовищем приділено достатньо уваги, проте роботи попередників здебільшого стосуються вивчення причин, що викликають коливання пружно закріпленого робочого органу та їх впливу на параметри коливань. При цьому досліджень впливу динамічних характеристик пружного стояка на технологічний показник роботи сферичного диска не достатньо.

Мета роботи – підвищення ефективності функціонування дискових ґрунтообробних агрегатів шляхом обґрунтування конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружних стояків робочих органів.

Для досягнення поставленої мети було висунуто наукову гіпотезу, згідно з якою коливання пружних стояків при усталеному технологічному процесі можуть бути використані для зниження енергомісткості обробки ґрунту дисковими робочими органами, з дотриманням вимог рівномірності ходу диска по глибині.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано такі завдання дослідження:

- проаналізувати і класифікувати способи кріплення сферичних дисків до рами, узагальнити практичні та теоретичні дослідження пружних стояків та їх аналогів, визначити перспективні шляхи вдосконалення конструкцій;
- провести теоретичні дослідження процесу взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтом та розробити його структурну схему;
- розробити математичну модель руху пружного стояка зі сферичним диском, встановити його конструкційні параметри і динамічні характеристики та їх вплив на коливання стояка з причин нестаціонарності технологічного процесу і зміни сили опору під час функціонування агрегату;
- розробити методику досліджень конструкційних параметрів і динамічних характеристик пружних стояків та експериментальну установку для її виконання;
- оцінити вплив конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружного стояка робочого органу на ефективність роботи агрегату з урахуванням випадкового характеру зовнішньої дії реакції ґрунту;
- оцінити техніко-економічну ефективність запропонованих технічних рішень конструкції пружних стояків.

## 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ДИСКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ НА ПРУЖНОМУ СТОЯКУ З ГРУНТОМ

### 1.1. Загальна концепція взаємодії пружно закріпленого сферичного диска з ґрунтом

Одним з шляхів вирішення основної проблеми енергозбереження в аграрному виробництві є пошук відповідності геометрії робочих органів фізичному процесу деформації ґрунту з введення змінного в часі елементу системи для адаптивного керування технологічним процесом залежно від зовнішньої дії ґрунтового середовища та завдання виконання агротехнічних вимог [38], альтернативним варіантом технічного рішення такого елементу є пружний стояк для робочого органу з обґрунтованими динамічними характеристиками.

Пояснення природи підвищення енергоефективності з використанням пружного стояка лежить в фізичних основах механіки ґрунтів з прояву властивостей їх міцності. Базуючись на залежностях стану ґрунту проілюстрованих діаграмою його деформації при різних нормальних напруженнях  $\sigma_1$  та  $\sigma_3$  в координатах відносної деформації  $\epsilon$  та різниці  $\sigma_1 - \sigma_3$ , величина роботи під кривими в'язкого та крихкого руйнування є суттєво різною і виступає резервом для збільшення ефективності [38]. В процесі деформування ґрунту робочим органом на його поверхні утворюються дві зони з різним характером деформацій – пластичного перетікання поверхнями ковзання та зсувних деформацій з ознаками крихко- пружного руйнування об'єму пласта, що розділені в просторі за полями напружень та деформацій стискування та розтягу [38]. На робочих органах з жорстким кріпленням розмежування цих зон є динамічним процесом саморегулювання з проявами зворотного зв'язку роль якого виконує частина пласта ґрунту [38]. У випадку дискового робочого органу на пружному стояку імовірно осередки утворення ущільненого ядра постійно розсіюються від його коливань, а більш енергоємне

тертя грунт-грунт замінюється на тертя метал-грунт з меншим коефіцієнтом тертя.

Процес взаємодії пружно закріпленого сферичного диска з ґрунтом може бути узагальнено за схемою концепції. В основі концепції лежить зустрічно-паралельне поєднання двох частин: «пружне кріплення», що характеризує пружні відхилення робочого органу, та «тяговий опір» – енергетика технологічного процесу (рис. 2.1).

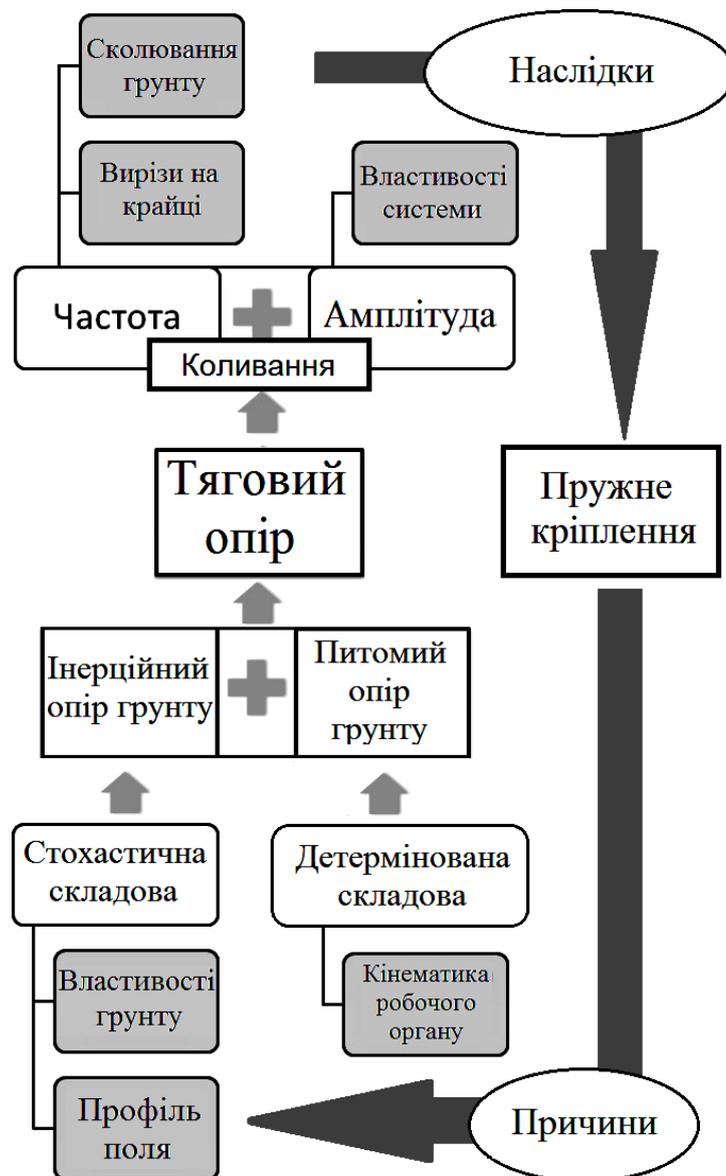


Рис. 2.1. Структурна схема діючих факторів у процесі взаємодії пружно закріпленого диска з ґрунтом

В залежності від напрямку відхилення пружного стояка  $d\delta$  можливі три кінематичні режими його роботи: заглиблення  $d\delta > 0$ ; рівновага  $d\delta = 0$  та виглиблення  $d\delta < 0$ . При цьому поперечні коливання, через властивість диска до самовстановлення по лінії тяги, приймаємо як другорядні. Для спрощення, коливання пружного стояка дискового робочого органу розглянемо у вертикальній площині зорієнтованій по рівнодійній сил опору.

Робочий орган в процесі руху в ґрунтовому середовищі бере участь у різноманітних коливальних процесах, які умовно можна розділити на три групи [49]:

Коливання від рушіїв (коливання машинно-тракторного агрегата як системи; коливання рушіїв, що передаються на агрегат через зчіпку);

Коливання самого агрегата (коливання агрегата, як системи; коливання окремих вузлів та агрегатів, по відношенню до яких стояк та робочий орган є віброзалежними);

Власні коливання робочого органу від опору ґрунту.

Найбільш вагоме значення для технологічних властивостей агрегата мають коливання третьої групи.

Прийнято припущення, що енергетичний засіб та рама агрегата є абсолютно жорстким тілом. Таке обмеження пояснюється тим, що під час усталеного руху агрегата суттєвою є взаємодія з профілем поля та опором ґрунту. Власні коливання енергетичного засобу, обумовлені жорсткістю пневматики та з плином часу затухають.

Програма обґрунтування стояка полягає у контролюванні глибини ходу дискового робочого органу під робочим навантаженням та використанні коливальних стояка з обмеженнями за технологічними вимогами.

Ефективне використання динамічних явищ для зниження енергетичних затрат на обробіток ґрунту потребують розроблення динамічної моделі взаємодії робочого органу з ґрунтом, як рівняння динаміки руху системи «ґрунт – диск – пружний стояк» для теоретичного і експериментального визначення впливу динамічних параметрів стояка на якісні та енергетичні показники технологічного процесу дискового ґрунтообробного агрегата.

Найбільш вагоме значення для технологічних властивостей агрегата мають власні коливання робочого органу, спричинені збуджуючою дією ґрунтового середовища [39].

## 2.2. Основні властивості зовнішньої дії під час роботи диска на пружному стояку

Геометрія ріжучої крайки диска, мікронеоднорідності ґрунту (ущільнення, наявність рослинних решток на полі, стохастичні фізико-механічні властивості ґрунту) та коливання швидкості руху агрегата є основними причинами коливання робочого органу на пружному стояку, оскільки викликають появу змінних сил опору ґрунту між ґрунтом та різними ділянками поверхні робочого органу, що з ним дотикаються. Сукупний вплив причин коливань визначає зовнішню дію на процес взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтовим середовищем.

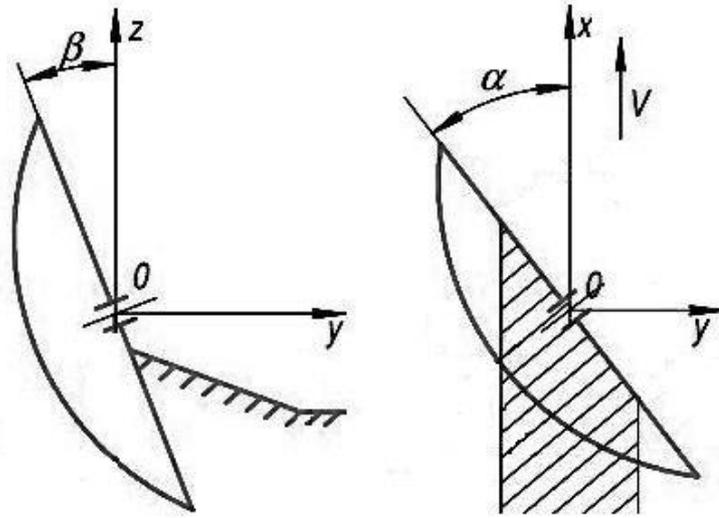
В прийнятих припущеннях (2.1) коливання будуть складатися з частин затухаючих коливань з різними початковими амплітудами та фазами, «сполученими» випадковим чином. Для визначення динамічних характеристик системи «ґрунт – диск – пружний стояк» необхідно отримати вагову функцію, що визначає реакцію системи на одиничну імпульсну функцію, таким чином будуть враховані значення вхідного процесу для безкінечного інтервалу часу.

$$F_{2\text{опору}} = a_2 \cdot \sin(\omega_2 t + \varphi_2), \quad (2.1)$$

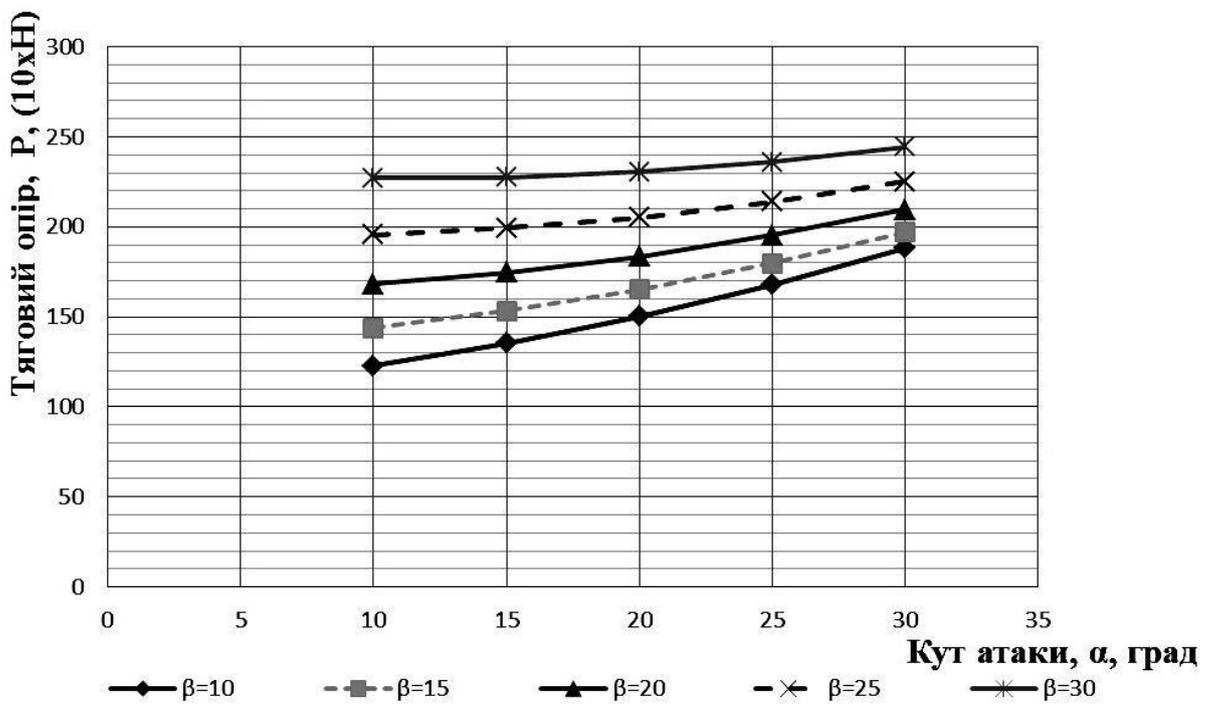
Ефект зміни режимів і геометрії різання чинить зворотний зв'язок на величину тягового опору. Вплив кутів атаки  $\alpha$  та підрізання  $\beta$  використано в першому наближенні, для більшої достовірності застосовуються залежності (рис. 2.2) [ 42 ].

Пружні відхилення стояка змінюють значення сил, що їх спричинили та призводять до появи ряду динамічних ефектів, які неможливо пояснити без врахування зворотного зв'язку.

Сили, що діють на півсферичний диск та передаються на пружний стояк, прийнято розглядати як такі, що мають дві складові – регулярну та випадкову.



а)



б)

Рис. 2.2. Тяговий опір сферичного диска в залежності від кутів встановлення [42]: а) – схема кутів просторового розміщення сферичного диска з кутами атаки  $\alpha$  та підрізання  $\beta$ , б) – залежності тягового опору сферичного диска від зміни кутів встановлення

### 2.3. Визначення величини пружних відхилень за конфігурацією стояка

Опір ґрунту під час руху сферичного диска, складається з опору на лезі диска, сил тертя та тиску пласта ґрунту, що виникають на боковій поверхні диска. Таким чином, дія на диск опору ґрунту може бути представлена силами, зображеними на рисунку 2.3.

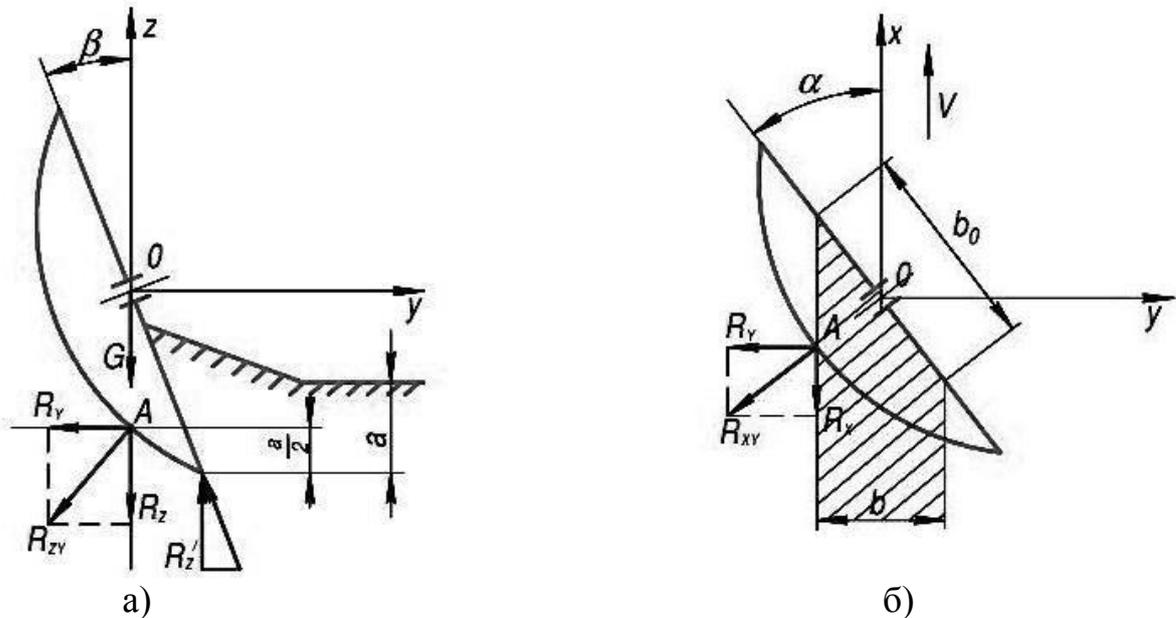


Рис. 2.3 Схема сил, що діють на диск [ 73 ]: а) – вигляд збоку з площини диска, б) – вигляд згори,  $R_x$ ,  $R_y$ ,  $R_z$  – складові сили опору ґрунту в проєкції на відповідні осі координат X, Y, Z;  $R_{xy}$ ,  $R_{zy}$  – складові сили опору ґрунту в проєкції на відповідні координатні площини XY, ZY;  $R_z$  – складова сил опору на лезі диска,  $a$  – глибина обробітку,  $b$  – ширина обробленої смуги ґрунту

Пружні відхилення від сил опору в загальному вигляді описується рівнянням [49]:

$$d\delta_z = \gamma_{12} \cos\psi_1 + \gamma_{22} \cos\psi_2 + \gamma_{23} \cos\psi_3 \quad (2.2)$$

#### 2.3.1. Гвинтоподібний стояк

Визначення вертикального відхилення від вертикальної сили  $R_z$ .

Розрахункову схему навантажень гвинтоподібного стояка наведено на рисунку 2.4. Для визначення вертикального відхилення точки D (центру мас

диска) використаємо метод Мора [74], враховуючи при цьому згинальні моменти і поздовжні сили та нехтуючи впливом поперечних сил:

$$\begin{aligned} \delta_{R_z} = & \frac{1}{EI} \int_0^{\xi} M_{1p}(x)M_{11}(x)dx + \frac{1}{ES} \int_0^{\xi} N_{1p}(x)N_{11}(x)dx + \\ & + \frac{1}{EI} \int_0^{\xi} M_{2p}(x)M_{21}(x)dx + \frac{1}{ES} \int_0^{\xi} N_{2p}(x)N_{21}(x)dx + \\ & + n \int r_2 \left( \frac{M_{3p}(\varphi)M_3(\varphi)}{ESqr_2} + \frac{M_{3p}N_3 + M_3N_{3p}}{ESr_2} + \frac{N_{3p}N_3}{ES} \right) d\gamma \end{aligned} \quad (2.3)$$

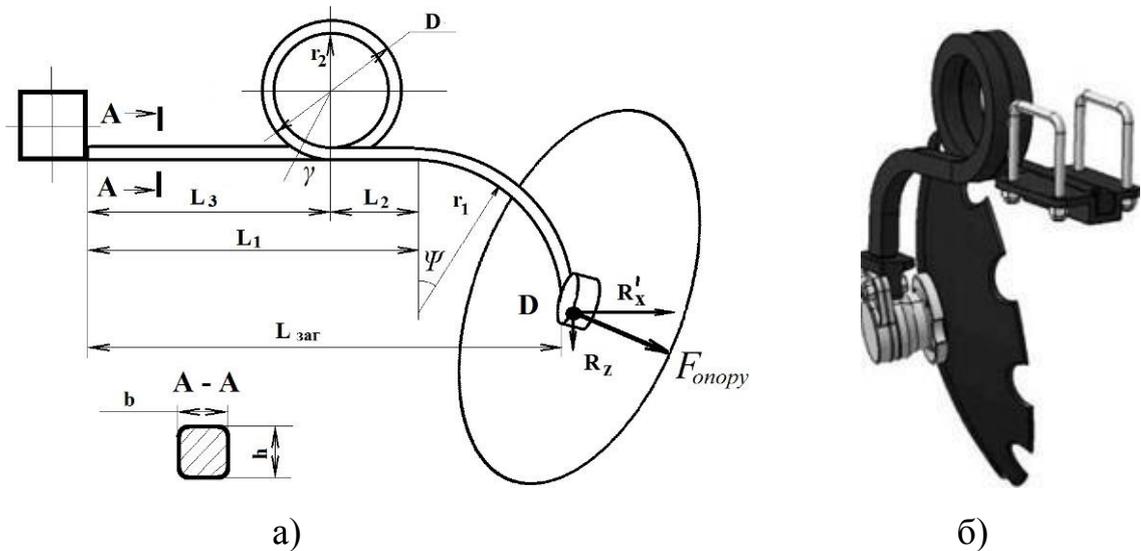


Рис. 2.4. Розрахункова схема навантажень гвинтоподібного стояка [42, 45]: а) – розрахункова схема, б) – виробничий зразок

Вхідні дані для розрахунку наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

### Параметри гвинтоподібного стояка [42, 45]

Показник	Значення
Радіус заокруглення ділянки стояка, $r_1$ , мм	160
Радіус заокруглення ділянки стояка, $r_2$ , мм	87,5
Площа поперечного перерізу стояка, $S$ , мм <sup>2</sup>	1225
Кількість витків стояка, $n$ , шт.	2
Довжина ділянки стояка, $L_1$ , мм	270
Довжина ділянки стояка, $L_2$ , мм	0
Відстань від осі стержня до нейтральної лінії поперечного перерізу при чистому згині, $q$ , мм	0,138
Ширина поперечного перерізу стояка, $b$ , мм	35
Висота поперечного перерізу стояка, $h$ , мм	35

Графічну залежність відхилень стояка від навантаження, що моделює  $F$  опору, зображено на рисунку 2.5.

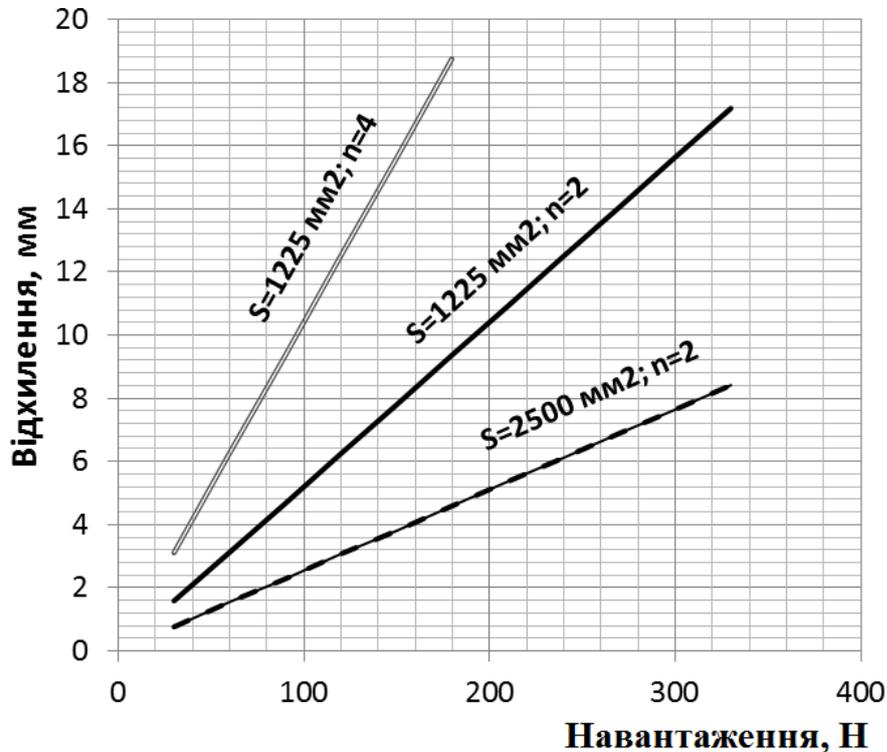


Рис. 2.5. Залежність відхилень стояка  $\delta_z$  від величини навантаження (характеристика жорсткості):  $S$  – площа поперечного перерізу стояка,  $\text{мм}^2$ ;  $n$  – кількість витків стояка, шт.

Розрахункова жорсткість стояка з конструкційними параметрами [45], вказаними в таблиці 2.1, становить 19,2 Н/мм, що описує

характеристику жорсткості пружного стояка  $\delta_z = f\left(\frac{F}{F_{\text{опору}}}\right)$  опору як лінійну.

### 2.3.2. Стояк С-подібної форми

Величину відхилення центра мас диска (точки  $D$ ) у вертикальному напрямку (відхилення по глибині) визначимо, склавши вирази для складових з рівності (2.18). Схему навантажень С-подібного стояка наведено на рисунку 2.6.

