

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

Факультет інженерії та енергетики  
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота  
на правах рукопису

**Яворський Дмитро Олегович**

**УДК 631.3**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА  
АНАЛІЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТА  
НАДІЙНОСТІ ҐРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ ІЗ  
КОЛИВАЛЬНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ Яворський Д.О.

**Керівник роботи**

кандидат технічних наук, ст. викладач

**Р. С. Грудовий**

Житомир – 2024

## АНОТАЦІЯ

**Яворський Дмитро Олегович. Аналіз та дослідження працездатності та надійності ґрунтообробних агрегатів із коливальними елементами. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.**

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2024.

В магістерській роботі проведені дослідження показали, що більшість робіт з удосконалення ґрунтообробних агрегатів зосереджені на покращенні агротехнічних операцій та зменшенні енерговитрат, але недостатньо досліджень щодо поєднання інтенсифікації обробки з методами забезпечення надійності.

Розроблено математичну модель вібраційного процесу розпушування ґрунту робочим органом із пружною підвіскою, яка враховує двостадійні зміни опору переміщенню. Виявлено значний вплив швидкості руху агрегату на динамічні деформації його робочого органу. Встановлено залежності між переміщенням пружної стійки та максимальним згинальним моментом.

Створено 3D модель S-подібної стійки культиватора, що дозволило точно оцінити її деформованість. Аналіз показав залежність між напруженням і переміщенням, а також визначив граничні рівні навантажень і деформацій, за яких стійка залишається у пружному стані.

Коливальні рухи робочих органів призводять до втрати зусиль затягування вузлів кріплення стійок, що може обмежувати довговічність агрегату та викликати відмову під час обробки ґрунту. Досліджено, що зниження зусиль затягування збільшує напруження в болтах, навіть при регулярному підтягуванні, що може призвести до руйнування з'єднання.

Запропоновано встановлення конічних шайб під головкою болтів, що дозволяє підтримувати зусилля затягування на належному рівні, збільшуючи втомну довговічність агрегатів і знижуючи ризик відмов.

*Ключові слова:* дослідження, ґрунтообробні агрегати, культиватори, коливальні елементи, різьбові з'єднання, надійність.

## ANNOTATION

**Yavorskyi Dmytro Olehovych. Analysis and research of performance and reliability of tillage units with oscillating elements.** – *Qualification work presented in manuscript form.*

Qualification thesis for obtaining the Master's degree in the specialty 208 Agroengineering. – Polissia National University, Zhytomyr, 2024.

In the master's thesis, the studies conducted showed that most of the work on improving tillage units is focused on improving agrotechnical operations and reducing energy consumption, but there is not enough research on combining the intensification of processing with methods of ensuring reliability.

A mathematical model of the vibration process of loosening the soil by a working body with an elastic suspension was developed, which takes into account two-stage changes in resistance to movement. A significant influence of the movement speed of the unit on the dynamic deformations of its working body was revealed. The dependences between the movement of the elastic strut and the maximum bending moment were established.

A 3D model of the S-shaped rack of the cultivator was created, which made it possible to accurately assess its deformability. The analysis showed the relationship between stress and displacement, and also determined the limit levels of loads and deformations at which the rack remains in an elastic state.

The oscillating movements of the working bodies lead to the loss of tightening forces of the rack fastening nodes, which can limit the durability of the unit and cause failure during soil processing. It has been found that reducing the tightening forces increases the stress in the bolts, even with regular tightening, which can lead to joint failure.

It is proposed to install conical washers under the head of the bolts, which allows you to maintain the tightening force at the appropriate level, increasing the fatigue life of the units and reducing the risk of failures.