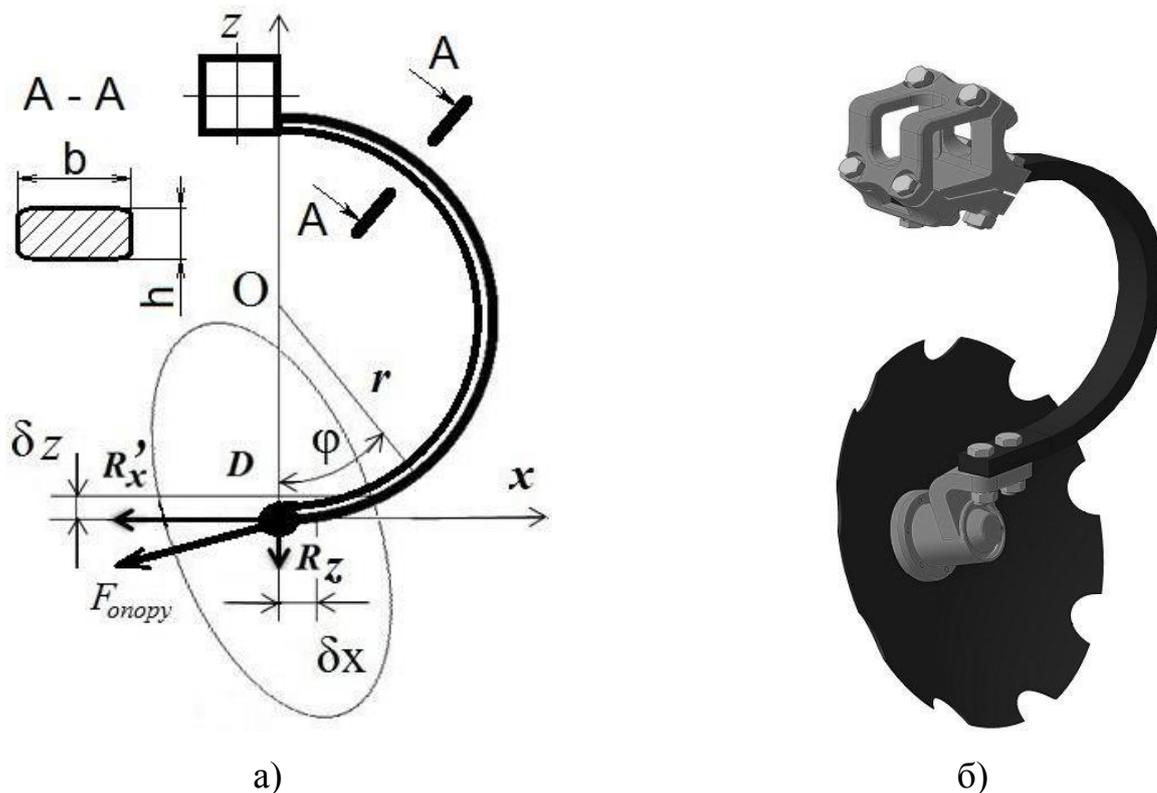


Рис. 2.6. Розрахункова схема навантажень С-подібного стояка [67]: а) – розрахункова схема, б) – виробничий зразок

Використовуючи метод Мора, знайдемо відхилення центра мас диска, обумовлене горизонтальною складовою [34]

$$\delta_{zR_x} = \int_0^{\pi} \frac{R'_x \cdot r^3}{EI} (1 - \cos \varphi) \sin \varphi d\varphi \quad (2.4)$$

Наведемо один з варіантів визначення відхилень за отриманою залежністю (2.4). Вхідні дані для розрахунку наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Параметри С-подібного стояка [27]

Показник	Значення
Площа поперечного перерізу стояка, $S$ , $\text{мм}^2$	1500
Радіус заокруглення стояка, $r$ , $\text{мм}$	250
Момент інерції стояка, $I$ , $\text{мм}^4$	112500
Модуль пружності, $E$ , $\text{Н/мм}^2$	$2 \cdot 10^5$
Ширина поперечного перерізу стояка, $b$ , $\text{мм}$	50
Висота поперечного перерізу стояка, $h$ , $\text{мм}$	30

Графічну залежність відхилень стояка з параметрами перерізу  $b \times h$  від навантаження, що моделює  $F_{опору}$ , зображено на рисунку 2.7.

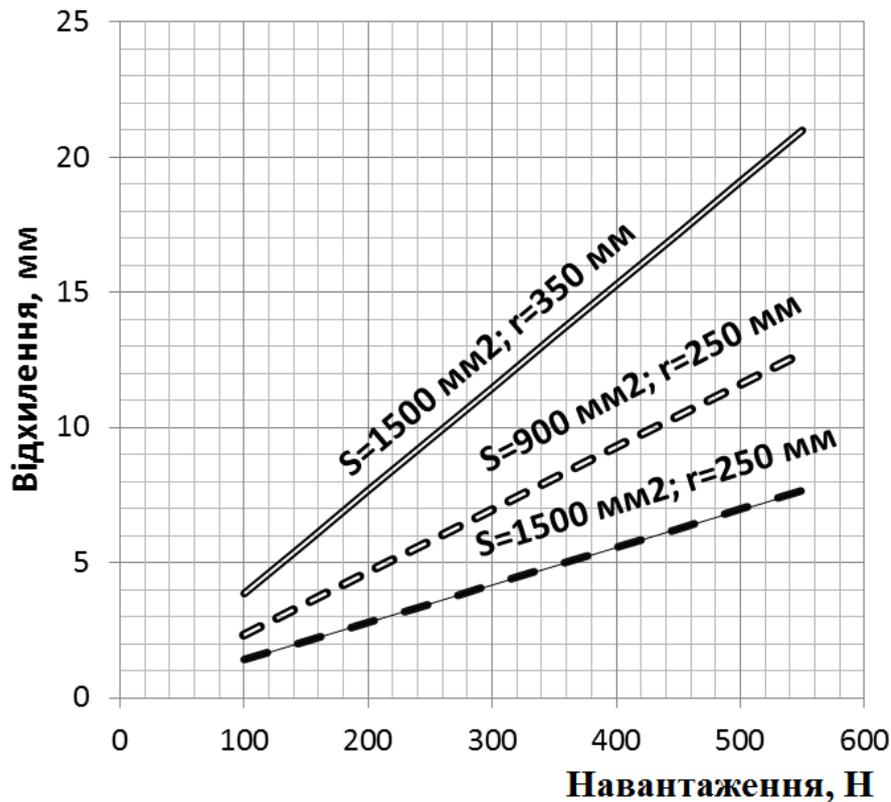


Рис. 2.7. Залежність відхилень стояка  $\delta_z$  від величини навантаження  $F_{опору}$  (характеристика жорсткості):  $S$  – площа поперечного перерізу стояка,  $\text{мм}^2$ ;  $r$  – радіус заокруглення стояка, мм.

Розрахункова жорсткість стояка зконструкційними параметрами, вказаними в таблиці 2.2, становить 71,2 Н/мм.

### 2.3.3. Спиральний стояк

Знайдемо пружні відхилення спірального стояка [68] під дією зовнішніх сил. Розрахункову схему наведено на рисунку 2.8.

Горизонтальне відхилення точки с

$$\delta_{cx} = \frac{F_{опору} \cdot r}{E \cdot I} \int_0^{\frac{3\pi}{2}} (h_{cm} + r - r \cdot \cos \gamma) \cdot (r - r \cdot \cos \gamma) d\gamma = \frac{F_{опору} \cdot r}{E \cdot I} \cdot (5,71 \cdot h_{cm} \cdot r + 9,065 \cdot r^2) \quad (2.5)$$

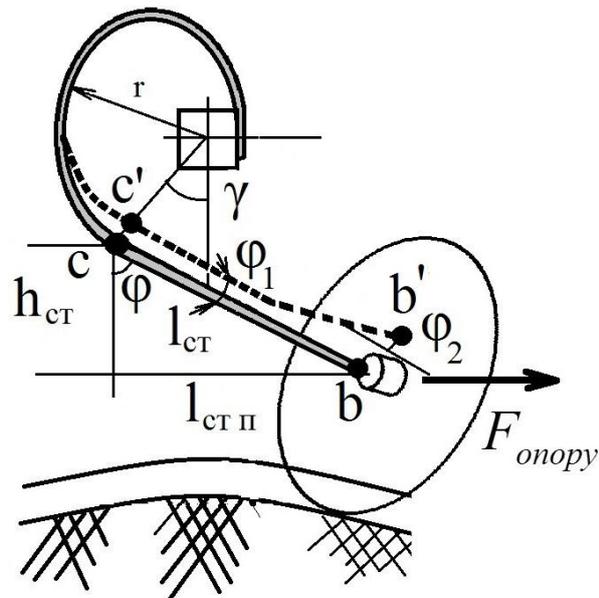


Рис. 2.8. Розрахункова схема спірального стояка [28]

Вхідні дані для розрахунку наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

### Параметри спірального пружного стояка [28]

Показник	Значення
Площа поперечного перерізу стояка, $S$ , $\text{мм}^2$	1260
Радіус заокруглення стояка, $r$ , $\text{мм}$	204,5
Момент інерції стояка, $I$ , $\text{мм}^4$	20580
Модуль пружності, $E$ , $\text{Н/мм}^2$	$2 \cdot 10^5$
Ширина поперечного перерізу стояка, $b$ , $\text{мм}$	90
Висота поперечного перерізу стояка, $h$ , $\text{мм}$	14

Графічну залежність відхилень стояка з параметрами перерізу  $b \times h$  від навантаження, що моделює  $F_{\text{опору}}$ , зображено на рисунку 2.9.

Розрахункова жорсткість стояка з конструкційними параметрами вказаними в таблиці 2.3, становить 20 Н/мм.

Таким чином, отримані залежності дозволяють визначати пружні вертикальні відхилення стояків під дією зовнішніх сил та описувати

характеристики жорсткості пружних стояків  $\delta_z = f(F_{\text{опору}})$  опору як лінійні. Застосований метод використовується для порівняння статичних властивостей стояків і не підтверджується для значних відхилень.

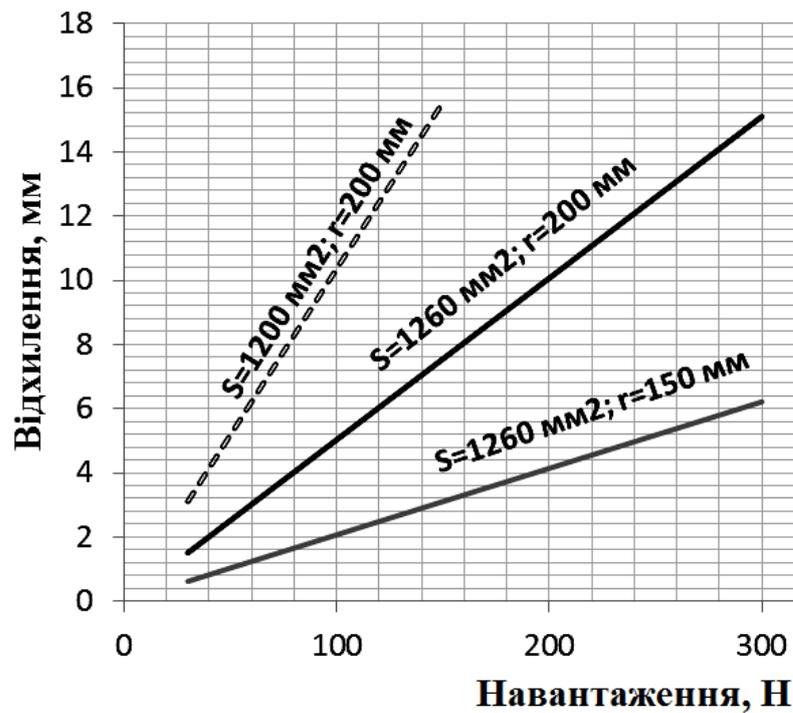


Рис. 2.9. Залежність відхилень пружного стояка  $\delta_{cy}$  від величини навантаження  $F_{опору}$  (характеристика жорсткості):  $S$  – площа поперечного перерізу стояка,  $\text{мм}^2$ ;  $r$  – радіус заокруглення стояка,  $\text{мм}$ .

В кожній з вищерозглянутих конструкцій на ділянці кріплення пружного стояка до бруса рами діє максимальний згинальний момент. Запропоновано конструкційне рішення в якому стояк виконано зі змінним поперечним перерізом по довжині відповідно до зміни величини згинального моменту [35].

За виконаною оцінкою впливу конструкційних параметрів системи «грунт – диск – пружний стояк» на стійкість ходу дискового робочого органу у вертикальній площині встановлено, що жорсткість стояків може бути однаковою незалежно від конфігурації. Отже, конструкційні параметри є другорядними, що обґрунтовує необхідність розглядати процес взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтовим середовищем за динамічними характеристиками.

## 2.4. Нелінійна динамічна модель коливального руху пружного стояка зі сферичним диском

В першому наближенні задачу взаємодії робочого органу на пружному стояку можна звести до одновимірної, пов'язаної з відносним відхиленням характерної точки відносно точки з'єднання пружного стояка з рамою ґрунтообробного агрегата. З достатньою для практичних цілей точністю, рух сферичного диска на пружному стояку можна представити рухом з одним ступенем вільності, який однозначно виражається через відхилення пружного стояка. Такий рух описується за допомогою однієї узагальненої координати, якою виступає кут відхилення стояка від положення, яке він займає в стані статичної рівноваги. Позначимо цю узагальнену координату через  $\lambda$  (рис. 2.10). Рух коливальної системи «ґрунт – диск – пружний стояк» задано однозначно, якщо узагальнена координата виражена як функція часу.

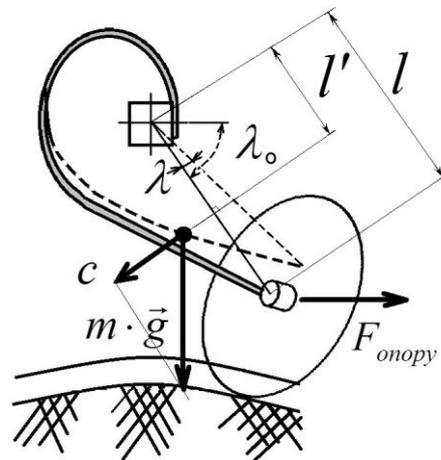


Рис. 2.10 Розрахункова схема динамічної моделі:  $\lambda$  – узагальнена координата (кут відхилення стояка від положення рівноваги), град;  $c$  – коефіцієнт жорсткості стояка, Н/м;  $m \cdot g$  – сила ваги (зведена маса дискового робочого органу, підшипникового вузла та частини ваги стояка, що бере участь у коливанні), Н;  $F_{опору}$  – сила опору ґрунту, Н;  $l$  – зведена довжина стояка (пряма від початку відліку, що жорстко пов'язаний з корпусом агрегату і переміщується поступально разом з ним до точки перетину з віссю обертання диска у вертикальній площині), м;  $l'$  – відстань по зведеній довжині до перетину з перпендикуляром до  $l$  від центра ваги стояка з диском, м

Виразимо основні діючі моменти аналітичними виразами. Момент відносно точки кріплення стояка до бруса рами з урахуванням рівнодійної пружних сил, що виникають від ваги агрегату, яка припадає на стояк та зовнішньої дії (опору ґрунту), буде дорівнювати

$$M_{\text{пруж}} = c \cdot l^2 \cdot \sin \lambda, \quad (2.6)$$

В робочому режимі пружний стояк для сферичного диска виконує коливальний рух в системі відліку, що нерухомо пов'язана з рамою агрегата. Таке коливання не є гармонічним, оскільки процес нелінійний та стохастичний. Отримані залежності виражають період і амплітуду коливань системи через геометричні параметри, дозволяють розв'язувати зворотну задачу (тобто проблему стабілізації руху системи). Суть такої задачі полягає у виборі таких параметрів, за яких амплітуда мала, а період великий. Цього можна досягнути шляхом використання оптимального розподілу мас та вибору лінійних розмірів.

### **Висновки до другого розділу**

Набула подальшого розвитку концептуальна схема саморегулювання в системі взаємодії дискового робочого органу з ґрунтом введенням змінного в часі елемента – пружного стояка, що спричиняє розсіювання осередків утворення в'язко-пластичних зон деформованого стану ґрунту. Зовнішню дію ґрунтового середовища на пружний стояк прийнято розглядати як тяговий опір, який спричиняє навантаження на стояк з двох складових – регулярної та випадкової, та є фактором для обґрунтування параметрів.

З використанням методу Мора отримано залежності визначення відхилень пружних стояків різних конфігурацій згідно яких визначальний конструкційний параметр – коефіцієнт жорсткості у вертикальній площині може бути однаковим незалежно від їх конфігурації. Для адаптивного керування технологічним процесом з підвищенням енергоефективності обґрунтування стояка необхідно виконувати за динамічними характеристиками.

Розроблені математичні залежності відгуку стояка на навантаження з боку ґрунту дозволяють узагальнити геометричні параметри різних за конфігурацією стояків і виразити їх через зведену довжину, жорсткість та зведену масу.

Амплітуда основного коливання стояка зростає на 1 град від зміни зведеної маси на 280 Н, або жорсткості пружного стояка на 32 кН/м. Частота основного коливання стояка зростає на 1 Гц від зміни зведеної маси на 150 Н, або жорсткості пружного стояка на 27 кН/м.

Отримала подальший розвитку теорія руху системи «ґрунт – диск – пружний стояк» під час процесу обробітку ґрунту з використанням теорії еліптичних функцій та отримано рівність згідно якої коливання стояка стохастичні та не гармонічні. Вибираючи параметри та характеристики, за яких амплітуда мала, а період великий можна досягнути оптимального розподілу мас та вибору лінійних розмірів.

Вперше розроблено нелінійну математичну модель руху пружного стояка зі сферичним диском, що забезпечує моделювання поведінки пружного стояка під дією збурюючих реакцій ґрунтового середовища на систему, з якої отримали обґрунтування його динамічних характеристик відповідно до області раціональних значень: навантаження зовнішньої дії від 200 до 2000 Н, жорсткості – від 20 кН/м до 40 кН/м та зведеної маси – від 100 до 300 Н для дискових ґрунтообробних агрегатів, що виконують технологічні операції поверхневого, мілкого та середньо глибинного обробітку ґрунту.

Дотримання стійкості ходу робочого органу по глибині можливе за умови обмеження коливального руху в межах агротехнічного допуску та з врахуванням конструкційного компонування дискового ґрунтообробного агрегату – дискатора в робочому положенні.

### 3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ СТОЯКІВ ДЛЯ СФЕРИЧНИХ ДИСКІВ

3.1. Експериментальне дослідження дискових ґрунтообробних агрегатів з пружними стояками робочих органів

Мета експериментальних досліджень – визначити динамічні характеристики сферичного диска на пружному стояку в польових умовах; встановити відповідність якісних показників технологічного процесу обробітку ґрунту дискаторами з пружними стояками робочих органів вихідним вимогам на машину відповідного типу.

Під час дослідження пружного стояка використано оригінальні методики тензометрування. За основу методики експериментального дослідження агротехнічних показників (якісних) взято СОУ 74.3-37-155:2004 «Машини і знаряддя для обробітку ґрунту. Методи випробувань» [42].

Використано серійні робочі органи півсферичні диски з сегментними вирізами для подрібнення рослинних решток, диски відповідають ДСТУ ISO 5679:2012 «Ґрунтообробне устаткування. Диски» [42]. Детальний опис робочого органу наведено в Додатку В.

Програма досліджень передбачала:

- обґрунтувати схему вимірювального комплексу для визначення параметрів пружного стояка сферичного диска під час виконання технологічного процесу;
- визначити конструкційні параметри та динамічні характеристики пружного стояка (лабораторні дослідження);
- оцінити вплив пружного стояка робочого органу на ефективність функціонування агрегата з урахуванням випадкового характеру реакції ґрунту (польові дослідження);
- порівняти теоретичні й експериментальні дані на їх відповідність.

### 3.2. Прилади і обладнання

*Схема вимірювального комплексу для визначення параметрів пружного стояка сферичного диска*

Контроль вхідного динамічного навантаження від ґрунту на пружний стояк виконували, виходячи з можливостей сучасних засобів вимірювання та реєстрації [42].

Структура інформаційного потоку зміни властивостей ґрунту потребувала зміни підходу до вимірювання. Змінна сила опору  $F_{\text{опору}}$ , що розподілена по поверхні робочого органу, через вплив сил інерції недоступна для прямого вимірювання, було прийнято вимірювати деформації, що здійснювалося способами тензометрування з безпосереднім розміщенням тензорезисторів на поверхні пружного стояка. Прийняття методики дозволило уникнути застосування спеціальних ланок між рамою і кріпленням, які б спотворили характеристики жорсткості.

На поверхню криволінійного стояка наклеювалися тензодатчики КФ-5П1 [42]. Датчики з'єднувалися за схемою «повний міст» і підключалися до входу аналого-цифрового перетворювача SPIDER-8 (Додаток Д) з програмним забезпеченням CatMan Express 4.5. Перетворювач здійснював опитування датчиків з частотою 250 Гц, аналогово-цифрове перетворення сигналів та формування цифрового масиву даних в форматі \*.xls. Датчики з'єднувалися з апаратурою кабелем, захищеним від завад.

Похибки у записі сигналів від тензорезисторів включають похибки тарування та систематичні похибки. Систематична похибка тензорезисторів залежить від класу точності резисторів та його технічних характеристик. Систематична похибка тензорезисторів з врахуванням балансування мостових схем та тарування окремих каналів становить 0,2-1,5 %.

Оцінка точності експериментальних даних не враховувала похибки від обробки, оскільки дані отримано в цифровому форматі за допомогою аналого-цифрового перетворювача (АЦП) SPIDER-8, що має високу роздільну

здатність, тобто мінімальна зміна значення аналогового сигналу зафіксована. АЦП квантував аналоговий сигнал у відповідності до своєї розрядності. Так, для використаного АЦП, діапазон вхідного сигналу становить  $\pm 10$  В, то, з урахуванням розрядності АЦП – 16 бит, сигнал дискретизується на  $2^{16} = 65536$  значень, а роздільна здатність склала  $10 - (-10) / 65536 = 0,000305175$  В = 0,305175 мВ. Таким чином, похибка під час обробки даних становитиме  $305,175 \times 10^{-6} / 10 \times 100\% = 0,00000305175\%$ , чим можна знехтувати.

Середню швидкість поступального руху агрегата вимірювали приладом GPS навігації з антеною (CLAAS GPS COPILOT TS) при роботі на безкоштовних сигналах E-Dif (з внутрішньо дифкорекцією), що в перерахунку на швидкість прямолінійного руху має похибку 12%.

Обробку отриманих даним виконано за допомогою пакету прикладних програм для ПК – Microsoft Excel та Stat Soft Statistica (як віртуальні прилади використовували спектроаналізatori, частотоміри та ін.).

### 3.3. Програма і методика лабораторного дослідження

Для отримання апостеріорної інформації про параметри та характеристики пружного стояка проведено лабораторні дослідження за програмою:

а) встановити взаємозв'язок між навантаженням, що передаються на пружний стояк та його пружними відхиленнями – характеристика жорсткості (тарування вимірювальних перетворювачів);

б) визначити параметри і характеристики типового пружного стояка та їх зміни при додаванні баластного довантаження (зведену масу, декремент коливаний, виміряти та проаналізувати власні частоти вільних коливаний стояка).

Вимірювання пружних відхилень виконували з використанням тензорезисторів, які розміщували на верхній частині стояка (ближче до бруса рами, для реєстрації найбільших деформацій), від точки кріплення на віддалі у п'ятнадцять разів більшій від бази резистора. По ширині стояка тензометри

розміщувалися на віддалі, у п'ять разів більшій від бази резистора, паралельно краю стояка (рис. 3.1). Таким чином, було виключено вплив крайових та місцевих факторів, тензорезистори віддалено від місць прикладення зосереджених навантажень та концентраторів напружень.



Рис. 3.1. Розміщення тензорезисторів на пружному стояку дискового робочого органу

#### *Тарування вимірювальних перетворювачів*

Для встановлення відповідності між величиною навантаження та величиною пружних відхилень розроблено експериментальну установку (технічний засіб) для випробування та оцінювання роботоздатності пружних стояків (рис. 3.2).

Відповідність між електричними сигналами від тензорезисторів та відхиленням стояка (тарувальна залежність «відхилення») і зусиллям (тарувальна залежність «навантаження»), що викликає таке відхилення, виконувалася на установці (рис. 3.2).

Стояк 1 з підшипниковим вузлом 2 та диском 3 було закріплено на нерухомій основі 4; до підшипникового вузла 2 прив'язано трос 5 та натягнуто в зворотному від робочого ходу напрямку; інший кінець троса 5 прив'язано до динамометра 6. Горизонтальне положення троса 5 виставлялося гвинтовим вертикальним регулятором 8, збільшення зусилля виконувалося регулятором 9, горизонтальність троса контролювалася будівельним рівнем 7.

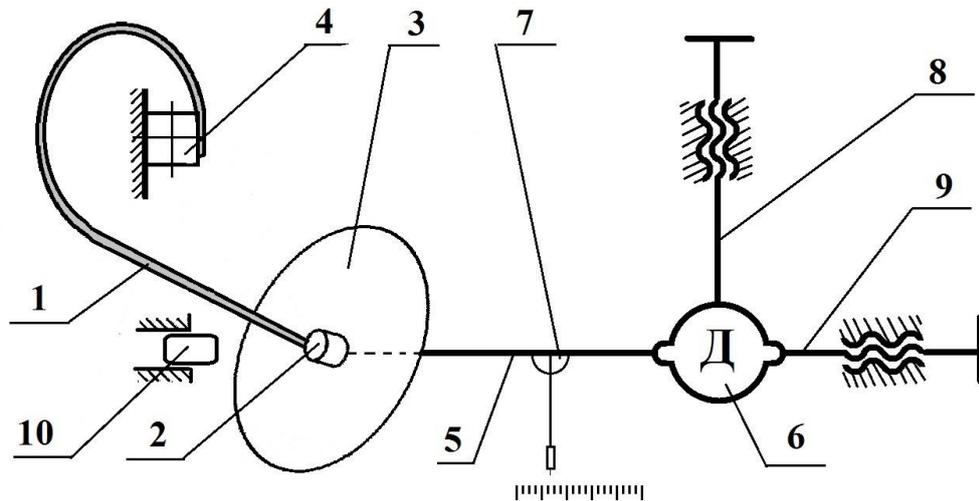


Рис. 3.2. Схема пристосування для визначення параметрів пружних стояків: 1 – пружний стояк сферичного диска; 2 – підшипниковий вузол; 3 – робочий орган (сферичний диск); 4 – нерухома основа; 5 – трос; 6 – динамометр; 7 – рівень; 8 – гвинтовий вертикальний регулятор; 9 – гвинтовий горизонтальний регулятор; 10 – ударний механізм для виведення стояка з положення рівноваги

Гвинтом 9 збільшували силу натягу троса 5, потім за допомогою гвинта 8 трос вирівнювали по горизонталі. Вимірювали величину відхилення стояка в горизонтальному та вертикальному напрямках. Відхилення реєстрували за допомогою металевої лінійки ШП-500 з ціною поділки 1 мм та стрілки, підвішеної до підшипникового вузла.

Величину заданого навантаження вимірювали динамометром ДПУ-0,1-2 з діапазоном вимірювання 10–500 кгс та похибкою  $\pm 2\%$ , зав. № 999. Навантаження задавали на рівнях 250 Н; 500 Н; 1000 Н; 1250 Н; 1500 Н.

Статистичну похибку вимірювань для кожного ступеня навантаження динамометра визначали за виразом:

$$\alpha_{ст} = \frac{\alpha \cdot P_{max}}{P_{вим}} \quad (3.1)$$

Загальна статистична похибка вимірювань склала 3,5 %. Для забезпечення точності вимірювань досліди виконували в трикратній повторності.

Технічний засіб розроблений на базі стенда для імітаційного моделювання (рис. 3.3 ) [42]. Основна рамка має рухому поперечку з пристосуваннями для жорсткого кріплення пружного стояка. Навантажувальна рамка має механізм без ступінчатого регулювання поперечки з гвинтовим механізмом навантаження. Прикладання навантаження здійснюється за методикою, наведеною вище.

Взаємозв'язок навантаження та викликаних ним пружних відхилень встановлює характеристику та коефіцієнт жорсткості пружного стояка.

Методики навантаження пружного стояка були розроблені з урахуванням стандартизованих методів випробування S-подібних стояків культиваторів [42] та пристосованості до конкретних завдань дослідження, згідно з якими виконується порівняння якості виготовлення різних S-подібних стояків за допомогою вимірювання та реєстрації відстані відхилення стояка у визначеному напрямку для наведених значень навантаження.

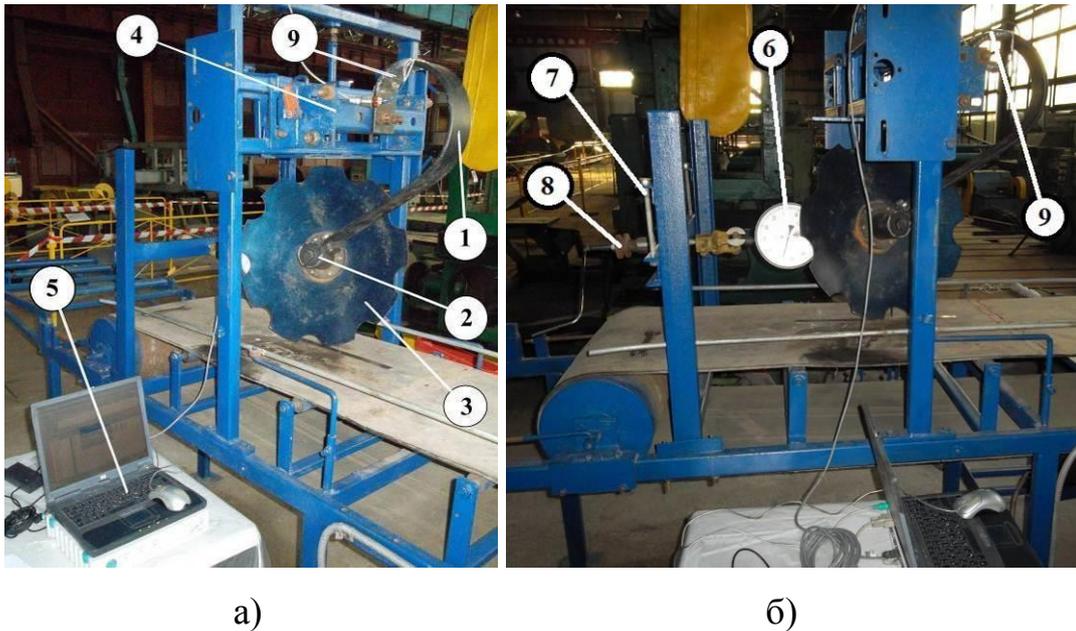


Рис. 3.3. Експериментальна установка (технічний засіб) для випробування та оцінювання роботоздатності пружних стояків: а) – загальний вигляд, б) – вид збоку, 1 – пружний стояк сферичного диска, 2 – підшипниковий вузол, 3 – робочий орган (сферичний диск), 4 – нерухома основа, 5 – вимірювальний комплекс, 6 – динамометр, 7 – гвинтовий вертикальний регулятор, 8 – гвинтовий горизонтальний регулятор, 9 – тензорезистори на поверхні пружного стояка

### *Визначення зведеної маси*

Зведену масу визначали способом механічного довантаження баластом. При відомій масі довантаження  $m_i$  і частотах власних коливань  $w_0$  і  $w_i$  визначали невідому зведену масу робочого органу зі стояком [82]:

$$m_{\text{з}} = \frac{m_i}{\left| \frac{w_0}{w_i} \right|^2 - 1} \quad (3.2)$$

Довантаження баластом виконували закріпленням додаткових мас встановленої ваги під болти на підшипниковому вузлі у центрі диска, щоб не викликати дисбалансу при його провертанні.

### *Визначення декременту коливань*

Визначення декременту коливань виконували спостереженням за вільними коливаннями стояка та їх зміною в часі. Коливання задавали ударним навантаженням, процес виконували на установці (рис. 3.1).

Декремент затухання – кількісна характеристика затухання коливань, яку визначали через [82], з припущенням, що стояк лінійна коливальна система

$$d = \ln \left( \frac{x_1}{x_2} \right), \quad (3.3)$$

Число коливань, після яких амплітуда зменшувалася в  $e$  раз, визначали як величину, зворотну декременту коливань.

Час повного затухання коливань визначали із співвідношення

$$t = \frac{T}{d} \quad (3.4)$$

де  $T$  – період коливання.

### *Аналізування власних частот вільних коливань стояка*

Аналізування виконано обробкою отриманих записів (числових рядів) з використанням функції Fourier (Spectral) Analysis – Spectral density [42] програмного пакету Statistica 6.0.

### 3.4. Програма і методика польових досліджень

Програмою польових експериментальних досліджень передбачалося:

- визначити фізико-механічних властивості оброблюваного ґрунту (твердість, вологість) та особливості поля (рельєф, кількість рослинних решток), визначити умови випробувань;
- визначити вплив динамічних характеристик пружного стояка на рівномірність глибини ходу робочих органів (якість технологічного процесу);
- дослідити вплив динамічних характеристик пружного стояка на тяговий опір робочого органу;
- дослідити вплив швидкості руху агрегата на енергетичні показники роботи пружного стояка, встановити оптимальні режими роботи дискатора.

Твердість ґрунту визначали за ДСТУ 5096:2008 «Якість ґрунту.

Визначення твердості ґрунту твердоміром Рев'якіна» [42].

*Методи визначення умов випробувань.*

Умови випробувань встановлювали за методами КНД 46.16.02.08-95 «Техніка сільськогосподарська. Методи визначення умов випробувань» [42]. Визначали показники, що характеризують кліматичні фактори (температуру та вологість повітря, швидкість вітру), характеристики поля (мікрорельєф ділянки, схил поля, профіль поля) та ґрунту (тип, вологість, твердість та щільність ґрунту).

Дослідження впливу конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружних стояків дискових робочих органів на технологічні показники роботи дискатора проводили в польових умовах у визначені агротехнічні строки [42] з використанням серійного агрегата ДЛ-2,5, з дисковими робочими органами, закріпленими на рамі за допомогою індивідуальних пластинчастих пружинних стояків (табл. 3.1).

### Технічна характеристика експериментального пружного стояка

Показник	Значення
Площа поперечного перерізу стояка, $S$ , мм <sup>2</sup>	1260
Ширина поперечного перерізу стояка, $b$ , мм	90
Висота поперечного перерізу стояка, $h$ , мм	14
Зведена довжина, $l$ , мм	450
Узагальнена координата у вільному стані, $\lambda$ , град.	50

Один кінець кожного зі стояків виконано у вигляді півеліпса, зверненого вперед по ходу обертання дискового робочого органу, та закріплено на рамі, а другий кінець закріплено до підшипникової опори, розташованої з внутрішнього увігнутого боку дискового робочого органу [28].

Моделювання зміни динамічних характеристик пружних стояків в польових умовах проводили зміною зведеної маси додаванням баластного довантаження до кріплення робочого органу з підшипниковим вузлом.

Регулярна складова  $F_{1опору}$  сил опору підтримувалася на встановленому рівнірежимом руху агрегату. Випадкова складова  $F_{2опору}$  в силах зовнішньої дії ґрунтового середовища залежала від його динамічної реакції.

Визначення впливу динамічних характеристик пружного стояка на якісні показники технологічного процесу в польових умовах проводили відповідно до методів оцінювання агротехнічних показників, де визначали рівномірності ходу по глибині робочого органу. Показники якості виконання технологічного процесу визначали відповідно до методів, наведених в СОУ 74.3-37-155:2004 «Випробування сільськогосподарської техніки. Машини і знаряддя для обробітку ґрунту. Методи випробувань» [42].

За допомогою отриманої тарувальної залежності “відхилення” виконували обробку цифрового масиву значень пружних відхилень, з якого визначали – зміну встановленої глибини обробітку від пружних відхилень під дією робочого навантаження та середнє квадратичне відхилення від середньої робочої глибини обробітку.

Дослідження впливу швидкості руху агрегата на енергетичні показники роботи пружного стояка виконували за допомогою тарувальної залежності

«навантаження». З аналізу досліджень встановлювали оптимальні режими роботи дискатора за критеріями мінімальних енергозатрат та вищої продуктивності. Параметри процесу фіксували в реальному масштабі часу в процесі робочих заїздів агрегата, з заданим інтервалом часу (кроком квантування), що становить 0,004 с. Розглядалися ділянки записів з усталеним режимом навантаження. Сформований цифровий масив від аналого-цифрового перетворювача містить не менш як дві тисячі значень досліджуваної величини. При такій кількості спостережень “ n “ похибка досліджень становить менше 0,5 – 1%. За тарувальними залежностями

«навантаження» виконували обробку цифрового масиву значень зовнішньої дії, з якого визначали статистичні параметри процесу (середнє, середньквдратичне, медіану, мінімальне, максимальне значення).

### 3.5. Методика обробки результатів експериментальних досліджень (багаторівневий експеримент)

Передумовою проведення багаторівневого експерименту були етапи: а) попереднє вивчення об'єкта досліджень; б) встановлення домінуючих факторів і параметрів об'єкта, що обумовлюють перебіг явищ і процесів та причинно-наслідковий зв'язок між ними (досліджено в розділах 1 та 2); в) вибір схеми експериментів; г) планування експериментів; д) рандомізація експериментальних досліджень; е) проведення експериментів; ж) аналіз та обробка отриманих результатів; з) визначення коефіцієнтів регресії; к) оцінка значущості коефіцієнтів регресії; л) побудова поліноміальної моделі та перевірка її на адекватність [42].

Під час проведення польових досліджень визначено вплив таких параметрів на якісні (рівномірність глибини) та енергетичні показники роботи дискового ґрунтообробного агрегату:

1) поступальна швидкість руху агрегата. Інтенсивність зовнішньої дії на досліджуваний пружний стояк виконувалася зміною поступальної швидкості.

Проте загальновідомо, що в польових умовах зафіксувати на заданому рівні поступальну швидкість неможливо, у зв'язку з чим інтервал варіювання фактора обрано широким (від 6,8 до 14,5 км/год);

2) зведена маса стояка з робочим органом. Зміну цього фактора виконували закріпленням баластного довантаження на підшипниковому вузлі у центрі диска.

Для обробки експериментальних даних застосовано методики математичного аналізу та статистики. Проведено оцінювання невизначеності вимірювань [42]. Отримані записи показників досліджуваного пружного стояка обробляли методом ординат. Застосовували методи дисперсійного та регресійного аналізу в послідовності:

- визначали середню величину та середньоквадратичне відхилення за результатами експериментів;

- оцінювали стандартну невизначеність.

Попереднє оцінювання і аналіз результатів досліджень та процесу взаємодії робочих органів з ґрунтом дозволили висунути гіпотезу, що від поступальної швидкості агрегату тяговий опір залежить нелінійно. Було відхилено необхідність проведення досліджень за більш простими моделями, оскільки нелінійні більш універсальні. Таким чином, в польових умовах проведено експеримент другого порядку, модель якого має вигляд [42]

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^m b_i x_i + \sum_{\substack{i,k=1 \\ i < k}}^m b_{ik} x_i x_k + \sum_{i=1}^m b_{ii} x_i^2 \quad (3.5)$$

де  $y$  – параметри оптимізації (тяговий опір, узагальнена координата, відхилення);

$x_i, x_k$  – фактори, що варіюються (швидкість агрегата, зведена маса);

$b_0, b_i, b_{ik}, b_{ii}$  – емпіричні коефіцієнти, що визначаються за результатами експерименту.

Дослідження проведено з використанням багаторівневого експерименту. Особливостями та одночасно перевагами цієї схеми є найбільш повне

оцінювання процесу дослідження, сукупність факторів визначає рівень досліджень (табл. 3.2).

Таблиця 3.2

### Схема багаторівневого експерименту

Фактор впливу				Параметр оптимізації					
Поступальна швидкість, $v$ , км/год		Зведена маса, $m$ , Н		Зовнішня дія / тяговий опір, Н	Відхилення, мм		Узагальнена координата, град.		
Значення	Шифр	Значення	Шифр						
7,5	1	195	0	1	1		1		
9,5	2	195	0	2	2		2		
11,5	3	195	0	3	3		3		
13,5	4	195	0	4	4		4		
15,5	5	195	0	5	5		5		
7,5	1	225	0,5	1,5	1,5		1,5		
9,5	2	225	0,5	2,5	2,5		2,5		
11,5	3	225	0,5	3,5	3,5		3,5		
13,5	4	225	0,5	4,5	4,5		4,5		
15,5	5	225	0,5	5,5	5,5		5,5		
Рівень (всього рівнів)	Інтервал варіювання	Рівень (всього рівнів)	Інтервал варіювання	Середнє значення	Середньо-квадратичне відхилення	Середнє значення	Середньо-квадратичне відхилення	Середнє значення	Середньо-квадратичне відхилення
1 (5)	2	30	0,5 (2)	F	FСКВ	$\delta$	$\delta$ СКВ	$\lambda$	$\lambda$ СКВ

Оскільки в дослідженнях використовували непрямі вимірювання, значення напруги від аналого-цифрового перетворювача перераховували в значення сили навантаження, відхилення та узагальненої координати, то у вимірюваннях присутня невизначеність моделювання  $u_m$ . Стандартну невизначеність тарувальних залежностей розраховано як стандартне відхилення. Розширена невизначеність моделювання  $U_m$ , з урахуванням

припущення про нормальний закон розподілу результатів вимірювання, з довірчим рівнем  $p=0,95$

$$V=2,5\pm 0,04 \text{ mV/V}, p=0,95$$

або

$$2,46 \leq 2,5 \leq 2,54 \text{ mV/V}, p=0,95$$

Таким чином,  $u_B$  та  $u_M$  враховують систематичні та випадкові похибки результатів вимірювань.

### **Висновки до третього розділу**

З урахуванням особливостей зовнішньої дії на пружний стояк в польових умовах виконано обґрунтування вимірювальних приладів (похибка не більше 15%), що відповідають сучасному рівню техніки. Тензорезистори розміщувалися безпосередньо на поверхні стояка, що дозволило уникнути застосування пристосувань між рамою агрегата та стояком, які б спотворили характеристики жорсткості.

Набула подальшого розвитку методика лабораторних досліджень параметрів пружних стояків. Визначення динамічних характеристик пружних стояків для сферичних дисків виконували з використанням спеціально розробленої лабораторної установки та оригінальних методик досліджень на основі спостережень за коливаннями стояка.

Агротехнічне оцінювання під час польових випробувань виконували з використанням оригінальної авторської методики оцінювання рівномірності ходу робочого органу по глибині у вертикальній поздовжній площині за показниками пружних відхилень. Таким чином, удосконалено метод визначення якісних показників виконання технологічного процесу дискатором.

Використано методику імітування зміни динамічних характеристик пружних стояків з використанням зосереджених мас (баластного довантаження), що розміщувалися на кріпленні диска з підшипниковою опорою.

Удосконалено методику оцінювання результатів вимірювань на основі концепції невизначеності, яка характеризує дисперсію значень, що можуть бути досить обґрунтовано приписані вимірюваній величині.

## 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРУЖНИХ СТОЯКІВ

### 4.1. Результати лабораторних досліджень

Теоретичними дослідженнями, проведеними у розділі 2, доведено можливість підвищення енергоефективності роботи дискових ґрунтообробних агрегатів на підставі обґрунтування режимів роботи, конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружних стояків дискових робочих органів.

З використанням розробленої математичної моделі руху пружного стояка зі сферичним диском виконано імітаційні експерименти в межах значень жорсткості 20-40 кН/м та зведеної маси 100-300 Н, з якими ґрунтообробний агрегат відповідатиме вихідним вимогам на машину.

Головна характеристика пружного стояка для сферичного диска – це характеристика жорсткості. Отримана в результаті лабораторних експериментів інформація представлена у вигляді тарувальних графічних залежностей відхилень пружного стояка від величини прикладеного навантаження та його моменту (рис. 4.1), що були отримані методами регресійного аналізу з використанням програми Microsoft Excel.

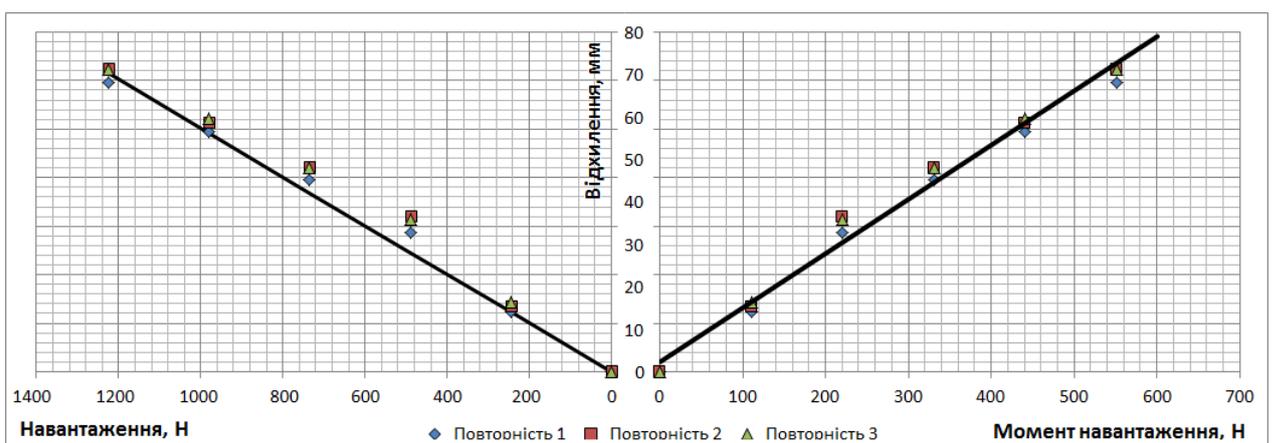


Рис. 4.1. Графічна залежність відхилень експериментального пружного стояка від величини прикладеного навантаження (достовірності апроксимації 0,98)

З врахуванням значення достовірності апроксимації 0,98 прийнято, що характеристика жорсткості – лінійна в межах робочого діапазону навантаження.

З використанням аналого-цифрового комплексу та розробленого засобу випробування проведено тарування тензорезисторів. Отримано залежності відповідності електричних показників та величини прикладеного навантаження (рис. 4.2).

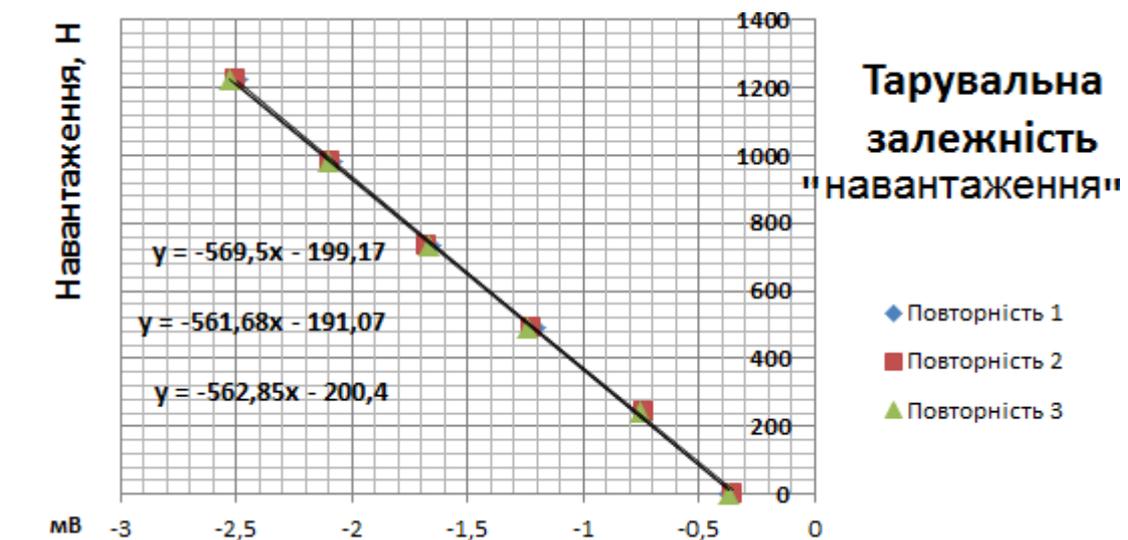


Рис. 4.2. Тарувальна залежність "навантаження" для обробки експериментальних даних

Для обробки експериментальних даних було використано апроксимаційну залежність з коефіцієнтами, знайденими як середнє зважене між показниками трьох повторностей.

За аналогією було виконано тарування за відхиленням. Тарувальна залежність "відхилення" наведена на рисунку 4.3.

Встановлення відповідності між показниками зміни узагальненої координати та прикладеного навантаження виконано для порівняння теоретичних розрахунків з експериментальними даними (рис. 4.4).

На параметри руху пружного стояка визначальний вплив має зведена маса, виражена масою робочого органу, підшипникового вузла та частини стояка, що бере участь у коливаннях. Удосконаленими методами довантаження

баластом виконано дослідження з визначення зведеної маси (рис. 4.5). Величина баластного довантаження склала 3 кг ( $\approx 29,4$  Н).