*Keywords:* research, tillage units, cultivators, oscillating elements, threaded connections, reliability.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП.....</b>	<b>5</b>
<b>РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ ГРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТИВ ІЗ КОЛИВАЛЬНИМИ РОБОЧИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ.....</b>	<b>8</b>
1.1. Сучасний стан та характеристика ґрунтів України.....	8
1.2. Технічні засоби для обробки ґрунту.....	12
1.3. Вплив робочих органів із пружними властивостями на агротехнічні характеристики обробки ґрунту.....	18
<b>Висновки до першого розділу.....</b>	<b>22</b>
<b>РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ АВТОКОЛИВАНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГРУНТООБРОБНИХ МАШИН.....</b>	<b>23</b>
2.1. Модель автоколивань у процесі вібраційного розпушування ґрунту.....	23
2.2. Процес моделювання напружено-деформованого стану спеціальної стійки за допомогою комп'ютерних технологій.....	27
<b>Висновки до другого розділу.....</b>	<b>33</b>
<b>РОЗДІЛ 3. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ГРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТИВ ІЗ КОЛИВАЛЬНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ.....</b>	<b>34</b>
3.1. Підвищення терміну служби агрегату завдяки стабілізації системи кріплення робочих органів.....	34
3.2. Оптимізація надійності культиваторів із S-подібними стійками з урахуванням кількісного складу робочих органів.....	42
<b>Висновки до третього розділу.....</b>	<b>47</b>
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....</b>	<b>49</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....</b>	<b>50</b>

## ВСТУП

**Актуальність теми дослідження.** Ґрунтообробні агрегати є важливою складовою аграрного сектору, оскільки вони забезпечують якісну підготовку ґрунту до сівби, що впливає на врожайність та ефективність сільськогосподарського виробництва. Сучасні вимоги до агротехнологій передбачають використання високопродуктивної та надійної техніки, яка забезпечує мінімальні втрати ресурсів і оптимізує процес обробки ґрунту.

Ґрунтообробні агрегати з коливальними елементами використовують динамічні коливання для більш ефективного впливу на ґрунт, що дозволяє зменшити енергозатрати і покращити якість обробки. Проте, з впровадженням таких технологій виникають питання щодо їх надійності, довговічності та працездатності в умовах підвищених навантажень.

Актуальність дослідження полягає в необхідності:

1. Підвищення ефективності ґрунтообробних операцій через використання інноваційних агрегатів з коливальними елементами.
2. Оцінки надійності таких систем у різних експлуатаційних умовах з урахуванням впливу вібрацій і циклічних навантажень на їх довговічність.
3. Оптимізації витрат енергії на обробку ґрунту та зменшення впливу на довкілля за рахунок мінімізації кількості обробок і підвищення якості виконання польових робіт.
4. Запровадження сучасних методик аналізу та прогнозування працездатності механізмів з урахуванням новітніх технологічних рішень та матеріалів.

Таким чином, аналіз та дослідження працездатності й надійності ґрунтообробних агрегатів з коливальними елементами є важливим для розвитку інновацій в агротехніці, що сприятиме підвищенню продуктивності, зменшенню витрат та забезпеченню стабільного розвитку аграрного сектору.

**Об'єкт дослідження** - технологічний процес рихлення ґрунту та методи його інтенсифікації, зважаючи на ризик раптових відмов агрегатів.

**Предмет дослідження** полягає у вивченні способів забезпечення працездатності та надійності ґрунтообробних агрегатів із коливальними робочими елементами.

**Метою роботи** є розробка науково-технічних рішень для забезпечення ефективної роботи ґрунтообробних агрегатів із коливальними робочими елементами, а також створення методик прогнозування ймовірно обґрунтованих показників надійності під час проектування з урахуванням можливих раптових вимог.

Для досягнення цієї мети в магістерській роботі було визначено такі завдання:

- провести аналіз сучасного стану проблеми забезпечення працездатності ґрунтообробних агрегатів із коливальними робочими органами, виділити основні чинники, що впливають на їх працездатність, та сформулювати їх у вигляді системи показників.

- дослідити взаємозв'язок конструктивних і динамічних параметрів пружних органів ґрунтообробних агрегатів, враховуючи особливості коливального руху при інтенсифікації обробки ґрунту.

- на основі аналізу змін коефіцієнта основного навантаження залежно від коефіцієнта затягування, розробити метод стабілізації кріплення пружних робочих елементів, щоб мінімізувати ризик їх пошкодження внаслідок вібраційних навантажень.