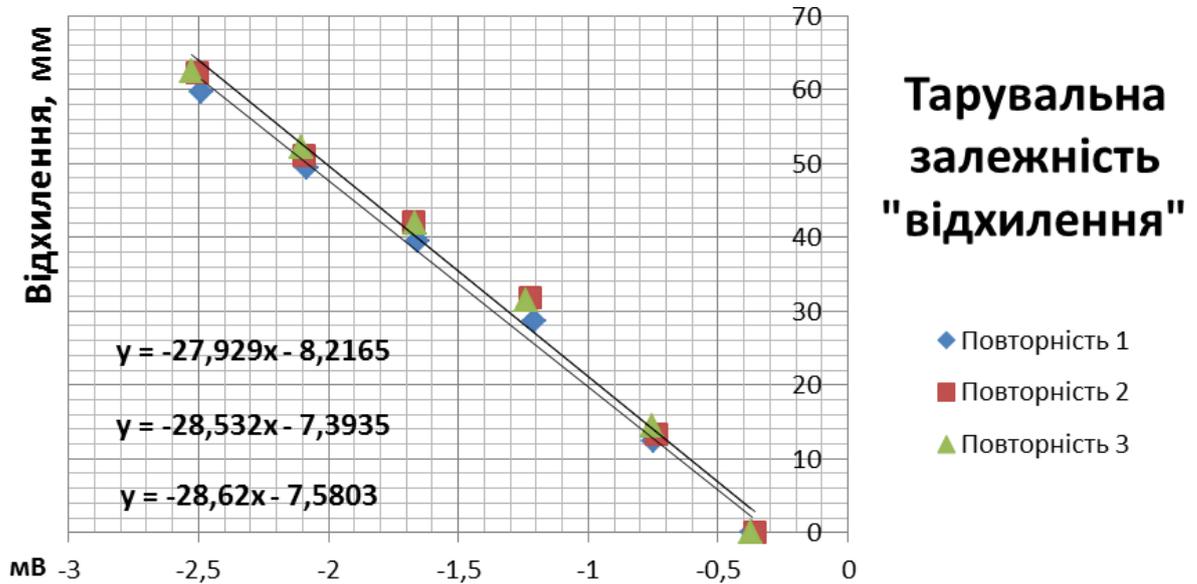


Рис. 4.3. Тарувальна залежність "відхилення" для обробки експериментальних даних

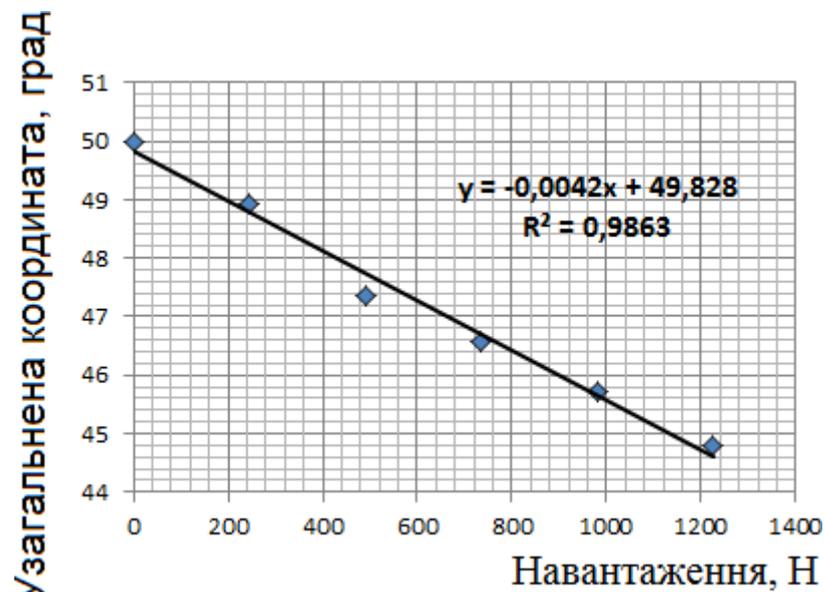


Рис. 4.4. Тарувальна залежність узагальненої координати від навантаження

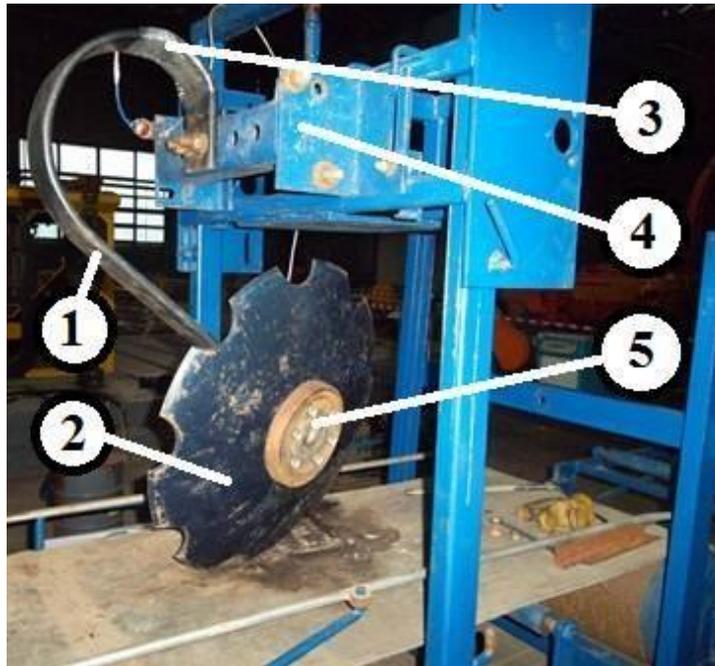
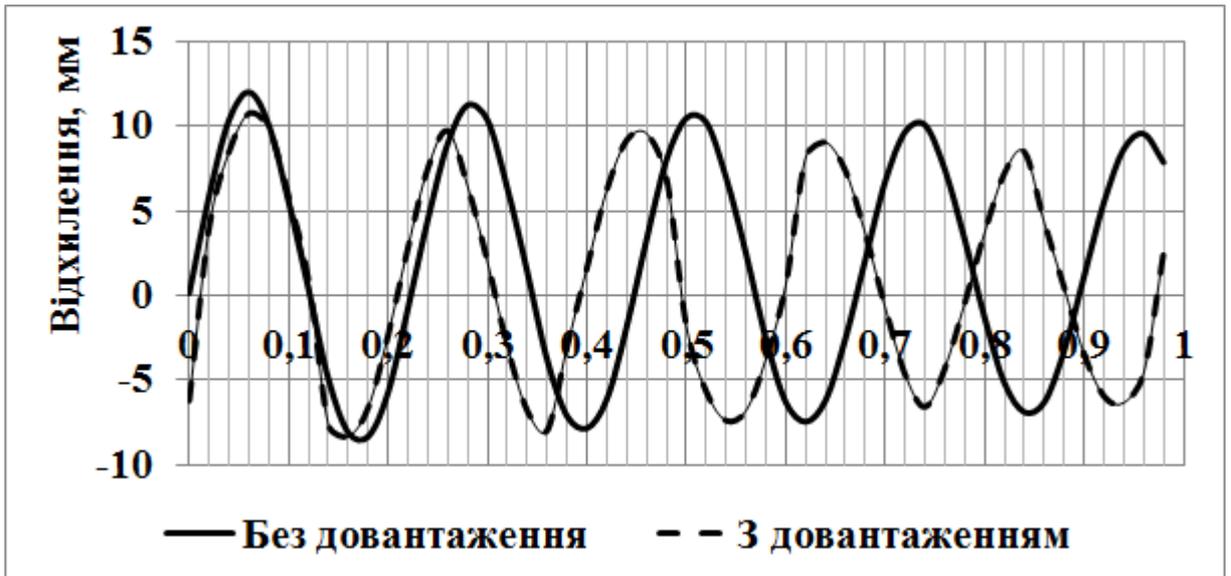


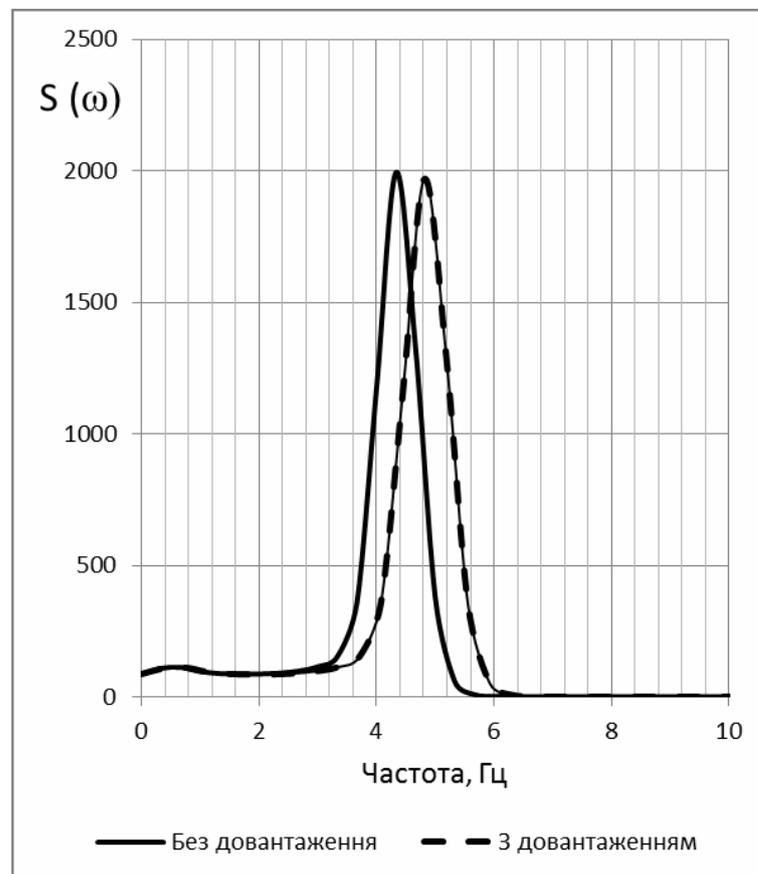
Рис. 4.5. Зовнішній вигляд пружного стояка з баластним довантаженням під час визначення зведеної маси: 1 – пружний стояк сферичного диска; 2 – робочий орган (сферичний диск); 3 – тензорезистори на поверхні пружного стояка; 4 – нерухома основа; 5 – баластне довантаження

Спостереження за вільними коливаннями пружного стояка за різних умов (з та без баластного довантаження) виконувалося за показниками тензорезисторів, графічне відображення коливань стояка показано на рисунку 4.6 з яких випливає, що коефіцієнт затухання коливань стояка менше одиниці.

Під час виконання технологічного процесу динамічні характеристики пружного стояка чинять домінуючий вплив на процес коливань під час взаємодії з ґрунтом (табл. 4.1). Відносна втрата енергії коливань в часі за показником декременту коливань ( $d \ll 1$ ) несуттєва, що підтверджує прийняте припущення не розглядати дисипативні втрати енергії коливань.



а)



б)

Рис. 4.6. Власні коливання пружного стояка: а) – реалізація в часі, б) – спектральна щільність Fourier (Spectral) Analysis

### Характеристики пружного стояка

Параметр	Значення
Зведена маса стояка, Н	197
Декремент коливань	0,08
Частота вільних коливань, Гц	4,3

За результатами проведених лабораторних досліджень пружного стояка з використанням розробленого технічного засобу встановлено: характеристика жорсткості стояка лінійна; для проведення польових досліджень отримано тарувальні залежності «відхилення» та «навантаження»; стояк з конструкційними параметрами досліджуваного зразка має декремент коливань 0,08; зведену масу 197 Н.

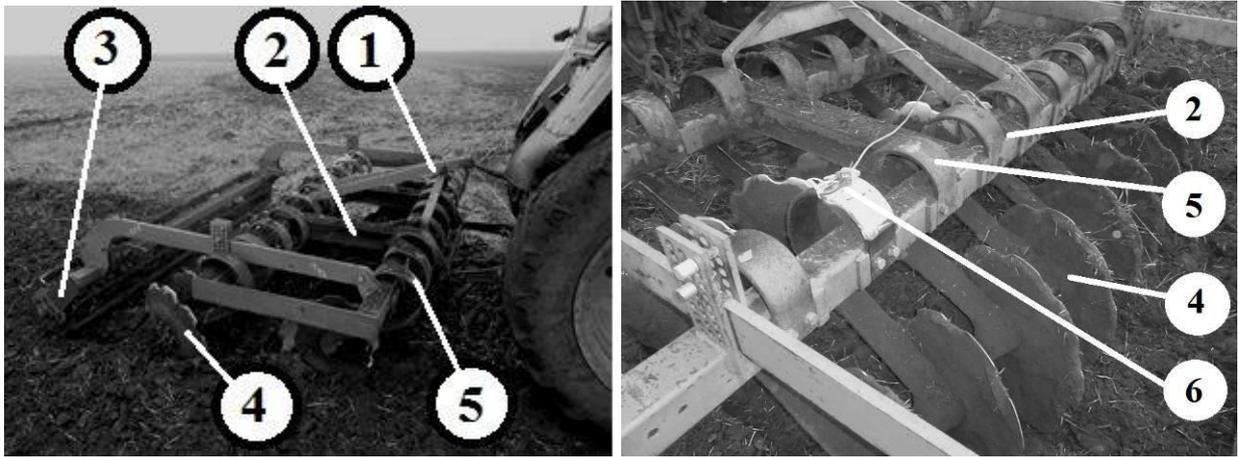
#### 4.2. Результати польових досліджень

Польові експериментальні дослідження проводили під час знищення сходів падалиці зернових культур (друге лущення). Експериментальний пружний стояк було прикріплено до рами агрегата ДЛ-2,5 (рис. 4.7).

Умови випробувань, що спостерігалися під час проведення досліджень, наведено в таблиці 4.2.

Дослідження записів зовнішньої дії на стояк та його відхилення показує, що миттєві значення являють собою реалізацію випадкової функції (рис. 4.8). Випадкову функцію визначають основні статистичні характеристики: середнє значення, середньоквадратичне відхилення; кореляційна функція та спектральна щільність.

Статистичні характеристики процесу взаємодії ґрунту з робочим органом на пружному стояку, отримані з експериментальних даних, наведено в додатку Е.



а)

б)

Рис. 4.7. Загальний вигляд дискатора з пружними стояками: а) – загальний вигляд агрегата, б) – пружні стояки, що досліджуються, 1 – навісний пристрій; 2 – рама агрегата; 3 – коток; 4 – робочий орган (сферичний диск); 5 – пружний стояк; 6 – тензорезистори на поверхні пружного стояка

Таблиця 4.2

### Умови випробувань

Показник	Значення показника
Тип ґрунту і назва за механічним складом	Чорнозем глибокий середньо-суглинковий малогумусний
Рельєф	Рівний
Мікрорельєф	Нерівності до 5 см
Температура повітря, 0С	10,6
Відносна вологість повітря, %	96
Швидкість вітеру, м/с	2 (східний, північно-східний)
Вологість ґрунту, % по шарах, см:	
(0 – 5)	16 – 18
(5,1 – 10)	15 – 17
(10,1 – 15)	14 – 16
Твердість ґрунту, МПа, по шарах, см:	
(0 – 5)	0,4 – 0,6
(5,1 – 10)	0,5 – 0,7
(10,1 – 15)	0,7 – 0,9
Рослинні рештки на поверхні	Проросла падалиця, залишки не загорненої стерні

Встановлення імовірнісних законів для миттєвих значень показників процесу взаємодії ґрунту з робочим органом на пружному стояку виконано за рядом розподілу, що визначає імовірність потрапляння значення показника в

певний інтервал в довільний проміжок часу (рис. 4.9). Дві вершини в ряду розподілу свідчать про неоднорідність досліджуваного явища.

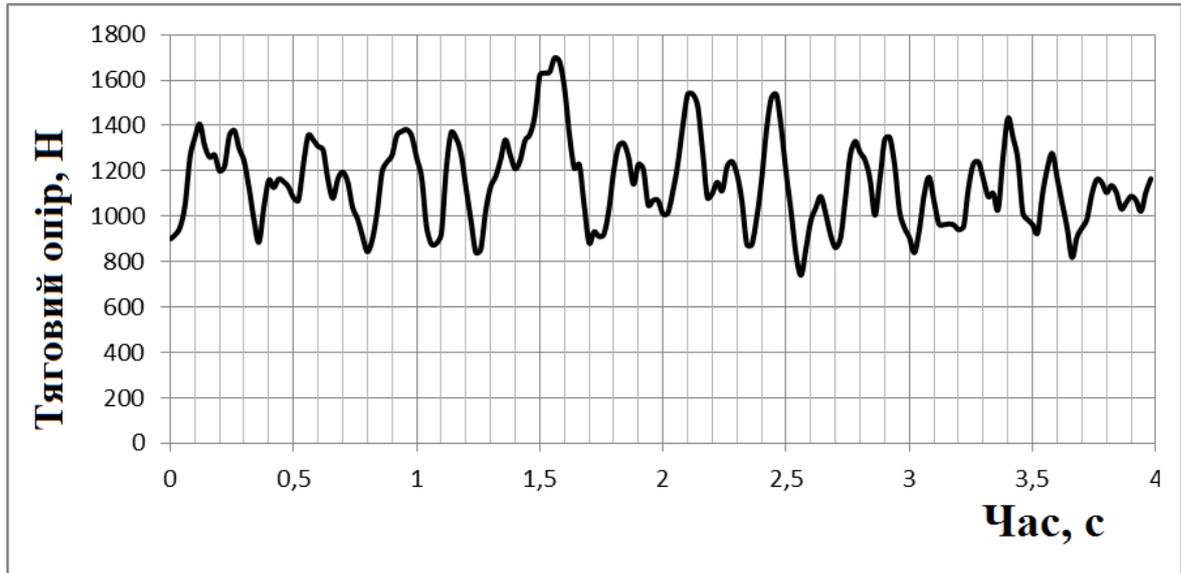


Рис. 4.8. Реалізація процесу взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтом

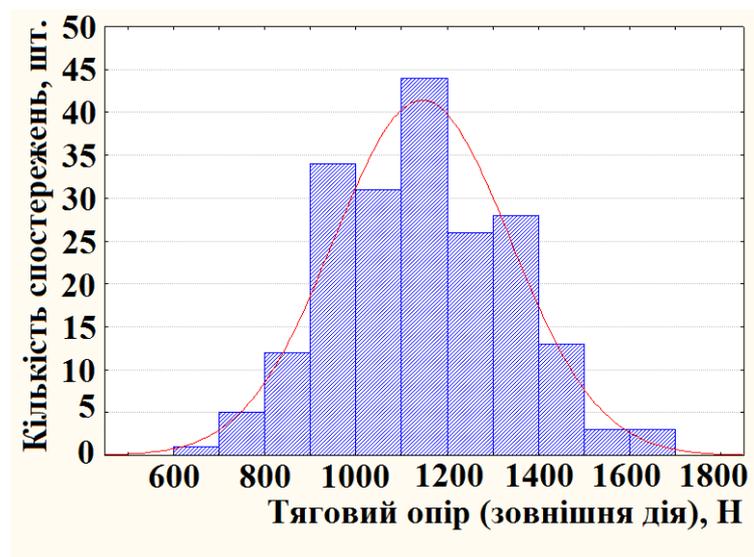


Рис. 4.9. Типова щільність розподілу отримана з експериментальних даних (швидкість 2,2 м/с з баластним довантаженням), асиметрія  $A_S=0,1957$ , ексцес  $E_X=0,1807$

З'ясування характеру ряду розподілу передбачало визначення показників асиметрії та ексцесу (Додаток Е, табл. Е7. та Е.8.), що можуть свідчити про наявність періодичних складових. Ступінь асиметрії (несиметричності) розподілів знаходиться в межах від 0,1 до  $-0,1$ , що є ознакою додатної (лівої) та від'ємної (правої), але слабкої асиметрії. Оцінювання "гостровершинності" розподілу виконано за коефіцієнтом ексцесу.

Найбільший коефіцієнт ексцесу – 0,93 спостерігається за умови "з довантаженням" та на швидкості 2,7 м/с, що демонструє менші відхилення значень процесу від середнього, а отже, і більшу рівномірність обробітку ґрунту. Негативне значення коефіцієнта ексцесу – 0,745 спостерігається за умови "без довантаження" і швидкості 3,25 м/с. Отримані ряди розподілу виявляють вплив випадкового шуму (неоднорідностей ґрунту) на процес (об'єкт досліджень).

Виявлення детермінованих процесів, замаскованих випадковим шумом, виконано з використанням автокореляційної функції, що характеризує загальну залежність значень процесу в деякий даний момент часу від значень в інший момент (рис. 4.10).

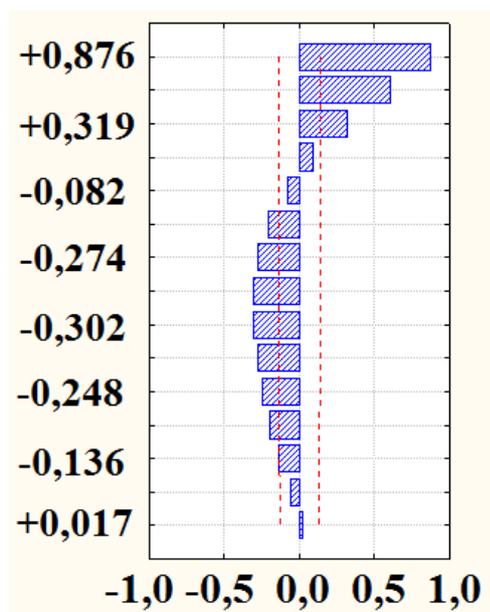
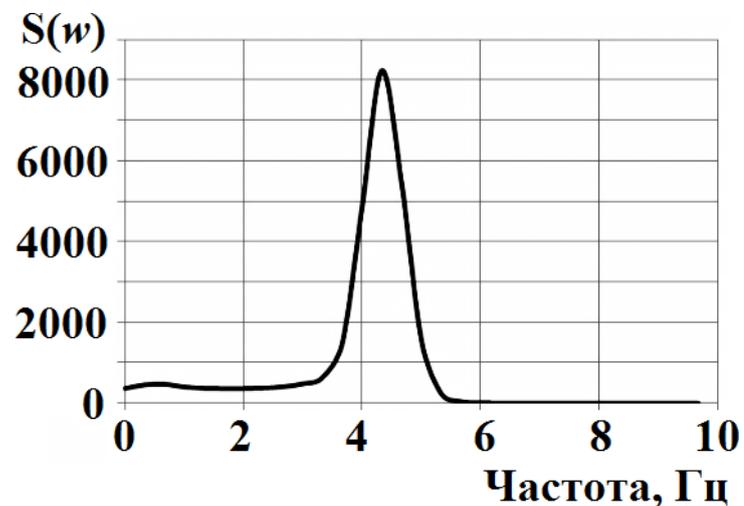


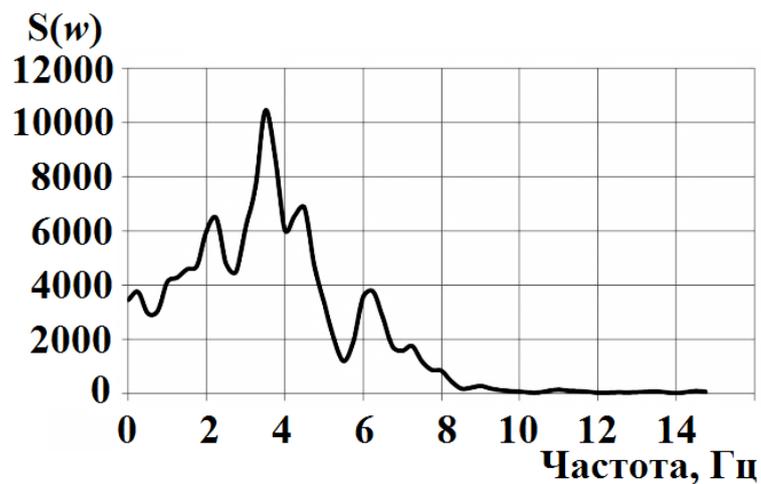
Рис. 4.10. Типова автокореляційна функція кількісних показників процесу (швидкість 2,2 м/с з баластним довантаженням)

Форма автокореляційної функції перетинає нульове значення, що відповідає періоду прихованого періодичного коливання, але оскільки вплив випадкового шуму вагомий, то при значних рівнях зсуву значення коефіцієнта кореляції спрямовується до нуля.

Виокремлення прихованих періодичностей процесу та їх розгляд за потужністю коливань виконано швидким перетворенням Фур'є. Спектральний аналіз коливань пружного стояка виявляє, що втручання випадкового шуму переважає над енергією власних коливань (рис. 4.11), ефективна ширина спектра займає діапазон частот від 0 до 8 Гц.



а)



б)

Рис. 4.11. Спектральний аналіз: а) – вільних коливань пружного стояка та б) – коливань під час польових досліджень

Тобто, процес взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтом є нестационарним, а його статистичні властивості змінюються в часі. Нестационарність процесу є наслідком швидкозмінних умов роботи в ґрунтовому середовищі та впливу мезо- та мікрорельєфу поверхні поля. Коливання стояка – змішаний випадковий процес з полі гармонічною детермінованою складовою. Підтверджується припущення про  $F_{опору}$  як суму “регулярної” складової та відхилень, обумовлених неоднорідностями ґрунту.

Виконані дослідження дали можливість встановити експериментальні залежності тягового опору (зовнішньої дії) від швидкості

$$F = 3,2161 v^2 - 14,064 v + 134,18, \quad (4.1)$$

$$F_{вантаж} = 1,4383 v^2 - 5,368 v + 122,12, \quad (4.2)$$

Достовірність апроксимації залежності (4.1) без довантаження – 0,97, а з довантаженням (рівність 4.2) – коефіцієнт 0,95. Отримані залежності свідчать про зміну відгуку пружного стояка на взаємодію з ґрунтовим середовищем у разі довантаження на робочому органі. Зростання тягового опору  $F = 118 - 130$  кг від швидкості агрегату без довантаження на робочому органі склало 17 %, а з довантаженням  $F_{вантаж} = 117 - 124$  кг, або 11 %. За поступальної швидкості агрегата 4 м/с різниця між варіантами довантаження становить 10 %.

За рівняннями (4.1) та (4.2) отримано графічні залежності (рис. 4.12).

Зміна відгуку пружного стояка на взаємодію з ґрунтовим середовищем при довантаженні викликана зростанням середньоквадратичного відхилення, що характеризує віброактивність на робочому органі.

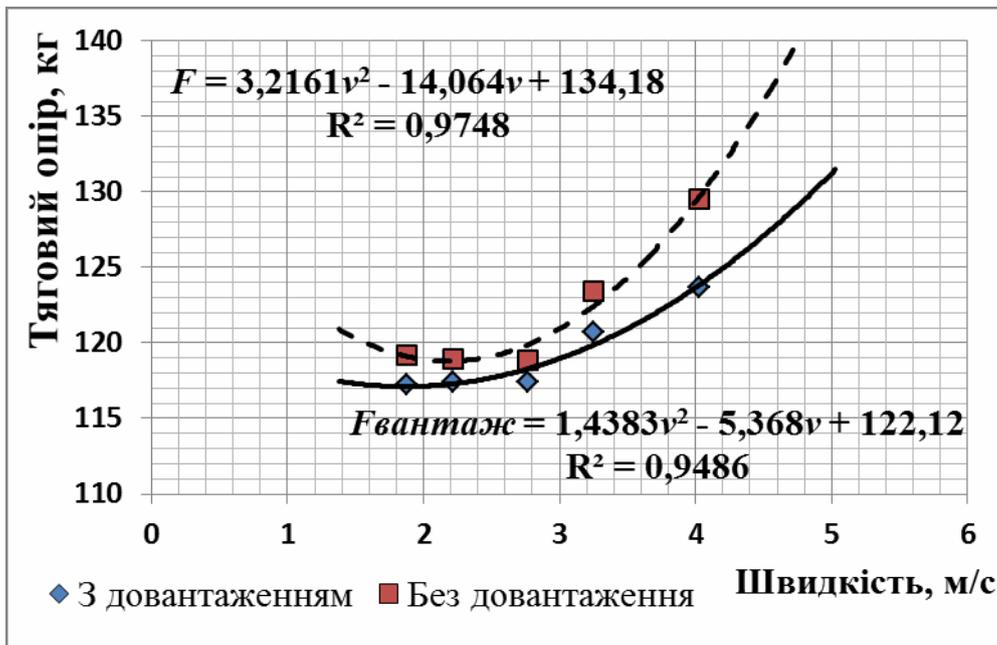


Рис. 4.12. Графічна залежність зміни тягового опору від поступальної швидкості агрегату (з перерахунку за тарувальними залежностями рис. 4.2)

Дослідження дали можливість встановити експериментальні залежності середньоквадратичного відхилення (СКВ) тягового опору від поступальної швидкості агрегату

$$F_{СКВ} = 0,0674 \cdot v^2 + 4,4511 \cdot v + 9,5988, \quad (4.3)$$

$$F_{СКВ_{вантаж}} = 3,0403 \cdot v^2 - 12,181 \cdot v + 32,22, \quad (4.4)$$

Дисперсійний аналіз результатів експериментів показує, що вони достовірні з імовірністю для залежності (4.3) без довантаження – 99 %, а з довантаженням (рівність 4.4) – 98 %.

За рівняннями (4.3) та (4.4) отримано графічні залежності (рис. 4.13).

Віброактивність  $F_{СКВ} = 18 - 29$  кг пружного стояка без довантаження зростає майже лінійно і в діапазоні швидкостей від 1,9 до 4 м/с зростає на 78 %, а за умови довантаження на 136 % – в 2,36 раза. Зростання віброактивності на робочому органі впливає на ґрунтове середовище і знижує його опір до руйнування, що й пояснює зменшення сили опору при довантаженні.

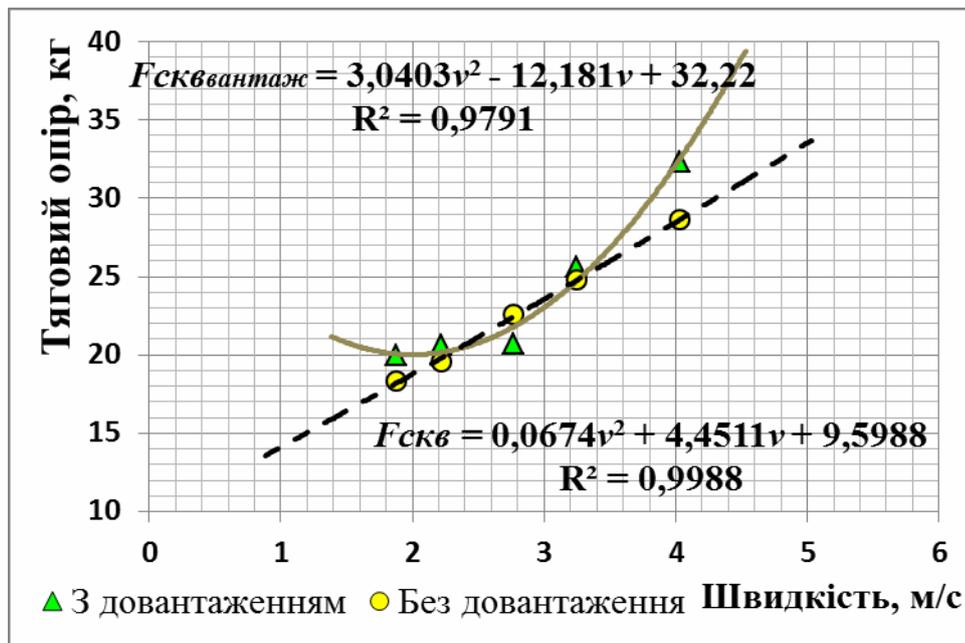


Рис. 4.13. Графічна залежність зміни середньоквадратичного відхилення тягового опору від поступальної швидкості агрегату (з перерахунку за тарувальними залежностями рис. 4.2)

Оцінювання технологічних параметрів роботи дискатора з пружними стояками виконано за статистичними характеристиками пружних відхилень в процесі взаємодії робочого органу з ґрунтом.

Дослідження дали можливість встановити експериментальні залежності відхилень стояка від поступальної швидкості агрегату

$$\delta = 1,0899 \cdot v^2 - 2,8147 \cdot v + 60,594, \quad (4.5)$$

$$\delta_{\text{вантаж}} = 2,1615 \cdot v^2 - 8,1965 \cdot v + 67,079, \quad (4.6)$$

Достовірність апроксимації залежності (4.5) без довантаження – 0,97, а з довантаженням (рівність 4.6) – коефіцієнт 0,95.

За рівняннями (4.5) та (4.6) отримано графічні залежності (рис. 4.14).

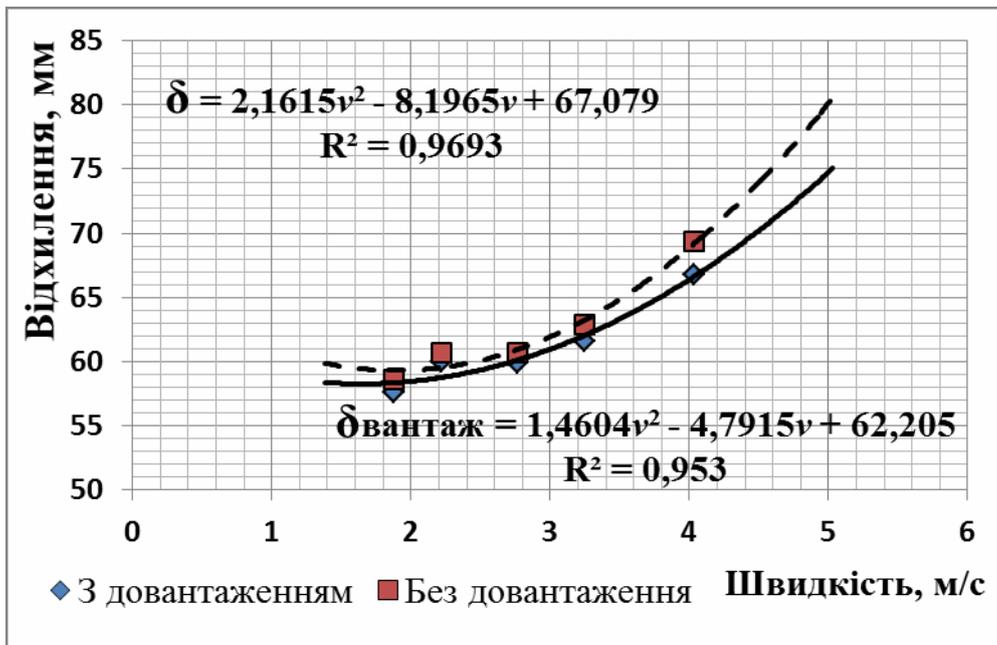


Рис. 4.14. Графічна залежність зміни середнього значення відхилень стояка від поступальної швидкості агрегату (з перерахунку за тарувальними залежностями рис. 4.3)

Отримані залежності необхідно враховувати машинобудівникам в проектуванні регулюючих пристроїв та операторам при налаштуванні глибини обробітку ґрунту агрегатом. Дійсне значення глибини обробітку відмінне від встановленого через деформації пружного стояка від зовнішньої дії, тому всі параметри робочого органу слід розглядати з врахуванням робочого положення стояка.

Дослідження дали можливість встановити експериментальні залежності середньоквадратичного відхилення (СКВ) зміщень стояка від поступальної швидкості агрегату

$$\delta_{СКВ} = 0,0247 \cdot v^2 + 2,2375 \cdot v + 4,66, \quad (4.7)$$

$$\delta_{СКВ\text{вантаж}} = 1,4868 \cdot v^2 - 5,9412 \cdot v + 15,78, \quad (4.8)$$

Достовірність апроксимації залежності (4.7) без довантаження – 0,99, а з довантаженням (рівність 4.8) – коефіцієнт 0,98. За рівняннями (4.7) та (4.8) отримано графічні залежності (рис. 4.15).

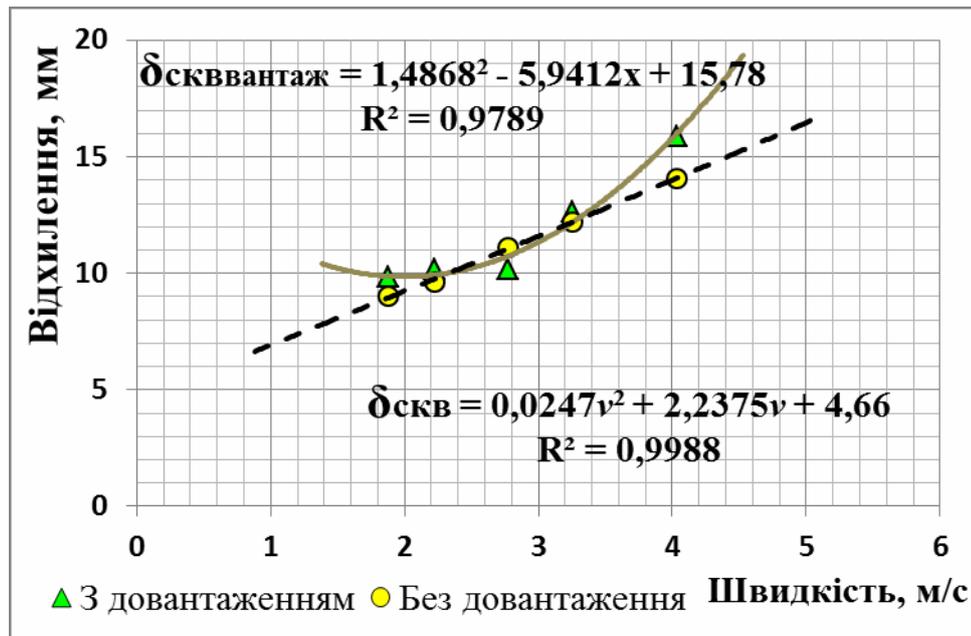


Рис. 4.15. Графічна залежність  $\sigma = f(\delta)$  зміни середньоквадратичного значення відхилень стояка при зміні поступальної швидкості агрегату (з перерахунку за тарувальними залежностями рис. 4.3)

Середньоквадратичне відхилення пружного стояка характеризує рівномірність глибини обробітку робочим органом, відповідно до вихідних вимог на агрегат нерівномірність обмежується  $\lambda = 15$  мм. Тобто, підвищення енергоефективності агрегата (зниження тягового опору) обмежується якісним показником технологічного процесу на значенні швидкості 4 м/с.

За критерієм максимально можливої швидкості роботи дискового агрегата (отримання максимальної продуктивності) раціональними є швидкісні режими до 4 м/с (14,5 км/год), де агротехнічні вимоги витримуються. Виходячи з критерію мінімального тягового опору 130,92 кг, оптимальний швидкісний режим становить 2,77 м/с (10 км/год).

Дослідженнями з'ясовано характер зміни рівня віброактивності пружного стояка (внутрішню властивість), що не залежить від дії зовнішнього збурення (рис. 4.16).

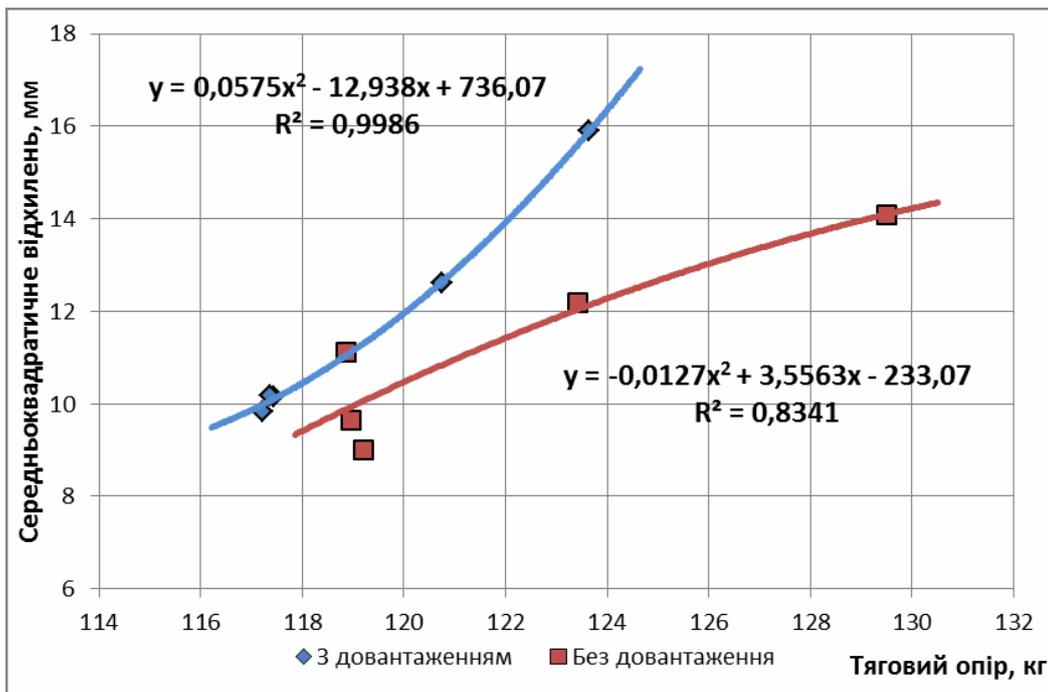


Рис. 4.16. Залежність рівня віброактивності пружного стояка від дії тягового опору

Зміна тенденції зростання віброактивності пружного стояка підтверджує можливість підвищення ефективності функціонування дискових ґрунтообробних агрегатів шляхом обґрунтування параметрами коливань та зведеною масою системи. Зростання середньоквадратичного відхилення коливань стояка на 25 % з баластним довантаженням підтверджує значущість енергії коливань на перебіг технологічного процесу роботи пружного стояка.

З даних, отриманих під час досліджень, встановлено експериментальні залежності узагальненої координати (середнє значення) від швидкості

$$\lambda = -0,1379 \cdot v^2 + 0,603 \cdot v + 44,115, \quad (4.9)$$

$$\lambda_{\text{вантаж}} = -0,0617 \cdot v^2 + 0,2303 \cdot v + 44,63, \quad (4.10)$$

Достовірність апроксимації залежності (4.9) без довантаження - 0,97, а з довантаженням (рівність 4.10) – коефіцієнт 0,95.

За рівняннями (4.9) та (4.10) отримано графічні залежності (рис. 4.17).

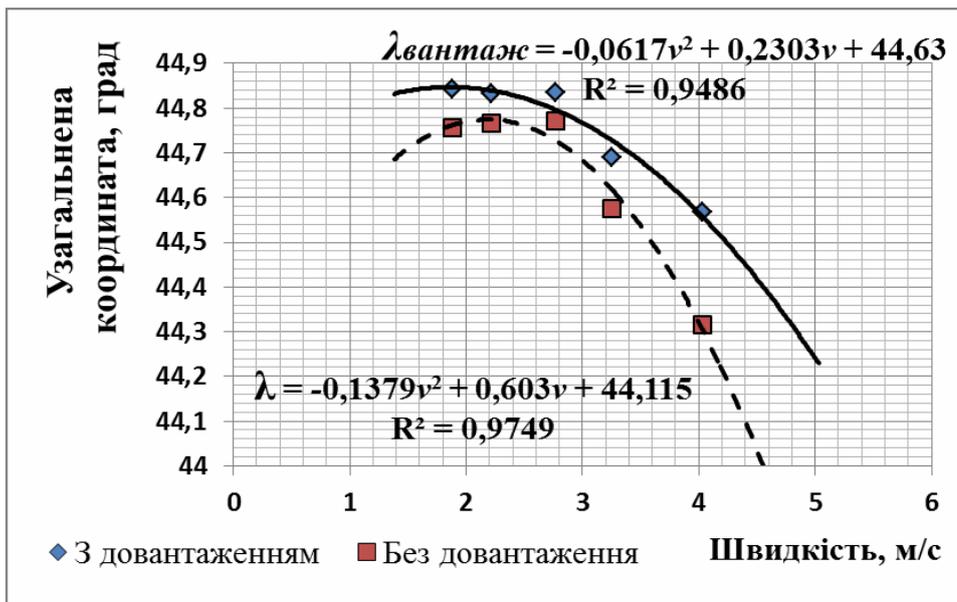


Рис. 4.17. Графічна залежність зміни середнього значення узагальненої координати від поступальної швидкості агрегата (з перерахунку за тарувальними залежностями рис. 4.4, зміна узагальненої координати на 1 град відповідає відхиленню стояка на 16 мм)

Отримані залежності показують, що середнє значення узагальненої координати при довантаженні на робочому органі змінює характер відгуку пружного стояка на процес взаємодії з ґрунтовим середовищем, без довантаження збільшення середнього значення склало 7 %, з довантаженням – 1,25 % (рис. 4.17). За підвищення поступальної швидкості агрегата різниця між варіантами довантаження стає більш вагомою – від 0,5 % при швидкості 1,88 м/с до 7,2 % при 4 м/с.

Виконані дослідження дали можливість встановити експериментальні залежності середньоквадратичного відхилення (СКВ) узагальненої координати від швидкості агрегату:  $\lambda$  СКВ

$$\lambda_{\text{СКВ}} = 0,1464 \cdot v^2 - 0,476 \cdot v + 1,1283, \quad (4.11)$$

$$\lambda_{\text{СКВвантаж}} = 0,3329 \cdot v^2 - 1,4991 \cdot v + 2,49, \quad (4.12)$$

Достовірність апроксимації залежності (4.11) без довантаження – 0,98, а з довантаженням (рівність 4.12) – коефіцієнт 0,99.

За рівняннями (4.11) та (4.12) отримано графічні залежності (рис. 4.18).

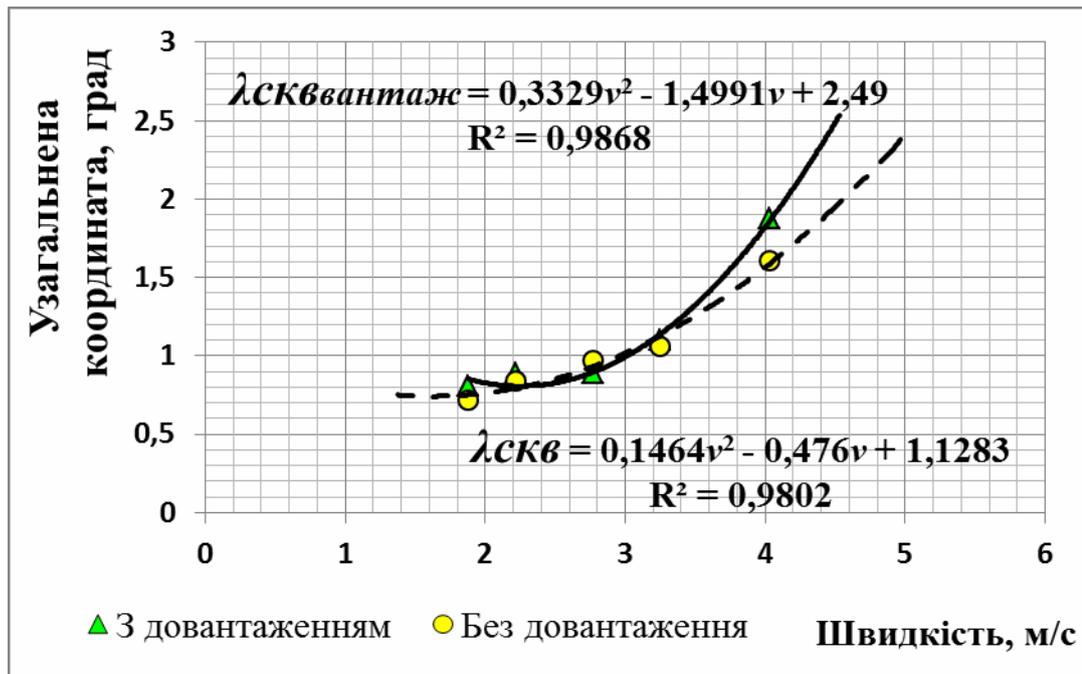


Рис. 4.18 Графічна залежність зміни середньоквадратичного відхилення узагальненої координати стояка від поступальної швидкості агрегату (з перерахунку за тарувальними залежностями рис. 4.4, зміна узагальненої координати на 1 град відповідає відхиленню стояка на 16 мм)

Поверхні відгуку результатів експериментальних досліджень наведено у Додатку Ж.

Оцінювання результатів вимірювань виконане на основі концепції невизначеності [42]. Розширена невизначеність отримана множенням стандартної невизначеності на коефіцієнт охоплення  $k=2$ , що визначає інтервал з рівнем довіри який дорівнює 95 % за допустимого нормального розподілу. Оцінювання невизначеності проведено у відповідності з «Guide to the expression of uncertainty in measurement» [42].

Розширені невизначеності для вимірюваних величин, отриманих в результаті досліджень, наведено в таблиці 4.3.

**Розширені невизначеності  $U$  вимірюваних величин (з перерахунками за тарувальними залежностями рис. 4.2-4.4)**

Вимірювана величина	Без довантаження	З довантаженням
Тяговий опір $F$ , Н	5,54	3,45
СКВ тягового опору $F_{СКВ}$ , Н	4,6	2,141
Відхилення стояка $\delta$ , мм	2,73	1,8185
СКВ відхилень $\delta_{СКВ}$ , мм	2,13	1,0324
Узагальнена координата $\lambda$ , град	0,24	0,17
СКВ узагальненої координати $\lambda_{СКВ}$ , град	0,16	0,07

Порівнюючи невизначеності вимірюваних величин, можна зробити висновок, що з баластним довантаженням на робочому органі (оптимальною зведеною масою) вплив випадкових складових тягового опору на процес взаємодії сферичного диска на пружному стояку з ґрунтом, щонайменше в півтора раза, менший. Тобто, збільшення віброактивності робочого органу, отримане в результатах досліджень (рис. 4.13; 4.15; 4.18), відбувається саме за рахунок коливань пружного стояка.

Проведено порівняння теоретичних та експериментальних результатів досліджень зміни узагальненої координати під час виконання технологічного процесу (рис. 4.19, 4.20).

Отримані експериментально закони середнього значення узагальненої координати пружного стояка відповідають тенденції теоретичної залежності (при збільшенні зведеної маси узагальнена координата зменшується). Різниця значень за різних режимів руху агрегата зростає в міру збільшення швидкості, інтенсивність зниження при швидкості 4 м/с більша на 1,33% від теоретичної залежності. Середнє відхилення експериментальних даних (режим 2,77 м/с) від теоретичних становить 0,164 град., що не перевищує розширеної невизначеності вимірювань.