- удосконалити методики прогнозування надійності ґрунтообробних агрегатів з урахуванням раптових відмов, кількості робочих елементів та впливу багаторазових навантажень.

**Методи дослідження.** Комп'ютерне моделювання, теоретичні дослідження та аналіз отриманих результатів виконані з використанням комп'ютерних

технологій і методів математичного аналізу, методу скінченних елементів та математичної статистики.

**Практичне значення** отриманих результатів полягає у розробці ефективних методів діагностики та підвищення надійності ґрунтообробних агрегатів із коливальними елементами. Отримані результати дозволяють покращити технологічні процеси обробки ґрунту за рахунок підвищення працездатності коливальних елементів, зменшення ймовірності раптових відмов, а також оптимізації експлуатаційних характеристик. Використання розроблених методів забезпечує зниження впливу змінних навантажень та підвищення стабільності кріплення пружних робочих органів, що покращує довговічність техніки. Це має важливе значення для сільськогосподарських підприємств, сприяючи підвищенню ефективності використання ґрунтообробної техніки та зниженню витрат на її обслуговування.

**Структура та обсяг магістерської роботи.** Робота складається зі вступу, трьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел. Основний текст магістерської роботи викладений на 45 сторінках, повний обсяг роботи становить 52 сторінок, включаючи 26 рисунків та 5 таблиць. Список використаних джерел нараховує 19 найменування і розміщений на 2 сторінках.

## РОЗДІЛ 1

# ПРОБЛЕМИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ ҐРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ ІЗ КОЛИВАЛЬНИМИ РОБОЧИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

### 1.1. Сучасний стан та характеристика ґрунтів України

Ґрунтовий покрив України є одним із найважливіших національних багатств, оскільки він забезпечує основу для агропромислового виробництва, лісового господарства та екологічної стабільності. Україна займає одне з перших місць у світі за площею родючих ґрунтів, зокрема чорноземів.

Україна має різноманітний ґрунтовий покрив, який можна умовно поділити на кілька основних типів залежно від природно-кліматичних зон:

- Чорноземи (типові, звичайні, південні) – охоплюють понад 60% території країни та є основою сільського господарства завдяки високій родючості.
- Сірі лісові ґрунти – поширені у північних районах лісостепу, мають середній рівень родючості.
- Дерново-підзолисті ґрунти – характерні для Полісся, менш родючі через високу кислотність.
- Солонці та солончаки – зустрічаються в степових і південних районах, обмежено придатні для землеробства без спеціальної меліорації.
- Каштанові ґрунти – переважно на півдні, мають помірну родючість, але потребують зрошення.

Ґрунтовий покрив України зазнає значних змін через інтенсивне використання та вплив людської діяльності. Основні проблеми сучасного стану ґрунтів включають:

- Ерозія ґрунтів – як водна, так і вітрова, що охоплює понад 30% орних земель.
- Деградація ґрунтів – зниження родючості через нераціональне використання добрив, монокультурне землеробство та виснаження ґрунтів.
- Засолення – спричинене недосконалими системами зрошення, що найбільше впливає на південні регіони.



- Хімічне забруднення – через надмірне використання пестицидів, гербіцидів, промислових відходів та техногенних аварій.
- Зниження вмісту гумусу – в середньому в ґрунтах України його частка зменшилася до 3-4%.
- Кліматичні зміни – збільшення посушливості на півдні країни та екстремальних погодних явищ.
- Інтенсивне сільське господарство – оранка, вирощування монокультур і надмірне використання техніки.
- Несприятлива меліоративна політика – зношеність та неефективність зрошувальних і дренажних систем.
- Впровадження ґрунтозахисних технологій – мінімальний обробіток ґрунту, сидерація, контурне землеробство.
- Рациональне використання добрив – дотримання науково обґрунтованих норм внесення органічних та мінеральних добрив.
- Боротьба з ерозією – створення лісосмуг, терасування схилів.
- Рекультивація земель – відновлення деградованих земель шляхом внесення меліорантів.
- Контроль за забрудненням – впровадження екологічних стандартів і моніторинг забруднення ґрунтів.