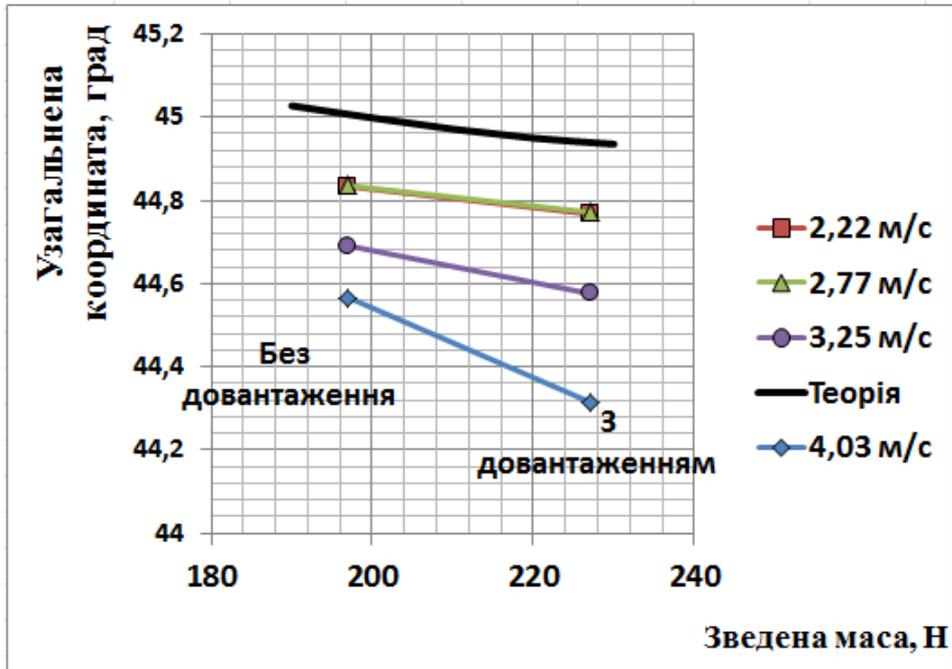


Рис. 4.19. Порівняння теоретичних залежностей та експериментальних даних (значення узагальненої координати в положенні динамічної рівноваги)

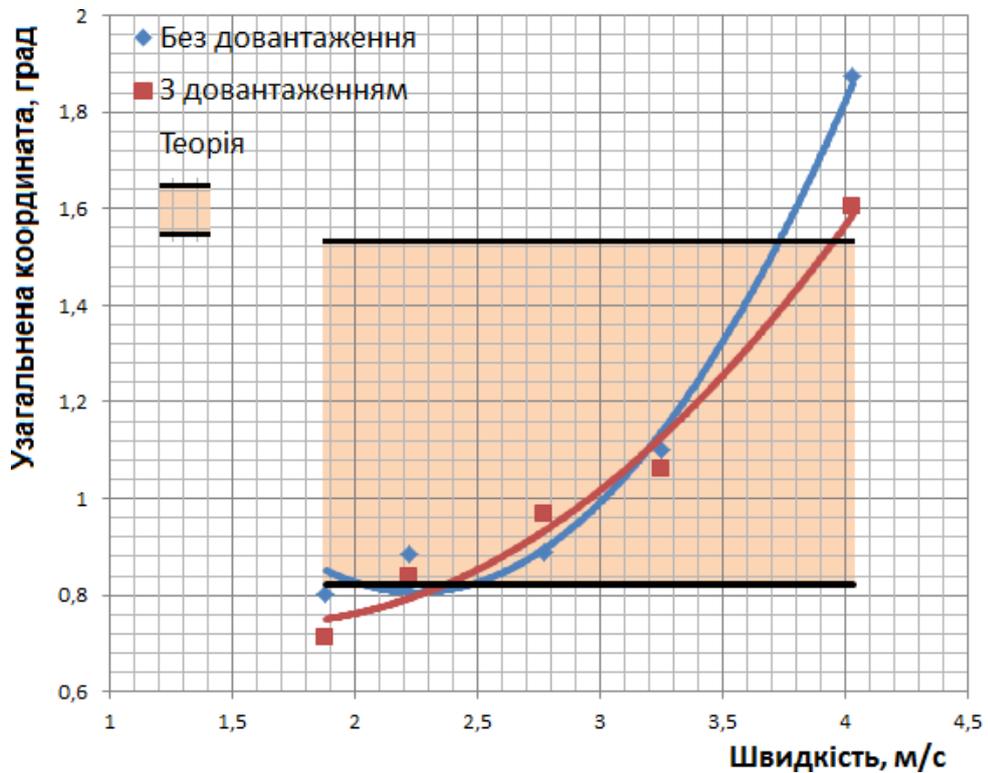


Рис. 4.20. Порівняння теоретичних залежностей та експериментальних даних (значення узагальненої координати наведено як середньоквадратичне відхилення від положення динамічної рівноваги)

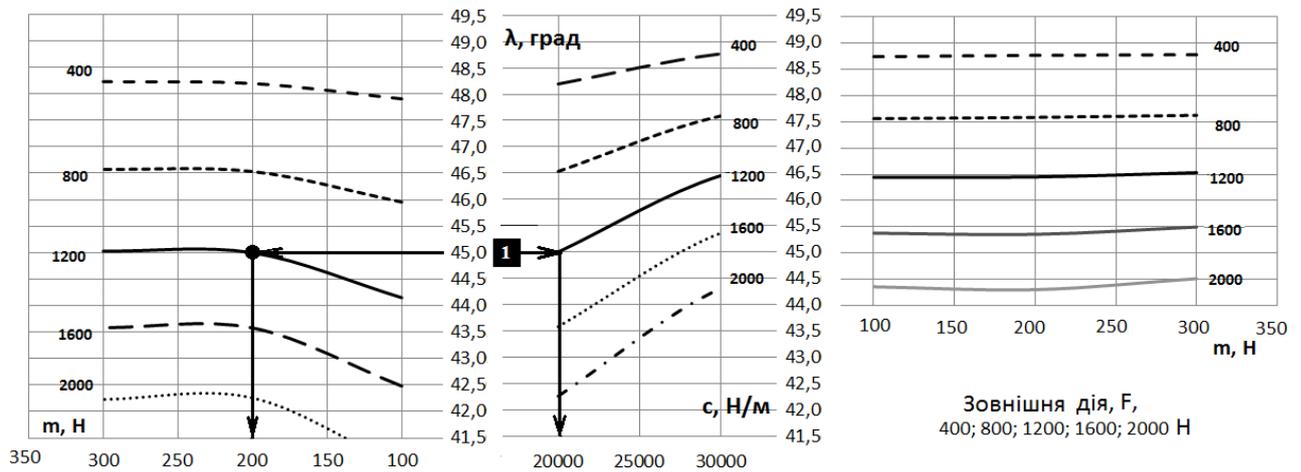
У співставленні теоретично отриманих залежностей відхилень узагальненої координати від положення динамічної рівноваги з середньоквадратичними значеннями експериментальних даних помітно суттєве їх зближення за областю значень. Нижня межа області значень, отриманих теоретичним шляхом (рис. 4.22), зближується з експериментальними даними за режиму 2,22 м/с, верхня межа за режиму – 3,25 м/с, при цьому відхилення за значеннями перевищують невизначеність вимірювань в 4,3 і в 1,7 раза відповідно. Тобто, можна зробити висновок, що відхилення від положення динамічної рівноваги визначають впливом ґрунтового середовища, проте із збільшенням зведеної маси невизначеність стає меншою – процес взаємодії сферичного диска на пружному стояку з ґрунтом набуває кращої керованості в 2,5 раза.

На основі аналізу експериментальних досліджень запропоновано методику інженерних розрахунків, що наведена у вигляді номограм (рис. 4.21) визначення оптимальних параметрів пружного стояка дискового робочого органу.

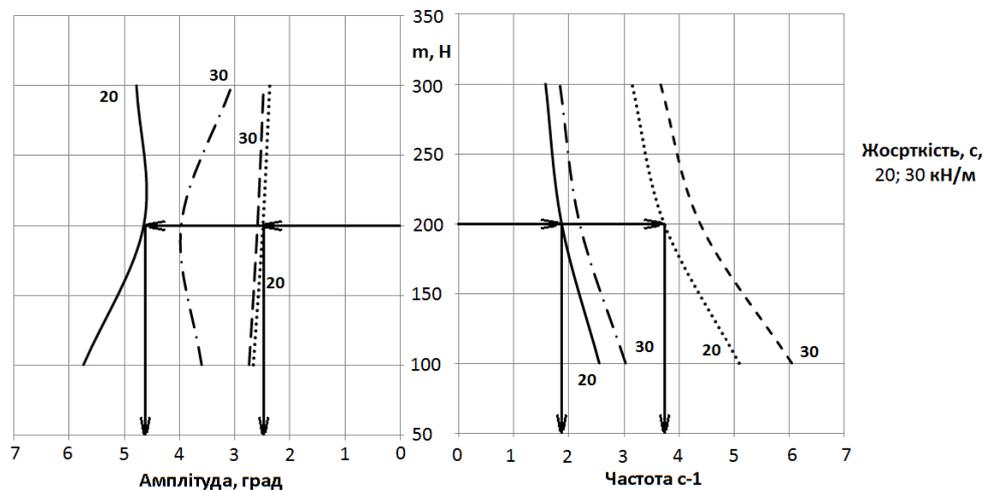
Таким чином, підтверджено гіпотезу про підвищення ефективності дискового ґрунтообробного агрегата шляхом введення в його конструкцію пружних стояків з обґрунтованими конструкційними параметрами та динамічними характеристиками на підставі процесу його взаємодії з ґрунтовим середовищем по схемі саморегулювання в системі «ґрунт – диск – пружний стояк».

### **Висновки до четвертого розділу**

1. Згідно розробленої методики проведені експериментальні дослідження процесу взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтовим середовищем, що включали дослідження дії факторів зведеної маси і швидкості агрегата на тяговий опір робочого органу та пружні відхилення стояка.



а)



б)

Рис. 4.21. Номограма визначення оптимальних конструкційних параметрів (а) та динамічних характеристик (б) пружного стояка дискового робочого органу

2. Апробовано лабораторні методи та експериментальну установку (технічний засіб) для випробування пружних стояків дискових робочих органів ґрунтообробних агрегатів. Встановлено значення зведеної маси, характеристики жорсткості та частоти вільних коливань пружного стояка використано як апостеріорну інформацію для польових досліджень.

3. Досліджено процес взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтом та встановлено, що він є нестационарним, а його статистичні характеристики змінюються в часі (середньоквадратичне значення тягового опору становить  $B = 25$  кг, пружних відхилень –  $B = 10$  мм), що є

проявом саморегулювання в системі «грунт – диск – пружний стояк» по умовах роботи в ґрунтовому середовищі та впливу мезо- і мікрорельєфу поверхні поля. Отримані експериментальні залежності підтверджують теоретичні висновки про те, що для підвищення енергоефективності обґрунтування стояка необхідно виконувати за динамічними характеристиками.

4. Досліджено ефективну ширину спектра коливань пружного стояка дискового робочого органу яка проявляється в діапазоні 0-8 Гц та встановлено, що серед гармонік основного тону виділяються вільні коливання стояка з частотою 4,3 Гц.

5. Досліджено зміну відгуку пружного стояка на взаємодію з ґрунтовим середовищем у разі оптимізації зведеної маси (баластного довантаження на робочому органі). Встановлено, що без довантаження зростання тягового опору від швидкості склало 17 %, а з довантаженням до оптимального значення зведеної маси – 11 %, що вказує на вагомість впливу зведеної маси на перебіг процесу. Отримані експериментальні залежності доповнюють теоретичну частину, за поступальної швидкості агрегата 4 м/с різниця між варіантами оптимізації зведеної маси становить 10 %.

6. Встановлено ступінь впливу факторів на показники пружних відхилень стояка та складені уточнені рівняння регресії за якими визначено, що коливання типового пружного стояка без довантаження зростає майже лінійно і в діапазоні швидкостей від 1,9 до 4 м/с зростає на 78 %, а з оптимізованою зведеною масою на 136 % – в 2,36 раза, підтверджуючи теоретичні висновки, що від зростання коливань на робочому органі імовірно осередки утворення ущільненого ядра в'язко-пластичного деформованого ґрунту постійно розсіюються, а частинки ґрунту від таких коливань рухаються з меншим коефіцієнтом тертя метал-ґрунт по поверхні дискового робочого органу.

7. Встановлено, що застосування пружних стояків з обґрунтованими конструкційними параметрами (жорсткістю  $20 \div 40$  кН/м, зведеною масою  $100 \div 300$  Н) та динамічними характеристиками (частота 2-6 Гц, середньоквадратичне відхилення коливань 1,2-1,8 град.) дає можливість

зменшити енергоємність процесу обробітку ґрунту дисковим робочим органом на 5-7 % в межах агротехнічного допуску рівномірності ходу по глибині робочого органа.

8. Вперше обґрунтовано рекомендовані режими руху дискового ґрунтообробного агрегата з пружними стояками, що забезпечують виконання вихідних техніко-технологічних вимог. За критерієм максимально можливої швидкості роботи дискового агрегата (отримання максимальної продуктивності) раціональними є швидкісні режими до 4 м/с (14,5 км/год), де агротехнічні вимоги витримуються. Для підвищення енергоефективності агрегата за критерієм мінімального тягового опору 130,92 кг, оптимальний швидкісний режим становить 2,77 м/с (10 км/год).

9. Встановлено, що з оптимізованою зведеною масою вплив випадкових складових на процес взаємодії сферичного диска на пружному стояку з ґрунтом, щонайменше в півтора рази, менший за показником розширеної невизначеності вимірюваних величин тягового опору та пружних відхилень.

10. Запропоновано методику інженерних розрахунків, що наведена у вигляді номограми оптимальних параметрів пружного стояка дискового робочого органу агрегата для поверхневого обробітку ґрунту

## 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ВПРОВАДЖЕННЯ ПРУЖНИХ СТОЯКІВ ДЛЯ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

Розрахунки проведено на основі результатів порівняльних випробувань серійного (базового) агрегату ДЛ-2,5 та цього ж агрегату з пружними стояками з оптимізованими параметрами (рис. 5.1).



Рис. 5.1. Зовнішній вигляд дискового ґрунтообробного агрегату ДЛ-2,5 з трактором

Агрегат ґрунтообробний ДЛ-2,5 [48] призначений для лущення стерні, основного та передпосівного мілкої обробітку ґрунту під зернові, технічні та кормові культури; подрібнює та загортає у ґрунт пожнивні рештки та стебла бур'янів; застосовується для поліпшення лугів та пасовищ, а також для підготовки ґрунту під посів озимих по зайнятому парі.

Агрегат складається: з рами, механізму навішування агрегата на трактор, дискових робочих органів, пружинної борони, пруткового котка.

Рама агрегату має прямокутну форми. Зварена з двох поперечних квадратних труб (100×100) мм та двох поздовжніх сталевих смуг шириною 120 мм. В проміжку між поздовжніми смугами поперечні труби з'єднані вставками

двотаврового профілю. На верхніх полицях поперечних труб приварені спеціальні кронштейни для кріплення навісної системи, провушини для під'єднування та регулювання пружинної борони і пруткового котка. На задніх бокових полицях поперечних труб приварені гнізда для кріплення пружних стояків розпушувальних дисків.

Механізм навішування грегату на трактор – три точковий, який передбачає ручне під'єднування агрегату до енергозасобу.

Дискові робочі органи мають сферичну форму з сегментними вирізами по периметру. Кожен з дисків обладнаний власною підшипниковою опорою і через пружний стояк кріпиться індивідуально до рами за допомогою болтових з'єднань. Диски розташовані на рамі у два ряди. Відстань між рядами – 800 мм. Відстань між дисками в ряду – 250 мм.

Під час руху агрегату по оброблюваному полю розпушувальні диски вриваються в ґрунт на встановлену глибину, зсувають його вбік (передній ряд дисків – у правий бік, а задній – у лівий бік) з перевертанням зрізаного пласта. Одночасно з цим диски здійснюють подрібнення пожнивних решток з частковим їх загортанням у ґрунт та підрізання бур'янів.

Після цього оброблений таким чином поверхневий шар ґрунту ущільнюється прутковим котком.

Основні технічні характеристики агрегата наведено в додатку 3. Експлуатаційно-технологічні показники агрегата наведено в таблиці 5.1.

Основними критеріями економічної ефективності застосування покращеної техніки є економічний ефект, одержаний за рахунок зміни структури витрат. Розрахунок економічних показників виконано за методами ДСТУ 4397:2005 [88], що встановлює загальні положення, показники економічного оцінювання та методи їх визначення на етапі випробування сільськогосподарських машин (таблиця 5.2).

**Експлуатаційно-технологічні показники**

Показник	Значення показника за даними випробувань
Вид роботи	Стерня гречки
Швидкість руху, км / год:	
робоча	12,7
транспортна	20,0
Ширина захвату, м:	
конструкційна	2,5
робоча	2,35
Продуктивність, га, за годину часу:	
основного	2,98
змінного	2,26*
експлуатаційного	2,12
Експлуатаційно-технологічні коефіцієнти:	
технологічного обслуговування	1,0
надійності технологічного процесу	1,0
використання змінного часу	0,76*
використання експлуатаційного часу	0,71

\* – визначено з врахуванням параметрів типового модельного господарства:

середній розмір поля – 90 га;

середньозважена довжина гону – 0,9 км;

відстань від поля до бригади – 3 км;

відстань від поля до поля – 1 км.

Зміна сукупних витрат вдосконаленої машини відбулася за рахунок зменшення витрат на паливно-мастильні матеріали в структурі прямих експлуатаційних витрат (таблиця 5.3).

В загальній сумі прямих експлуатаційних витрат покращений агрегат має на 3% менші витрати.

Річний економічний ефект від експлуатації вдосконаленого агрегата визначають за формулою

$$E_P = P_6 - P_H, \quad (5.1)$$

де  $P_6, P_H$  витрати на одиницю напрацювання відповідно базової (серійної) та нової (вдосконаленої машини).

$$E_P = 131,5 - 121,95 = 9,55 \text{ грн/га}$$

Таблиця 5.2

### Вихідні дані та розрахунок економічних показників

Назва показника	Значення показника	
	Базова машина	Покращена машина
Продуктивність, га за годину часу: змінного експлуатаційного	2,26	2,26
	2,12	2,12
Строк служби, років: енергосасобу агрегата	10	10
	10	10
Кількість обслуговуючого персоналу, (механізаторів), осіб	1	1
Річне нормативне завантаження, год: енергосасобу агрегата	1600*	1600
	200*	200
Коефіцієнт відрахувань на (енергосасіб, /с.- г. машину): - амортизацію - поточний ремонт і ТО	0,1 / 0,1*	0,1 / 0,1
	0,13 / 0,007*	0,13 / 0,007
Ціна палива, грн/ л	62,00	62,00
Питомі витрати палива, л / га	5,5	5,11

\*\* – Економічний довідник аграрника [48].

Таблиця 5.3

### Структура прямих експлуатаційних витрат, грн/га

Стаття витрат	Базова машина	Покращена машина
Заробітна плата	470,87	470,87
Амортизація	67,15	67,15
Ремонт і ТО	64,35	64,35
Паливо	341	316,82

Методи випробувань поширюються на пружні стояки, до яких прямо чи опосередковано кріпиться сферичний, конічний або плоский диск (-и) як ґрунтообробний робочий орган, який має вісь обертання, встановлену на підшипниках, та співвідношення з масою стояка 0,5-3.

#### Висновки до п'ятого розділу

1. За результатами випробувань та на основі стандартної методики визначена техніко-економічна ефективність впровадження обґрунтованих за конструкційними параметрами та динамічними характеристиками пружних стояків робочих органів. Річний економічний ефект від впровадження пружних стояків з обґрунтованими параметрами, який досягнуто завдяки підвищенню енергоефективності вираженому в зменшенні витрат на паливно-мастильні матеріали (на 7,8% менше від витрат у базової машини) становить 9,55 грн/га при забезпеченні якості обробітку ґрунту відповідно до вимог технологічного процесу, що підтверджує доцільність впровадження.

2. Розроблені та удосконалені методики за результатами випробувань використано для визначення параметрів та характеристик пружного стояка, а також для визначення придатності стояка функціонувати у передбачуваних умовах застосування на дискових ґрунтообробних агрегатах для поверхневого, мілкого та середньо глибинного обробітку. Методику викладено в нормативному документі СОУ 71.2-37-04604309-028: «Сільськогосподарська техніка. Стояки пружні дискових робочих органів. Методи випробувань».

3. Результати досліджень впроваджено у виробничі процеси підприємств з виготовлення ґрунтообробної та посівної техніки СФГ «Олександр» Хмелівської області. Впроваджено результати теоретичних та експериментальних досліджень параметрів пружного стояка для дискового ґрунтообробного робочого органу. Обґрунтовано оптимальні режими виконання технологічного процесу дисковим ґрунтообробним агрегатом, за яких виконуються агротехнічні вимоги до якості обробітку ґрунту.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

У кваліфікаційній роботі наведено теоретичне узагальнення та вирішення науково-практичного завдання підвищення ефективності дискових ґрунтообробних агрегатів шляхом обґрунтування конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружних стояків робочих органів в системі «ґрунт – диск – пружний стояк».

1. Досліджено, що конструкційний спосіб встановлення сферичних дисків на індивідуальних пружних стояках підвищує техніко-технологічні властивості агрегата. Диски, встановлені на пружних стояках, виконують коливання, які знижують енерговитрати під час обробітку ґрунту.

Динамічні характеристики системи «ґрунт – диск – пружний стояк», що чинять вплив на показники процесу взаємодії з ґрунтом, недостатньо вивчені та потребують додаткового дослідження.

2. Запропоновано структурну схему процесу взаємодії сферичного диска з ґрунтом, в якій коливання робочого органу на пружному стояку, з певною амплітудою і частотою, створює зворотний зв'язок в системі «ґрунт – диск – пружний стояк».

Розроблено математичну модель та здійснено теоретичне дослідження зміни сил опору дискового робочого органу на пружному стояку. Динамічні характеристики пружного стояка під час функціонування агрегата визначено в межах варіювання жорсткості від 20 до 40 кН/м, зведеної маси від 100 до 300 Н, сили тягового опору від 200 до 2000 Н.

3. Вперше досліджено коливання пружного стояка з причин нестационарності технологічного процесу. Визначено еквіваленти зміни параметрів пружного стояка відповідно до зведеної маси та жорсткості. А саме, амплітуда основного коливання стояка зростає на 1 град. від зміни зведеної маси на 280 Н, або жорсткості пружного стояка – на 32 кН/м. Частота основного коливання стояка зростає на 1 Гц від зміни зведеної маси на 150 Н, або жорсткості пружного стояка – на 27 кН/м.

4. За розробленими методами тарування пружного стояка на експериментальній установці отримано залежності «відхилення» та «навантаження». Останні свідчать, що залежність відхилень стояка від навантаження має лінійний характер, стояк з динамічними характеристиками та конструкційними параметрами досліджуваного зразка має декремент коливань 0,08, зведену масу – 197 Н, частоту власних коливань – 4,3 Гц.

Встановлено, що процес взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтом є нестационарним, а його статистичні властивості змінюються в часі. Підтверджено припущення, що сила опору ( $F_{опору}$ ) може розглядатися як сума «регулярної» складової та складової динамічних відхилень, обумовлених неоднорідністю процесу взаємодії з ґрунтом.

5. Отримані з експериментальних досліджень залежності свідчать про зміну характеристик взаємодії з ґрунтовим середовищем робочого органу на пружному стояку за умови зміни зведеної маси. При роботі агрегату, з типовими пружними стояками, зростання сили тягового опору при зміні швидкості від 2 до 4 м/с склало 17 %, при роботі зі стояками з обґрунтованими показниками зведеної маси – 11 %, що підтверджує вагомість впливу зведеної маси на показники процесу. За швидкості агрегата 4 м/с перевага пружних стояків з обґрунтованими параметрами становить різницю у 5 %, або 60 Н на кожен стояк.

Зміна відгуку пружного стояка (з обґрунтованою зведеною масою) на взаємодію з ґрунтовим середовищем викликає зростання середньоквадратичного відхилення на 10%, що означає збільшення коливальної енергії на робочому органі в межах забезпечення якості виконання технологічного процесу згідно з вимогами до рівномірності глибини обробітку.

6. З використанням удосконаленої методики оцінювання результатів вимірювань визначено, що вплив випадкових складових на процес взаємодії системи «ґрунт – диск – пружний стояк», щонайменше в півтора рази, менший для робочих органів з обґрунтованою зведеною масою.

Середня різниця експериментальних та теоретичних даних за параметром відхилень стояка становить 0,164 град. (режим швидкості 2,77 м/с), що не перевищує розширеної невизначеності вимірювань.

7. Визначені за результатами досліджень рекомендовані раціональні параметри пружних стояків: жорсткість (20 – 40 кН/м); зведена маса (100 – 300 Н), частота (1,6 – 4 і 3,5 – 7 Гц) та амплітуда (1 – 9 і 2,5 град) коливань. Встановлено, що застосування пружних стояків з визначеними параметрами, у порівнянні з типовим пружним стояком, параметри якого обґрунтовано лише за функціональною необхідністю захисту робочого органу від перевантаження, дає можливість зменшити енергоємність процесу обробітку ґрунту дисковим робочим органом на 7 %, не погіршуючи при цьому якість виконання технологічного процесу.

8. Очікуваний економічний ефект від впровадження пружних стояків з встановленими параметрами досягається завдяки зменшенню тягового опору (витрат на паливно-мастильні матеріали) і становить 316,62 грн/га. Результати досліджень прийнято для впровадження на СФГ «Олександр» Хмельницької області.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кравчук В. І. Алгоритм розвитку сільськогосподарського машинобудування на сучасному етапі. Техніка і технології АПК. 2011. №2 (17). С. 32–33.
2. Основні напрями ефективного використання соломи та рослинних решток у сільському господарстві і задачі досліджень / В. П. Ситник, В. В. Адамчук, Я. С. Гуков, М. І. Грицишин. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2009. Вип. 93. С. 13–22.
3. Паскарик В. Вплив стану стеблостою сільськогосподарських культур на функціональні показники широкозахватних зернозбиральних комбайнів в умовах західного регіону України. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. 2010. Вип. 14 (28). С. 191–195.
4. Гриненко О., Маринін С. Доцільність використання ґрунтообробних агрегатів з гнучким кріпленням робочих органів. Техніка і технології АПК. 2011. №2 (17). С. 32 – 33.
5. Гриненко О. Дослідження коливань дискових ґрунтообробних знарядь / О. Гриненко, С. Лебедев. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. 2011. Вип. 15 (29). С. 50 – 53.
6. Погорілий В. В. Вимоги та результати технічної експертизи сучасних систем обробітку ґрунту. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. 2008. Вип. 11 (25). С. 42 – 50.
7. Науково-технічна експертиза техніко-технологічних рішень систем обробітку ґрунту / В. І. Кравчук та ін. Київ: Фенікс, 2008. 50 с.
8. Бикова О. Рослинні рештки як засіб відтворення родючості ґрунтів у технології NO-TILL. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. 2008. Вип. 12 (26). С. 112 – 116.
9. Лінник М.К., Лукаш М.І. Технологічні та технічні аспекти використання соломи для удобрення ґрунту. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2010. Вип. 94. С. 76 – 84.

10. Лінник М.К., Висовень В.В. Технологічне та технічне забезпечення використання органічних відходів для удобрення ґрунту. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2009. Вип. 93. С. 23 – 33.
11. Hula J., Kovaricek P., Mayer V. Exploitational indicators, Diesel fuel consumption and work quality during disc tiller skimming / J. Hula, P. Kovaricek, V. Mayer. // Res. Agr. Eng. 2003. Vol. 49 (3). P. 85 - 95.
12. J. Hula, R. Šindelar, P. Kovaricek Operational effects of implements on crop residues in soil tillage operations / J. Hula, R. Šindelar, P. Kovaricek. // Res. Agr. Eng. 2005. Vol. 51 (4). P. 119 - 124.
13. Посібник. Машины для обробітку ґрунту та сівби / В. І. Кравчук та ін. / за ред. Кравчук В. І., Мельник Ю. Ф. Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. 2009. 288 с.
14. Матковский Р. Стерневая обработка почвы дисковой бороной. Аграрна техніка та обладнання. 2013. №4 (25). С. 54 – 55.
15. MV V shaped trailed single beam harrow with central trolley hydraulic folding frame [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: [http://www.maschionet.com/catalog/product/mv/uk\\_UA](http://www.maschionet.com/catalog/product/mv/uk_UA). – Заголовок з екрана.
16. Дисковые бороны 2600 / John Deere. Режим доступу до ресурсу: [http://www.deere.ua/uk\\_UA/products/equipment/tillage/2600\\_series\\_disks/2600\\_series\\_disks.page](http://www.deere.ua/uk_UA/products/equipment/tillage/2600_series_disks/2600_series_disks.page).
17. Kverneland Visio 200 / Disc Harrows / Soil Eguipment / Kverneland brand Corporate site / Home – Kverneland brand – Режим доступу до ресурсу: <http://ien.kverneland.com/Soil-Equipment/Disc-Harrows/Disc-Harrows/Kverneland-Visio-200>.
18. Case IH True\_tandem\_disk\_harrows – Режим доступу до ресурсу: [http://www.caseih.com/uk\\_ua/Products/Tillage/Documents/Brochures/true\\_tandem\\_disk\\_harrows.pdf](http://www.caseih.com/uk_ua/Products/Tillage/Documents/Brochures/true_tandem_disk_harrows.pdf).
19. Series Disk Harrow 7000/ Great Plains Ag. U. S. Режим доступу до ресурсу: <http://www.greatplainsag.com/en/products/9135/7000-series-disk-harrow>.
20. Simba Disk Harrow / Great Plains SIMBA United Kingdom – Режим доступу до ресурсу: [http://www.greatplains\\_mfg.co.uk/en-gb/products/726/simba-disc-harrow](http://www.greatplains_mfg.co.uk/en-gb/products/726/simba-disc-harrow).
21. Gregoire-Besson VL discs – Режим доступу до ресурсу: <http://www.gregoire-besson.co.uk/pdfs/discs/vl.pdf>.

22. Gregoire-Besson XR discs – Режим доступу до ресурсу: <http://www.gregoire-besson.co.uk/pdfs/discs/xr.pdf>.
23. Гриценко О.П. Теоретичні дослідження стійкості руху асиметричної дискової борони. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. – 2009. Вип. 93. С. 89 – 100.
24. A novel three-point hitch dynamometer to measure the draft requirement of mounted implements / M. Askari, M.H. Komarizade, A.M. Nikbakht, N. Nobakht, R.F. Teimourlou. *Res. Agr. Eng.* 2011. Vol. 57, No. 4. P. 78-136.
25. Семенюта А. М. Обґрунтування конструктивної схеми, параметрів та режимів роботи дискового плуга : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / Семенюта Анатолій Миколайович Мелітополь, 2013. 24 с.
26. Польовий Б.П. Шляхи вирішення технічних прорахунків дискових ґрунтообробних знарядь. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2009. Вип. 93. С. 186 – 190.
27. Дудак С.М. Дослідження впливу міждискової відстані на опір руйнування ґрунту в міждисковому просторі. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2009. Вип. 93. С. 490 – 495.
28. Погорілий В. Агрегати для загортання сидератів та рослинних решток. *Результати тестувань. Техніка і технології АПК*. 2014. №8(59). С. 7 – 11.
29. Гайденко О., Кернасюк Ю. Оцінка дискових агрегатів. *The Ukrainian Farmer*. 2013. №10 (47) жовтень. С. 94-95.
30. Gaspardo Disk Harrow – UFO 300 » Agyours International – Режим доступу до ресурсу: <http://www.agyours.com/?portfolio=gaspardo-disc-harrow-ufo-300&lang=en>.
31. Дудак С.М. Залежність висоти гребеня дна борозни після обробітку ґрунту сферичними дисками від відстані між дисками батареї і кута їх атаки. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2012. Вип. 96. С. 247 – 253.
32. Мележик В. Дослідження посівного агрегату DST-6000 в зоні півдня України. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2008. Вип. 12 (26). С. 206 – 210.

33. Фізична природа та кінематичний аналіз релаксаційних автоколивань у системі «вібраційна розпушувальна лапа – ґрунт» / Д.Г. Войтюк, Ю.В. Човнюк, Ю.О. Гуменюк, О.П. Гуцол. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2012. Вип. 96. С. 109 – 117.
34. Классификация дисковых борон (дискаторов) ООО фирма «Агрохиммаш» – Режим доступу до ресурсу: [http://www.agrohim mash.ru/Article/ar\\_klassif\\_disk\\_boron.html](http://www.agrohim mash.ru/Article/ar_klassif_disk_boron.html).
35. Šařec P., Šařec O. Employment characteristics of tine cultivators at deeper soil loosening. *Res. Agr. Eng.* 2015. Vol. 61 (2), No. 4. P. 80–86.
36. Godwin R.J. A review of the effect of implement geometry on soil failure and implement forces. *Soil and Tillage Research*. 2007. Vol. 97. P. 331–340.
37. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку / Д. Г. Войтюк та ін. / за ред. Д.Г. Войтюка Київ :Вища освіта, 2005. 464 с.
38. Šařec P., Šařec O. Comparison of work quality of disc and share cultivators (in Czech). *Land in 21st century: Evaluation and Appraisal of Agricultural Land in the Context of Natural Resource Conservation, Staré Splavy* November 1–2. 2011: Proceedings. – Prague: Institute of Agricultural Economics and Information, 2011. Voltr V. (ed.). P. 188–198.
39. Вольський В. Вітчизняні дискові агрегати / Володимир Вольський. // *The Ukrainian Farmer*. 2013. №10 (47) жовтень. С. 96 – 97.
40. Думич В., Батюк Ю. Дискові агрегати для різних умов. *The Ukrainian Farmer*. 2013. №11(48) листопад. С. 100 – 102.
41. Васильченко В. Лінійка дискових ґрунтообробних машин від Lemken. *Аграрна техніка та обладнання*. 2014. №3(28) вересень. С. 58 – 61.
42. Пат. 16441 Україна, А01В 71/00. Підшипникова опора робочого криволінійного диска на раму агрегату для обробітку ґрунту / М.І. Єсьман, В.І. Ницко, О.Д. Ткачук; заявник і патентовласник М.І. Єсьман, В.І. Ницко, О.Д. Ткачук. № u200600704; заявл. 26.01.2006; опубл. 15.08.2006, Бюл. № 8.
43. Пат. 16442 Україна, А01В 71/00. Підшипникова опора робочого криволінійного диска ґрунтообробного агрегату / М.І. Єсьман, В.І. Ницко, О.Д. Ткачук; заявник і патентовласник М.І. Єсьман, В.І. Ницко, О.Д. Ткачук. № u200600705; заявл. 26.01.2006; опубл. 15.08.2006, Бюл. № 8.
44. Пат. 37124 Україна, А01В 5/00, F16С 13/02. Підшипникова дискового робочого органу / А.П. Король, О.А. Олійник, Г.Ф. Кучеренко; заявник і

- патентовласник А.П. Король, О.А. Олійник, Г.Ф. Кучеренко. № u200604341; заявл. 18.04.2006; опубл. 25.11.2008, Бюл. № 22.
45. Пат. 15332 Україна, А01В 5/00, А01В 7/00, А01В 21/08. Вузол кріплення стійки з підшипниковою опорою робочого криволінійного диска до рами ґрунтообробного агрегату / М.І. Єсьман, В.І. Ницко, О.Д. Ткачук; заявник і патентовласник М.І. Єсьман, В.І. Ницко, О.Д. Ткачук. № u200600703; заявл. 26.01.2006; опубл. 15.06.2006, Бюл. № 6.
46. Пат. 24451 Україна, А01В 21/00, А01В 71/00. Вузол обпирання підшипникової опори робочого диска ґрунтообробного агрегату / П. В. Хлистов, Л. В. Паламарчук, Ю. М. Брижатий; заявник і патентовласник Відкрите акціонерне товариство «Виробниче об'єднання «Восход». – № u200703697; заявл. 03.04.2007; опубл. 25.06.2007, Бюл. № 9.
47. Пат. 24452 Україна, А01В 21/00, А01В 71/00. Вузол обпирання підшипникової опори робочого диска ґрунтообробного агрегату / П.В. Хлистов, Л. В. Паламарчук, Ю. М. Брижатий; заявник і патентовласник Відкрите акціонерне товариство «Виробниче об'єднання «Восход». – № u200703698; заявл. 03.04.2007; опубл. 25.06.2007, Бюл. № 9.
48. Пат. 49981 Україна, А01В 7/00. Дисковий робочий орган ґрунтообробної машини / В.А. Вольський, Б.П. Польовий, В.О. Швидя та ін.; заявник і патентовласник ННЦ «ІМЕСГ». № u200909500; заявл. 16.09.2009, опубл. 25.05.2010, Бюл. № 10.
49. Пат. 29284 Україна, А01В 5/00. Різальний вузол дискового ґрунтообробного знаряддя / М. В. Коваленко, В.І. Зеліков, В.М. Рязанов; заявник і патентовласник Відкрите акціонерне товариство «Белагромаш-сервіс». № u200709639; заявл. 27.08.2007, опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.
50. Пат. 58616 Україна, А01В 21/00, А01В 21/08, А01В 23/00, А01В 61/00. Дискова борона / О.А. Гриненко, О. В. Орламенко; заявник і патентовласник Акціонерне товариство «У.П.Е.К.». № u200911466; заявл. 11.11.2009, опубл. 26.04.2011, Бюл. № 8.
51. Пат. 81263 Україна, А01В 15/00, А01В 21/08, А01В 23/00. Прецизійний дисковий культиватор / Евен Мішель; заявник і патентовласник Евен Мішель. – №a200503491; заявл. 13.10.2003, опубл. 25.12.07, Бюл. №22.
52. Mak J., Chen Y. Simulation of draft forces of a sweep in a loamy sand soil using the discrete element method. Canadian Biosystems Engineering. 2014. Vol. 56. P. 21 – 27.

53. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування: ДСТУ 4397:2005. [Чинний від 2006-01-01]. Київ : Держспоживстандарт України, 2005. 18 с. (Національний стандарт України).
54. Економічний довідник аграрника / В.І. Дробот та ін. / за ред. Ю.А. Лузана, П.Т. Саблука Київ : Преса України, 2003 800 с.
55. Пилипюк М. В. Саморегулювання в системі «Джерело енергії – розпушувач – ґрунт». Перші наукові кроки – 2025: збірник наукових праць ХІХ Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів та молодих науковців (17 квітня 2025 р., м. Кам'янець-Подільський). Кам'янець-Подільський, 2025. С. 69.
56. Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського вирощування : підручник. В 2 т. Т. 1 / А. В. Рудь та ін. Київ : Агроосвіта, 2012. 584 с.
57. Механізація, електрифікація та автоматизація сільськогосподарського вирощування : підручник. В 2 т. Т. 2 / А. В. Рудь та ін. Київ : Агроосвіта, 2012. 432 с.
58. Левицька Ю. О. та ін. Основи агрономії. Київ : Аграрна освіта, 2008. 382 с.
59. Кравченко М. С. Томашевський З. М. Практикум із землеробства. Київ : Мета, 2003.
60. Мельник А. В. Агробіологічні особливості вирощування соняшнику та ріпаку ярового в умовах Північно-Східного Лісостепу України. Аналітичний огляд та результати дослідження : монографія. Суми : Унів. кн., 2007. 228 с.
61. Типові норми продуктивності і витрати палива на передпосівному обробітку. Київ : НДІ Укראгропромпродуктивність, 2005. 672 с.
62. Типові норми продуктивності і витрати палива на сівбі, садінні і догляді за посівами. Київ : НДІ Укראгропромпродуктивність, 2005. 424 с.
63. Пастухов В. І Довідник з машиновикористання в землеробстві : навч. посіб. Харків : Веста, 2001. 344 с.
64. Саблук П. Т. Технологічні карти та витрати на вирощування сільськогосподарських культур. ННЦ Інститут аграрної економіки, 2005. 292 с.
65. Іванишин В. В., Рудь А. В., Грушецький С. М. Машини та обладнання в тваринництві : підручник. Кам'янець-Подільський : ЗВО «ПДУ» : ТОВ «Друкарня «Рута», 2022. 468 с.
66. Машини і обладнання для тваринництва. / І. І.Ревенко, та ін. Ніжин : видавець ПП Лисенко М. М., 2016. 584 с.

67. Машини та обладнання для тваринництва : посібник-практикум / І. І. Ревенко та ін. Київ : Кондор, 2011. 396 с.
68. Проектування сільськогосподарських машин : навч. посіб. для виконання курсових проектів з розробки сільськогосподарської техніки при підготовці фахівців напряму 6.100202 «Процеси, машини та обладнання агропромислового вирощування». 2-ге видання доп. і перероб. І. М. Бендера, та ін. Кам'янець-Подільський : ФОП Сисин О. В., 2011. 640 с.
69. Експлуатація машин і обладнання : підручник / Іванишин В.В., Лабазюк П.П., Рудь А.В., Грушецький С.М. Заклад вищої освіти «Подільський державний університет». Кам'янець-Подільський : ТОВ «Друкарня «Рута», 2023. 600 с.
70. Методичні рекомендації до виконання та оформлення дипломної роботи для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності Н7 «Агроінженерія» / Ю.І. Панцир, А.В. Рудь, В.І. Дуганець, В.І. Дуганець, Л.С. Шелудченко, С.М. Грушецький, С.П. Комарніцький. За ред. В.І. Дуганця. Кам'янець-Подільський: ЗВО «ПДУ», 2025. 52 с.

## ДОДАТОК А



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»  
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ  
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ І СИСТЕМОТЕХНІКИ  
ІМЕНІ МИХАЙЛА САМОКИША

**Кваліфікаційна робота**

на тему:

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖНИХ СТОЯКІВ  
ДИСКОВИХ ҐРУНТООБРОБНИХ МАШИН**

здобувач вищої освіти освітнього ступеня «магістр»  
освітньо-професійної програми «Агроінженерія»  
спеціальності 208 «Агроінженерія» денної форми навчання  
**ПИЛИПЮК Микола Володимирович**

Науковий керівник:  
кандидат технічних наук, доцент  
**ГРУШЕЦЬКИЙ Сергій Миколайович**

м. Кам'янець-Подільський, 2025 р.

**МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ**

**Мета дослідження** – підвищення ефективності функціонування дискових ґрунтообробних агрегатів шляхом обґрунтування конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружних стояків робочих органів.

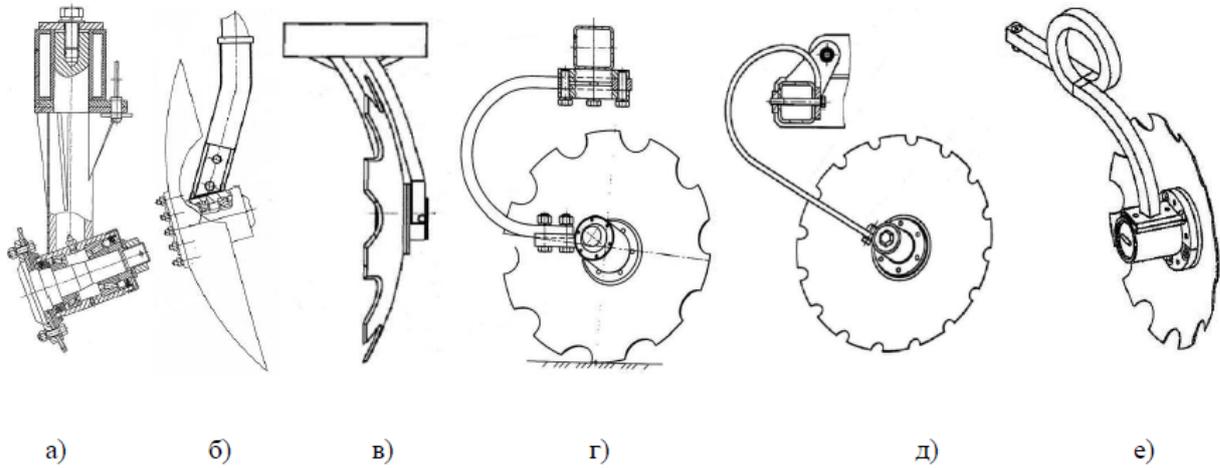
**Об'єкт дослідження** – процес взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтовим середовищем, що враховує випадковий характер реакції ґрунту.

**Предмет дослідження** – закономірності впливу пружного стояка дискового робочого органу на його взаємодію з ґрунтовим середовищем.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано такі **завдання** дослідження:

- проаналізувати і класифікувати способи кріплення сферичних дисків до рами, узагальнити практичні та теоретичні дослідження пружних стояків та їх аналогів, визначити перспективні шляхи вдосконалення конструкцій;
- провести теоретичні дослідження процесу взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтом та розробити його структурну схему;
- розробити математичну модель руху пружного стояка зі сферичним диском, встановити його конструкційні параметри і динамічні характеристики та їх вплив на коливання стояка з причин нестационарності технологічного процесу і зміни сили опору під час функціонування агрегату;
- розробити методик досліджень конструкційних параметрів і динамічних характеристик пружних стояків та експериментальну установку для її виконання;
- оцінити вплив конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружного стояка робочого органу на ефективність роботи агрегату з урахуванням випадкового характеру зовнішньої дії реакції ґрунту;
- оцінити техніко-економічну ефективність запропонованих технічних рішень конструкції пружних стояків.

## КОНСТРУКЦІЇ СТОЯКІВ ДЛЯ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ, ЗАПАТЕНТОВАНІ В УКРАЇНІ



- а) – жорсткий прямолінійний стояк з підшипниковим вузлом робочого диска; б) – жорсткий стояк з двох відрізків під тупим кутом до осі підшипникового вузла робочого диска; в) – стояк з двох стержнів поверхні робочого диска; г) – пружний стояк С-подібної форми; д) – спіральний стояк; е) – гвинтоподібний стояк

3

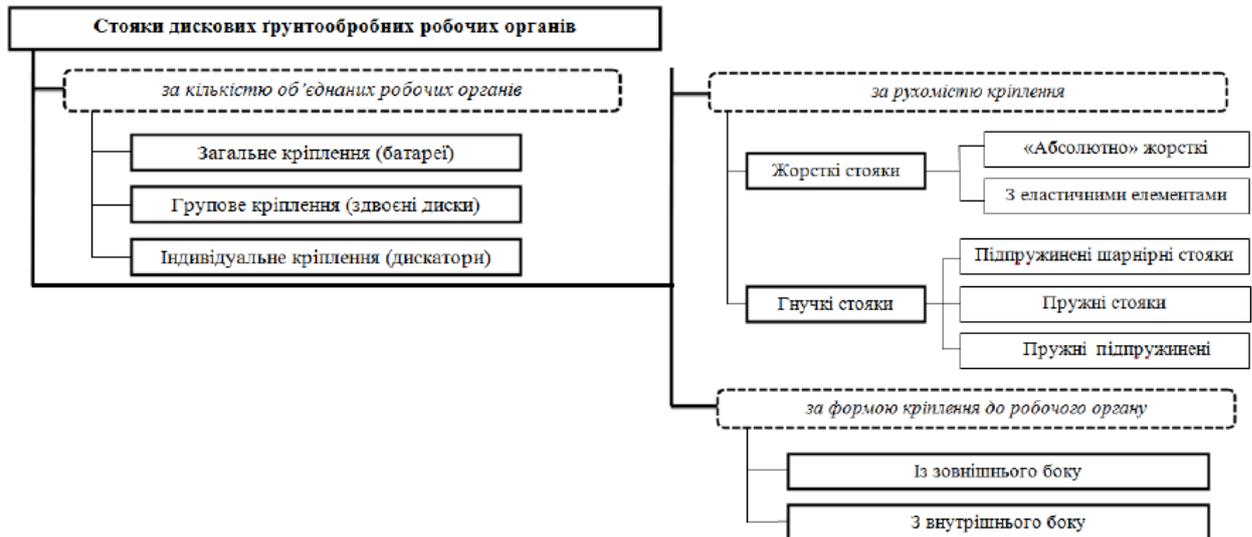
## ВРАЗИКИ КОНСТРУКЦІЙ ПРУЖНИХ СТОЯКІВ ІНОЗЕМНИХ ВИРОБНИКІВ



- а) – LEMKEN коротка борона Heliodor; б) – AGRISEM лушительник DISC-O-MULCH; в) – MANDAM коротка дискова борона серії TAL; г) – SIMBA Great Plains лушительник X-Press

4

## КЛАСИФІКАЦІЯ СТОЯКІВ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗА КОНСТРУКЦІЄЮ КРІПЛЕННЯ



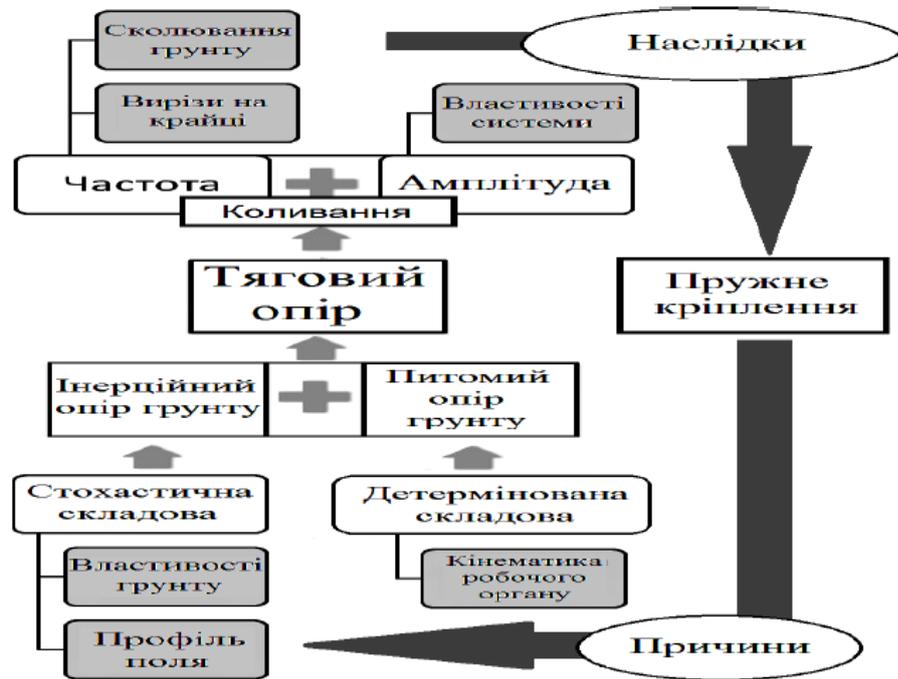
5

## СХЕМА САМОРЕГУЛЮВАННЯ В СИСТЕМІ «ДЖЕРЕЛО ЕНЕРГІЇ – РОЗПУШУВАЧ – ҐРУНТ»



6

## СТРУКТУРНА СХЕМА ДІЮЧИХ ФАКТОРІВ У ПРОЦЕСІ ВЗАЄМОДІЇ ПРУЖНО ЗАКРІПЛЕНОГО ДИСКА З ҐРУНТОМ

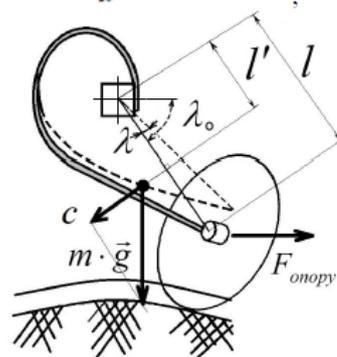


7

## РОЗРАХУНКОВА СХЕМА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ

Виразимо основні діючі моменти аналітичними виразами. Момент відносно точки кріплення стійка до бруса рами з урахуванням рівнодійної пружних сил, що виникають від ваги агрегату, яка припадає на стійку та зовнішньої дії (опору ґрунту), буде дорівнювати:

$$M_{\text{пруж}} = c \cdot l^2 \cdot \sin \lambda, \quad (4)$$



Розрахункова схема динамічної моделі:  $\lambda$  – узагальнена координата (кут відхилення стійки від положення рівноваги), град;  $c$  – коефіцієнт жорсткості стійки, Н/м;  $m \cdot g$  – сила ваги (зведена маса дискового робочого органу, підшипникового вузла та частини ваги стійки, що бере участь у коливанні), Н;  $F_{\text{опору}}$  – сила опору ґрунту, Н;  $l$  – зведена довжина стійки (пряма від початку відліку, що жорстко пов'язаний з корпусом агрегату і переміщується поступально разом з ним до точки перетину з віссю обертання диска у вертикальній площині), м;  $l'$  – відстань по зведеній довжині до перетину з перпендикуляром до  $l$  від центра ваги стійки з диском, м

8

## ЗМІНА УЗАГАЛЬНЕНОЇ КООРДИНАТИ

$$\lambda = \mu_0 + 2 \cdot \arcsin(k \cdot \sin C_0(t - t_0)). \quad (19)$$

Рівність (19) описує закон руху системи «грунт – диск – пружний стаяк» під час процесу обробітку ґрунту і показує: коливання не гармонічні, не стохастичні, їх період  $4/C_0 K(k)$ , амплітуда  $-\mu_0$ . За аналітичним рівнянням (19) отримано графічні залежності (рис. 3).

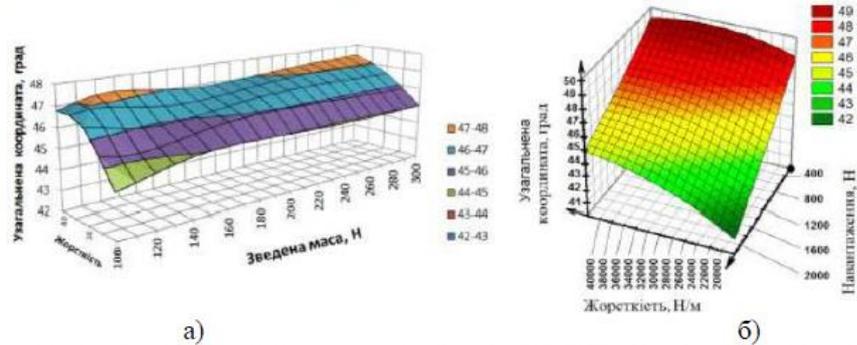


Рис. 3. Зміна узагальненої координати: а – від величини зведеної маси та жорсткості пружного стаяка ( $\vec{F}_{\text{іопору}} = 1200 \text{ Н}$ ); б – від величини навантаження.