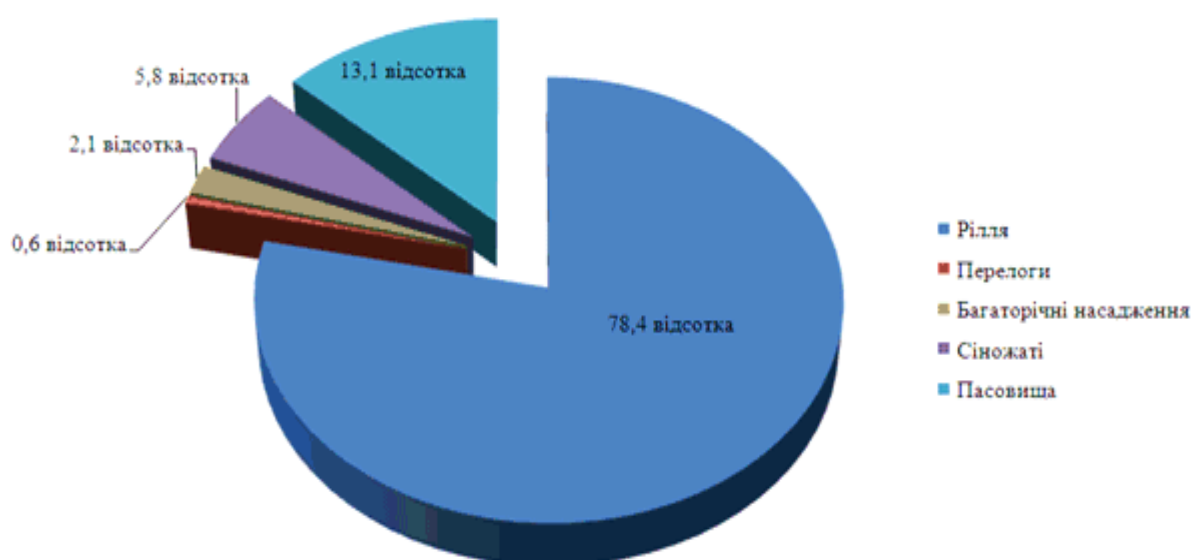


Рис.1.1. Сільськогосподарські угіддя [3]

Ґрунти України є стратегічним ресурсом, який потребує збереження та раціонального використання. Сучасний стан вимагає впровадження комплексних заходів із захисту та відновлення ґрунтового покриву для забезпечення продовольчої безпеки та сталого розвитку країни.

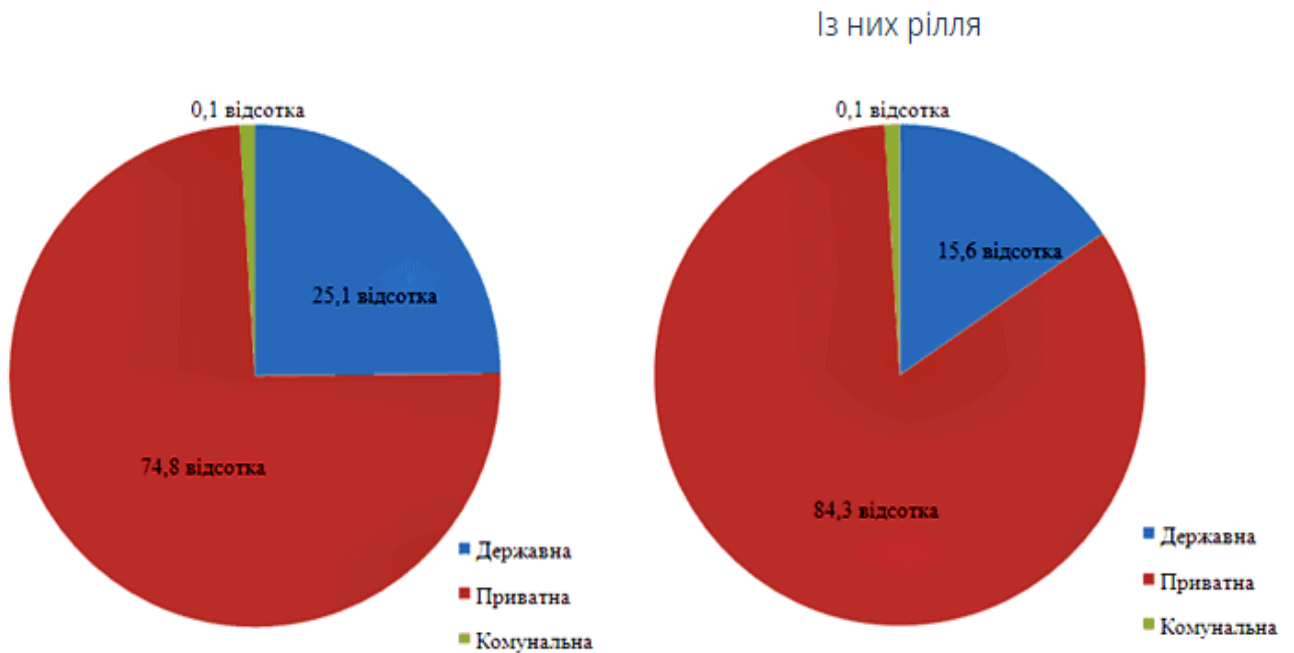


Рис.1.2. Сільськогосподарські угіддя за формою власності в Україні [3]

Площа чорноземів в Україні варіюється від 14,8 до 16,8 млн гектарів, що становить 7 % від світових запасів. Водночас у структурі земельних ресурсів та системі землекористування країни спостерігаються значні диспропорції, які можуть поглиблюватися і загрожувати навколишньому середовищу, життєвому середовищу та ефективності господарської діяльності, а також стійкому розвитку національної економіки загалом.

В Україні понад 90 % території використовується для господарських потреб. Рівень розораності земель є надзвичайно високим і перевищує 54 %, що значно вище за показники розвинутих європейських країн, де цей рівень не перевищує 36 %.



Рис.1.3. Розораність угідь сільськогосподарського призначення в Україні [3]

В Україні налічується понад 1,1 млн гектарів деградованих, малопродуктивних і техногенно забруднених земель, що підлягають консервації, 143,4 тис. гектарів порушених земель, які потребують рекультивації, а також 315,6 тис. гектарів малопродуктивних угідь, які вимагають поліпшення [3].

Найзначнішим чинником зниження продуктивності земель і збільшення деградації агроландшафтів є водна ерозія ґрунтів.

Загальна площа сільськогосподарських угідь, що зазнали негативного впливу водної ерозії, становить 13,3 млн гектарів (32% загальної площі), з яких 10,6 млн гектарів - це орні землі. У складі еродованих земель знаходиться 4,5 млн гектарів із середньо- та сильно змитими ґрунтами, зокрема 68 тис. гектарів повністю втратили гумусовий горизонт.

Процеси лінійного розмиву та яроутворення розвиваються інтенсивно. Площа ярів становить 140,4 тис. гектарів, а їх кількість перевищує 500 тисяч. Інтенсивність ерозії в окремих яружно-балкових системах перевищує середні показники в 10-20 разів [3].

Вітровій ерозії систематично піддається понад 6 млн гектарів земель, тоді як пиловим бурям - до 20 млн гектарів.

Вітрова ерозія торкається понад 7 млн. гектарів земель, а пилові бурі впливають на площу до 22 млн. гектарів.

## 1.2. Технічні засоби для обробки ґрунту

Технічні засоби обробки ґрунту - це різноманітне сільськогосподарське обладнання, яке використовується для підготовки ґрунту до посіву, вирощування культур та покращення його структури. Вони виконують механічну обробку, спрямовану на розпушення, вирівнювання, поліпшення водно-повітряного режиму ґрунту та боротьбу з бур'янами. До основних видів технічних засобів обробки ґрунту належать [7, 8]:

1. Плуги використовують для глибокої оранки ґрунту, що дозволяє його розпушити, перевертати шари, загортати рослинні залишки та бур'яни. Вони є одними з найстаріших та найбільш розповсюджених засобів механічної обробки.