За коливаннями пружного стаяка виконано спостереження показника якості виконання технологічного процесу дискатором – рівномірності ходу по глибині робочого органа, що може бути забезпечено за умови:

$$H \cdot (1 - \sin \lambda) \leq \Delta, \quad (20)$$

де  $\Delta$  – агротехнічний допуск рівномірності ходу по глибині робочого органа (для дискових знарядь середньоквадратичне відхилення – 15 мм);  $H$  – відстань по вертикалі між горизонтальною площиною в точці кріплення пружного стаяка з рамою агрегата до дна борозни обробленого ґрунту, мм.

Перевищення допустимого значення амплітуди коливань системипорушує рівномірність обробітку ґрунту. **9**

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА

Для проведення експериментальних досліджень (випробування та оцінювання роботоzдатності пружних стаяків) розроблено експериментальну установку (рис. 4).

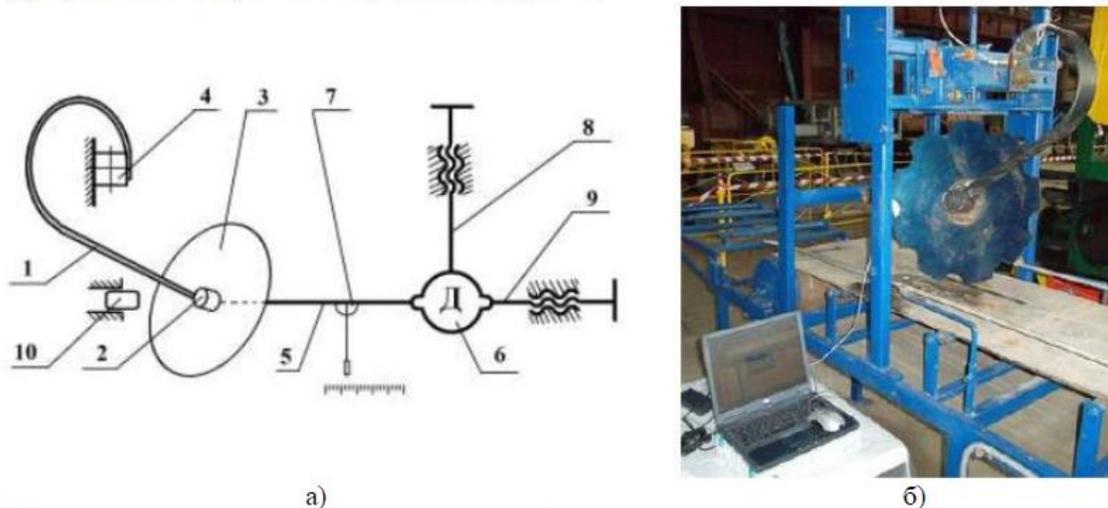


Рис. 4. Експериментальна установка (технічний засіб) для випробування та оцінювання роботоzдатності пружних стаяків: а – структурна схема; б – загальний вигляд; 1 – пружний стаяк сферичного диска; 2 – підшипниковий вузол; 3 – робочий орган (сферичний диск); 4 – нерухома основа; 5 – трос; 6 – динамометр; 7 – рівень; 8 – гвинтовий вертикальний регулятор; 9 – гвинтовий горизонтальний регулятор; 10 – ударний механізм для виведення стаяка з положення рівноваги.

## СХЕМА ДОСЛІДЖЕНЬ

Моделювання зміни динамічних характеристик пружних стояків проводили додаванням зосереджених мас до кріплення робочого органу з підшипниковим вузлом (фактор впливу на рівнях: зведена маса та маса плюс додана вага). Дослідження проведено з використанням багаторівневого експерименту. Особливостями та водночас перевагами цієї схеми є найбільш повне оцінювання процесу дослідження (табл. 1). Підвищення інтенсивності зовнішньої дії (збільшенням поступальної швидкості) визначає рівень впливу на пружний стояк, а баластне довантаження – підрівень.

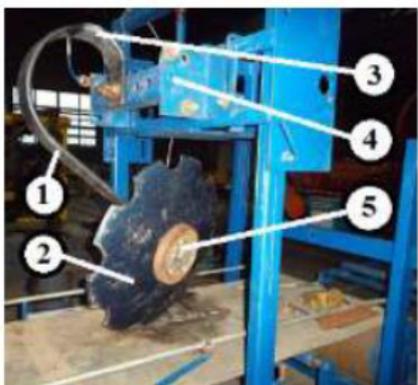
Таблиця 1

Фактор впливу				Параметр оптимізації					
Поступальна швидкість, $v$ , км/год		Зведена маса, $m$ , Н		Зовнішня дія / тяговий опір, $H$		Відхилення, мм		Узагальнена координата, град.	
Рівень (всього рівнів)	Інтервал варіювання	Рівень (всього рівнів)	Інтервал варіювання	Середнє значення	Середньоквадратичне відхилення	Середнє значення	Середньоквадратичне відхилення	Середнє значення	Середньоквадратичне відхилення
1 (5)	2	30	0,5 (2)	$F$	$F_{СКВ}$	$\delta$	$\delta_{СКВ}$	$\lambda$	$\lambda_{СКВ}$

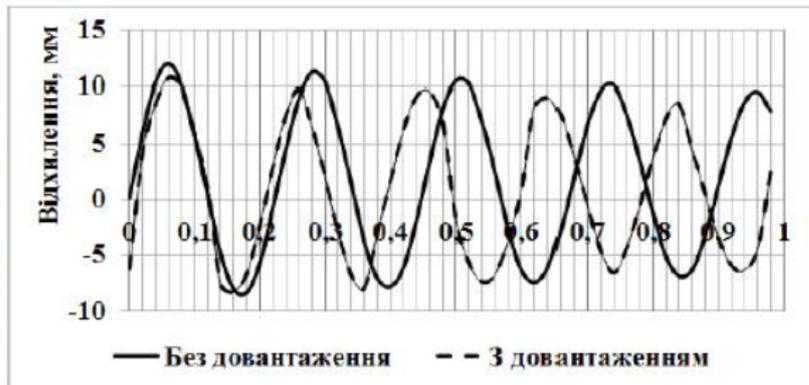
11

## ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Опрацьовано методики визначення конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружних стояків на запропонованій, виготовленій та апробованій конструкції експериментальної установки, встановлено значення зведеної маси (рис. 5, а), характеристику жорсткості та виконано спостереження за вільними коливаннями пружного стояка (рис. 5, б).



а)



б)

Рис. 5. Проведення лабораторних досліджень: а – зовнішній вигляд пружного стояка з баластним довантаженням під час визначення зведеної маси; 1 – пружний стояк сферичного диска; 2 – робочий орган (сферичний диск); 3 – тензорезистори на поверхні пружного стояка; 4 – нерухома основа; 5 – баластне довантаження; б – вільні коливання пружного стояка.

12

## ЗАГАЛЬНИЙ ВИГЛЯД ДИСКАТОРА З ПРУЖНИМИ СТОЯКАМИ

Полеві експериментальні дослідження проводили під час знищення сходів падалиці зернових культур (друге лушення). Експериментальний пружний стояк було прикріплено до рами агрегату ДЛ-2,5 (рис. 6).

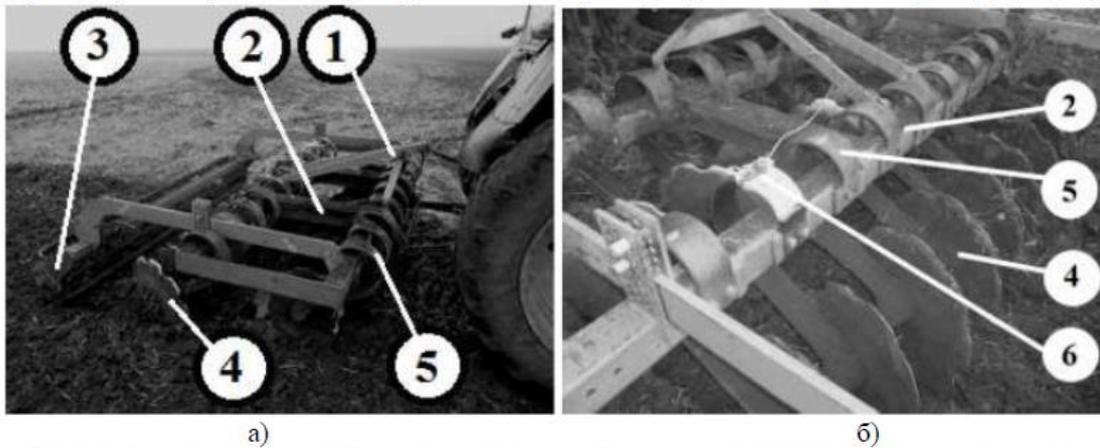


Рис. 6. Загальний вигляд дискатора з пружними стояками: а – загальний вигляд агрегата; б – пружні стояки, що досліджуються; 1 – навісний пристрій; 2 – рама агрегата; 3 – коток; 4 – робочий орган (сферичний диск); 5 – пружний стояк; 6 – тензорезистори на поверхні пружного стояка.

13

## СТАТИСТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕСУ

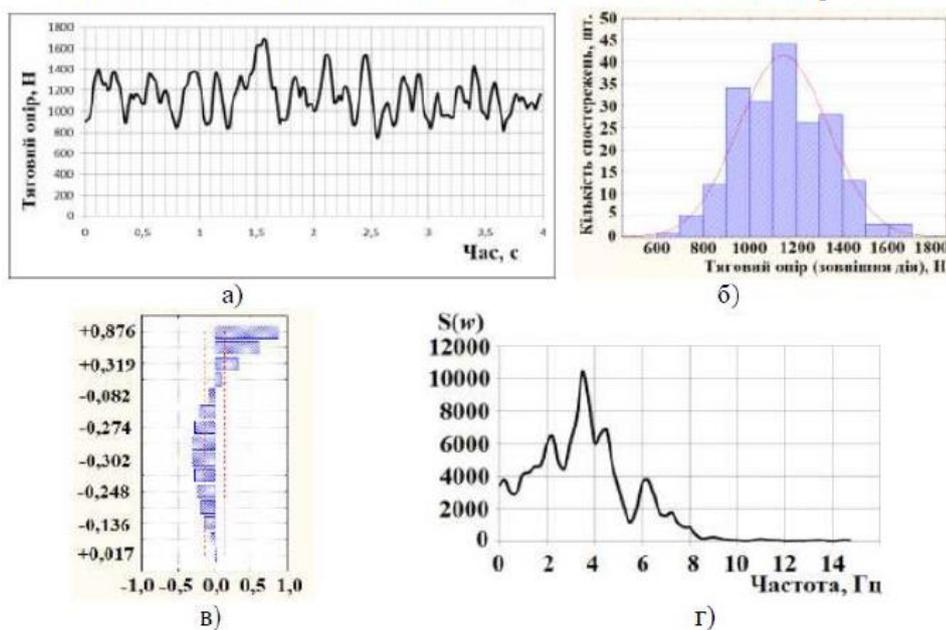


Рис. 7. Статистичні характеристики процесу взаємодії робочого органу на пружному стояку з ґрунтом: а – перебіг процесу реакції пружного стояка на зовнішню дію; б – щільність розподілу; в – автокореляційна функція; г – спектральний аналіз.

14

## ГРАФІЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ

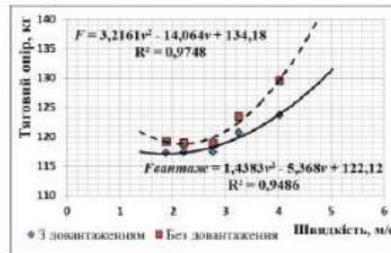


Рис. 8. Графічна залежність зміни тягового опору від поступальної швидкості агрегата (з перерахунку за тарувальними залежностями)

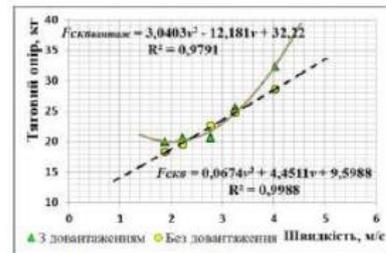


Рис. 9. Графічна залежність зміни середньоквадратичного відхилення тягового опору від поступальної швидкості агрегату

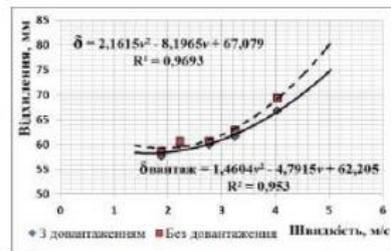


Рис. 10. Графічна залежність зміни середнього значення відхилень стояка від поступальної швидкості агрегата (з перерахунку за тарувальними залежностями)

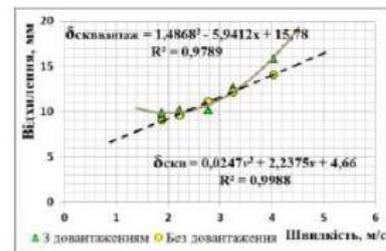


Рис. 11. Графічна залежність зміни середньоквадратичного значення відхилень стояка при зміні поступальної швидкості агрегату

15

## ПОРІВНЯННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ

Проведено порівняння теоретичних та експериментальних результатів досліджень зміни узагальненої координати під час виконання технологічного процесу (рис. 12), різниця значень за різних режимів руху агрегата зростає в міру збільшення швидкості, інтенсивність зниження при швидкості 4 м/с більша на 1,33 % від теоретичної залежності. Середнє відхилення експериментальних даних (режим 2,77 м/с) від теоретичних становить 0,164 град., що не перевищує розширеної невизначеності вимірювань.

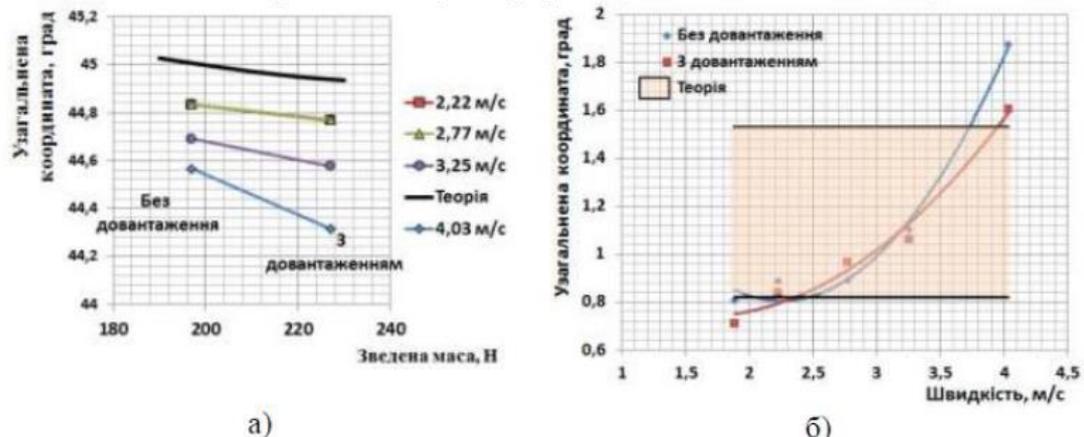


Рис. 12. Порівняння теоретичних залежностей та експериментальних даних: а – значення узагальненої координати в положенні динамічної рівноваги; б – значення узагальненої координати як середньоквадратичного відхилення від положення динамічної рівноваги.

16

## ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

У п'ятому розділі «Економічна ефективність та результати впровадження пружних стояків для дискових робочих органів» наведено розрахунки техніко-економічної ефективності впровадження пружних стояків для дискових робочих органів.

Розрахунки проведено на основі результатів порівняльних випробувань серійного (базового) агрегату ДЛ-2,5 та цього ж агрегату з пружними стояками з оптимізованими параметрами (рис. 5.1).



Рис. 5.1. Зовнішній вигляд дискового ґрунтообробного агрегату ДЛ-2,5 з трактором

Річний економічний ефект від впровадження пружних стояків з обґрунтованими динамічними характеристиками (частотами в межах 1,6–4 і 3,5–7 Гц та амплітудами коливань – 1–9 і 2,5 град.) досягнуто завдяки зменшенню витрат на паливно-мастильні матеріали (на 7,8 % менше від витрат у базової машини) і становить 316,62 грн/га при забезпеченні якості обробітку ґрунту відповідно до вимог технологічного процесу.

17



## АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»  
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ ЗВО «ІДУ»  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЇ  
ІМЕНІ С.С. ГЖИВСЬКОГО  
ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «КОМПАНІЯ ЛАН»  
ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «БОСАЛ УКРАЇНА»

**ХІХ ВСЕУКРАЇНСЬКА  
НАУКОВО-ПРАКТИЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ  
СТУДЕНТІВ ТА  
МОЛОДИХ НАУКОВЦІВ**

**«Перші наукові кроки – 2025»**

17 квітня 2025 р.

Кам'янець-Подільський  
2025



Міністерство освіти і науки України  
Ministry of Education and Science of Ukraine  
Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»  
Higher Educational Institution-Podilsk State University  
Інженерно-технічний факультет  
Faculty of Engineering and Technology  
Кафедра технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін  
Department of Technical Service and General Technical Subjects  
Варшавський університет природничих наук  
Warsaw University of Life Sciences  
Університет прикладних наук у Тернополі  
University of Applied Sciences in Ternopol  
Краківський сільськогосподарський університет імені Гуго Коллонтая  
University of Agriculture in Krakow  
Державна академія прикладних наук у Хмельні  
State Academy of Applied Sciences in Chelm  
Міжнародна академія прикладних наук в Ломжі  
International Academy of Applied Sciences in Lomza  
Інститут механіки та автоматизації агропромислового виробництва  
Institute of Mechanics and Automation of Agro-Industrial Production of the  
National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine  
Вінницький національний аграрний університет  
Vinnytsia National Agrarian University



**«Сучасні технології та технічний сервіс:  
ВИКЛИКИ І МОЖЛИВОСТІ»  
«Modern Technologies and Technical Service:  
Challenges and Opportunities»**

**ЗБІРНИК МАТЕРІАЛІВ  
CONFERENCE PROCEEDINGS**

І Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції  
1st International Scientific and Practical Internet Conference



16 жовтня 2025 року  
October 16, 2025  
м. Кам'янець-Подільський  
Kamianets-Podilskyi

18

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

У кваліфікаційній роботі наведено теоретичне узагальнення та вирішення науково-практичного завдання підвищення ефективності дискових ґрунтообробних агрегатів шляхом обґрунтування конструкційних параметрів та динамічних характеристик пружних стояків робочих органів в системі «ґрунт – диск – пружний стояк».

1. Досліджено, що конструкційний спосіб встановлення сферичних дисків на індивідуальних пружних стояках підвищує техніко-технологічні властивості агрегата. Диски, встановлені на пружних стояках, виконують коливання, які знижують енерговитрати під час обробітку ґрунту.

Динамічні характеристики системи «ґрунт – диск – пружний стояк», що чинять вплив на показники процесу взаємодії з ґрунтом, недостатньо вивчені та потребують додаткового дослідження.

2. Запропоновано структурну схему процесу взаємодії сферичного диска з ґрунтом, в якій коливання робочого органу на пружному стояку, з певною амплітудою і частотою, створює зворотний зв'язок в системі «ґрунт – диск – пружний стояк».

Розроблено математичну модель та здійснено теоретичне дослідження зміни сил опору дискового робочого органу на пружному стояку. Динамічні характеристики пружного стояка під час функціонування агрегата визначено в межах варіювання жорсткості від 20 до 40 кН/м, зведеної маси від 100 до 300 Н, сили тягового опору від 200 до 2000 Н.

3. Вперше досліджено коливання пружного стояка з причин нестационарності технологічного процесу. Визначено еквіваленти зміни параметрів пружного стояка відповідно до зведеної маси та жорсткості. А саме, амплітуда основного коливання стояка зростає на 1 град. від зміни зведеної маси на 280 Н, або жорсткості пружного стояка – на 32 кН/м. Частота основного коливання стояка зростає на 1 Гц від зміни зведеної маси на 150 Н, або жорсткості пружного стояка – на 27 кН/м.

4. За розробленими методами тарування пружного стояка на експериментальній установці отримано залежності «відхилення» та «навантаження». Останні свідчать, що залежність відхилень стояка від навантаження має лінійний характер, стояк з динамічними характеристиками та конструкційними параметрами досліджуваного зразка має декремент коливань 0,08, зведену масу – 197 Н, частоту власних коливань – 4,3 Гц.

Встановлено, що процес взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з ґрунтом є нестационарним, а його статистичні властивості змінюються в часі. Підтверджено припущення, що сила опору ( $F_{опору}$ ) може розглядатися як сума «регулярної» складової та складової динамічних відхилень, обумовлених неоднорідністю процесу взаємодії з ґрунтом.

19

5. Отримані з експериментальних досліджень залежності свідчать про зміну характеристик взаємодії з ґрунтовим середовищем робочого органу на пружному стояку за умови зміни зведеної маси. При роботі агрегату, з типовими пружними стояками, зростання сили тягового опору при зміні швидкості від 2 до 4 м/с склало 17 %, при роботі зі стояками з обґрунтованими показниками зведеної маси – 11 %, що підтверджує вагомість впливу зведеної маси на показники процесу. За швидкості агрегата 4 м/с перевага пружних стояків з обґрунтованими параметрами становить різницю у 5 %, або 60 Н на кожен стояк.

Зміна відгуку пружного стояка (з обґрунтованою зведеною масою) на взаємодію з ґрунтовим середовищем викликає зростання середньоквадратичного відхилення на 10%, що означає збільшення коливальної енергії на робочому органі в межах забезпечення якості виконання технологічного процесу згідно з вимогами до рівномірності глибини обробітку.

6. З використанням удосконаленої методики оцінювання результатів вимірювань визначено, що вплив випадкових складових на процес взаємодії системи «ґрунт – диск – пружний стояк», щонайменше в півтора рази, менший для робочих органів з обґрунтованою зведеною масою.

Середня різниця експериментальних та теоретичних даних за параметром відхилень стояка становить 0,164 град. (режим швидкості 2,77 м/с), що не перевищує розширеної невизначеності вимірювань.

7. Визначені за результатами досліджень рекомендовані раціональні параметри пружних стояків: жорсткість (20 – 40 кН/м); зведена маса (100 – 300 Н), частота (1,6 – 4 і 3,5 – 7 Гц) та амплітуда (1 – 9 і 2,5 град) коливань. Встановлено, що застосування пружних стояків з визначеними параметрами, у порівнянні з типовим пружним стояком, параметри якого обґрунтовано лише за функціональною необхідністю захисту робочого органу від перевантаження, дає можливість зменшити енергоємність процесу обробітку ґрунту дисковим робочим органом на 7 %, не погіршуючи при цьому якість виконання технологічного процесу.

8. Очікуваний економічний ефект від впровадження пружних стояків з встановленими параметрами досягається завдяки зменшенню тягового опору (витрат на паливно-мастильні матеріали) і становить 316,62 грн/га. Результати досліджень прийнято для впровадження на СФГ «Олександр» Хмельницької області.

20

## ДОДАТОК Б

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»  
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ ЗВО «ПДУ»  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ  
ІМЕНІ С.З. ГЖИЦЬКОГО  
ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «КОМПАНІЯ ЛАН»  
ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «БОСАЛ УКРАЇНА»

**ХІХ ВСЕУКРАЇНСЬКА  
НАУКОВО-ПРАКТИЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ  
СТУДЕНТІВ ТА  
МОЛОДИХ НАУКОВЦІВ**

**«Перші наукові кроки – 2025»**

*17 квітня 2025 р.*



*Кам'янець-Подільський  
2025*

## САМОРЕГУЛЮВАННЯ В СИСТЕМІ «ДЖЕРЕЛО ЕНЕРГІЇ – РОЗПУШУВАЧ – ҐРУНТ»

**Пилипюк М.В.** – здобувач вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія»  
Керівник – канд. техн. наук, доцент **Грушецький С.М.**

Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»



В сучасних технологіях аграрного виробництва сільськогосподарської продукції відбуваються суттєві якісні зміни, обумовлені інтенсифікацією виробничих процесів з одночасним ресурсозбереженням.

Відповідно цим змінам необхідно вдосконалювати сільськогосподарські агрегати, щоб забезпечити оптимальні технологічні режими їх роботи з мінімальними енергетичними витратами та підвищити надійність вузлів і агрегатів. Особливого значення набуває вирішення цих завдань для ґрунтообробних агрегатів, зокрема дискаторів, оскільки вони забезпечують 60–80 % попереднього та основного обробітку ґрунту [1].

Базуючись на схемі саморегулювання системи «джерело енергії – розпушувач – ґрунт», що існує за умови постійного перерозподілу в обмінних процесах (рис. 1), приймемо коливання пружного стояка як результат процесу реалізації природних властивостей ґрунту, а саме, здатність деформуватися і руйнуватися крихковидно, в'язко та пластично при різному напруженому стані.



Рис. 1. Схема саморегулювання в системі «джерело енергії – розпушувач – ґрунт»

Потік енергії від джерела передається за допомогою робочого органу до об'єму ґрунту та між зонами різного його напружено-деформованого стану, крізь межі цих зон з різною структурою. Таким чином, в системі «джерело енергії – розпушувач – ґрунт» виникають підсистеми, що забезпечують зворотний зв'язок і саморегулювання. Пружний стояк дискового робочого органу можна вважати приймачем та передавачем енергії змінної потужності, що залежить від структури оброблюваного ґрунту в даний момент часу.

**Висновки.** Дослідження необхідно спрямувати на пошук концептуальних схем та розрахункових моделей передачі і циркуляції енергії в системі «ґрунт – диск – пружний стояк», що враховують випадковий характер реакції ґрунту.

### Список використаних джерел

1. Грушецький С.М. Гафійчук Д.П. Класифікація стояків дискових робочих органів за конструкцією кріплення. *Матеріали IV Всеукр. наук.-прак. конф., «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»* : зб. наук. праць / за заг. ред. С.С. Добранський. Житомир : АТК, 2018. С. 114-116.