2. Культиватори використовуються для менш глибокої обробки ґрунту. Вони підходять для розпушування верхнього шару ґрунту, знищення бур'янів і підготовки посівного ложа.

3. Борони (дискові, зубчасті або пружинні) призначені для розпушування ґрунту після оранки або культивації, а також для руйнування ґрунтової кірки, покращення аерації ґрунту та збереження вологи.

4. Катки використовують для вирівнювання поверхні ґрунту, руйнування грудок та ущільнення верхнього шару. Це дозволяє покращити контакт насіння з ґрунтом та рівномірність схожості.

5. Розпушувачі. Вони дозволяють обробляти ґрунт на глибину до 70 см без перевертання шарів ґрунту, що особливо важливо для запобігання ерозії та збереження його родючості.

6. Чизелі. Використовуються для глибокого розпушення ґрунту без порушення його структури на поверхні. Чизелі дозволяють покращити водопроникність ґрунту та боротися з ущільненими шарами.

#### 7. Луцильники

7. Використовуються для поверхневої обробки ґрунту після збору врожаю для знищення бур'янів і підготовки його до нових посівів.

8. Ротатори та фрези. Це механічні засоби, які перемішують та розпушують ґрунт за допомогою обертальних лез. Використовуються для передпосівної підготовки, коли необхідно дуже рівномірне і дрібне розпушення.

9. Комбіновані агрегати. Це обладнання, що поєднує кілька функцій (наприклад, оранка, культивация та боронування) в одному проході. Такі агрегати економлять час та паливо.

10. Трактори забезпечують потужність для більшості технічних засобів обробки ґрунту. Вони можуть використовуватися для тяги плугів, культиваторів та інших агрегатів.

Залежно від типу ґрунту, кліматичних умов та сільськогосподарських культур використовуються різні технічні засоби для підвищення ефективності обробки ґрунту. Правильний вибір обладнання сприяє підвищенню врожайності та збереженню родючості ґрунту.

Проведемо детальний огляд найбільш використовуємих технічних засобів для обробки ґрунту – культиватори.

Просапні культиватори застосовуються для обробки просапних культур. Вони не тільки знищують бур'яни шляхом підрізання, вичісування та присипання ґрунтом, але й проводять підживлення рослин і розпушення міжрядь.

Спеціальні культиватори включають садові, лісові та протиерозійні агрегати. Під час роботи культиватори повинні знищувати 98-99% бур'янів і розпушувати ґрунт, не виносячи на поверхню вологі шари.

Виконаємо огляд деяких Українських та зарубіжних культиваторів, з урахуванням агротехнічних вимог до передпосівної обробки ґрунту.



Рис.1.4. Культиватор КПС-4МПР

Таблиця 1.1

Основні технічні характеристики культиватора КПС-4МПР

Характеристика	Значення
Тип машини	Культиватор-причіпний
Призначення	Для передпосівного обробітку ґрунту
Ширина захвату, мм	4000
Глибина обробітку, мм	50-150
Кількість робочих органів	21
Робоча швидкість, км/год	8-12
Продуктивність, га/год	3.2-4.8
Транспортна ширина, мм	4700
Транспортна довжина, мм	5700
Транспортна висота, мм	1450
Маса, кг	1300
Необхідна потужність трактора, к.с.	80-100



Культиватор передпосівного обробітку «Червонець» (рис. 1.5) формує посівне ложе, яке складається з ущільненого шару, вкритого зверху добре розпушеним ґрунтом. Для додаткового обробітку ущільнень, що утворюються від тракторних коліс, культиватор оснащено слідорозпушувачами, які можна регулювати за висотою та шириною колії [7, 8].



Рис.1.5. Культиватор «Червонець»

Цей агрегат ефективно працює як на малих, так і на великих площах. «Червонець» є універсальним інструментом для підготовки насінневого ложа, здатним виконувати кілька операцій одночасно.

Фінішними робочими елементами культиватора є котки, які рівномірно ущільнюють ґрунт майже до глибини закладання насіння. Це ущільнення сприяє оптимальному збереженню вологи, що забезпечує рівномірні та дружні сходи. Агрегат оснащений двома котками різного діаметра: переднім — 330 мм та заднім — 270 мм, які закріплені на маятниковому механізмі. Це забезпечує ефективне подрібнення ґрунтових грудок і рівномірний розподіл тиску, незалежно від рельєфу поля.



Рис.1.6. Спеціальний пристрій АПП-3

Технологічний процес, що виконується агрегатом, охоплює кілька етапів: розпушування ґрунту до необхідної глибини для передпосівної підготовки, подрібнення грудок і вирівнювання поверхні поля, ущільнення ґрунту та формування насінневого ложа, а також точне дозування, закладання насіння на задану глибину і його закриття.

До комбінованих агрегатів належить також передпосівний культиватор Atlas (Польща) (рис. 1.7), що використовується для підготовки ґрунту перед посівом з можливістю одночасної сівби овочевих, зернових і бобових культур. Він обладнаний двома рядами S-подібних стійок, розташованих із певним інтервалом.





Рис.1.7. Культиватор Unia Atlas 4

В таблиці 1.2 представлено основні характеристики культиваторів закордонних виробників.

Таблиця 1.2

## Характеристики культиваторів закордонних виробників

Модель	Країна виробник	Ширина захвату, мм	Глибина обробітку, мм	Кількість стійок	Продуктивність, га/год	Маса, кг
<b>Atlas</b>	Польща	4200	50-150	20	3.5-5.0	1400
<b>Lemken Karat 9</b>	Німеччина	3000	80-300	14	2.4-3.2	1650
<b>Kverneland CLC Pro</b>	Норвегія	4000	60-200	16	3.0-4.0	1800
<b>Horsch Tiger MT</b>	Німеччина	4500	100-350	22	3.8-5.5	3200
<b>Vaderstad Cultus</b>	Швеція	4000	70-250	18	3.0-4.0	1900

Таблиця 1.2 містить порівняльні технічні характеристики культиваторів від відомих закордонних виробників, що можуть бути використані для вибору відповідної техніки для передпосівної обробки ґрунту.

### 1.3. Вплив робочих органів із пружними властивостями на агротехнічні характеристики обробки ґрунту

Залежно від глибини обробки та характеристик ґрунтів необхідно використовувати різні типи пружних стійок, які відрізняються конструктивними параметрами, що впливають на їх ефективність. Пружні стійки можуть бути легкими, середніми або важкими. Оскільки головною особливістю їх конструкції є наявність пружної частини, основні відмінності між типами полягають саме в ній. Її форма та розміри поперечного перерізу є ключовими характеристиками.

Основні варіанти існуючих стійок зображені на рисунку 1.8

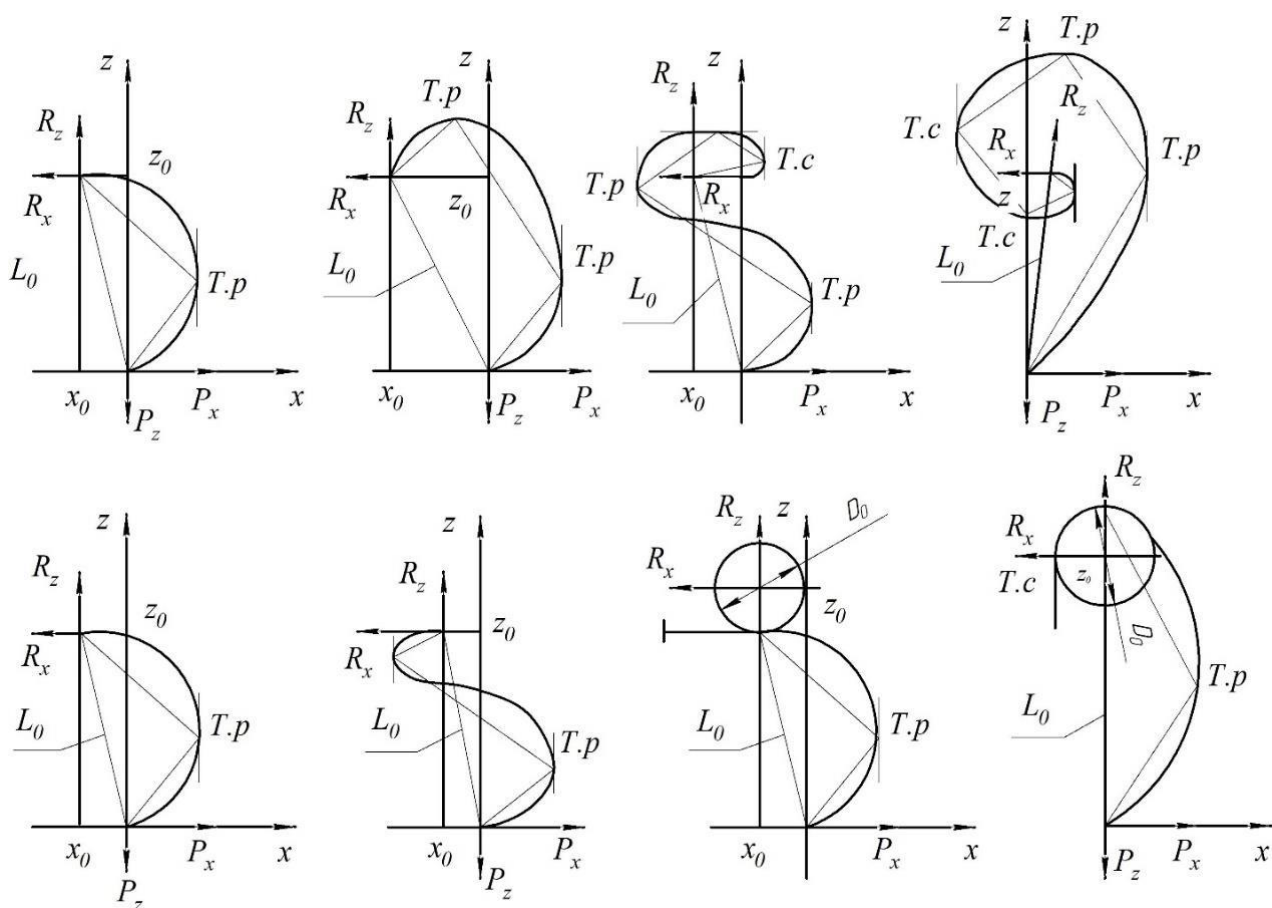


Рис. 1.8. Загальні варіанти схем пружних стійок культиваторів

Лапи культиваторів - це робочі органи, призначені для розпушування ґрунту, знищення бур'янів і підготовки посівного ложа. Існує кілька типів лап

культиваторів, які використовуються в залежності від призначення обробки ґрунту та умов його застосування:

1. Розпушувальні лапи: використовуються для неглибокої обробки ґрунту на невеликих глибинах. Вони дозволяють знищувати бур'яни і розпушувати верхній шар ґрунту, не піднімаючи при цьому нижні шари.

2. Плоскорізальні лапи: ці лапи призначені для підрізання кореневої системи бур'янів на заданій глибині. Вони забезпечують мінімальне перемішування ґрунту, що зберігає його структуру, але знищує бур'яни.

3. Стрілчасті лапи: мають форму стріли і використовуються для ширшої обробки поверхні ґрунту. Ці лапи ефективні для знищення бур'янів і підрізання рослин на великій площі.

4. Долотоподібні лапи: застосовуються для глибокого розпушування ґрунту. Їх використовують для знищення бур'янів і обробки ущільнених шарів на глибоких рівнях, що сприяє поліпшенню водопроникності та аерації.

5. Крильчасті лапи: призначені для якісної обробки ширших смуг ґрунту, оскільки їхні крила розташовані під кутом, що збільшує площу впливу і забезпечує краще знищення бур'янів.

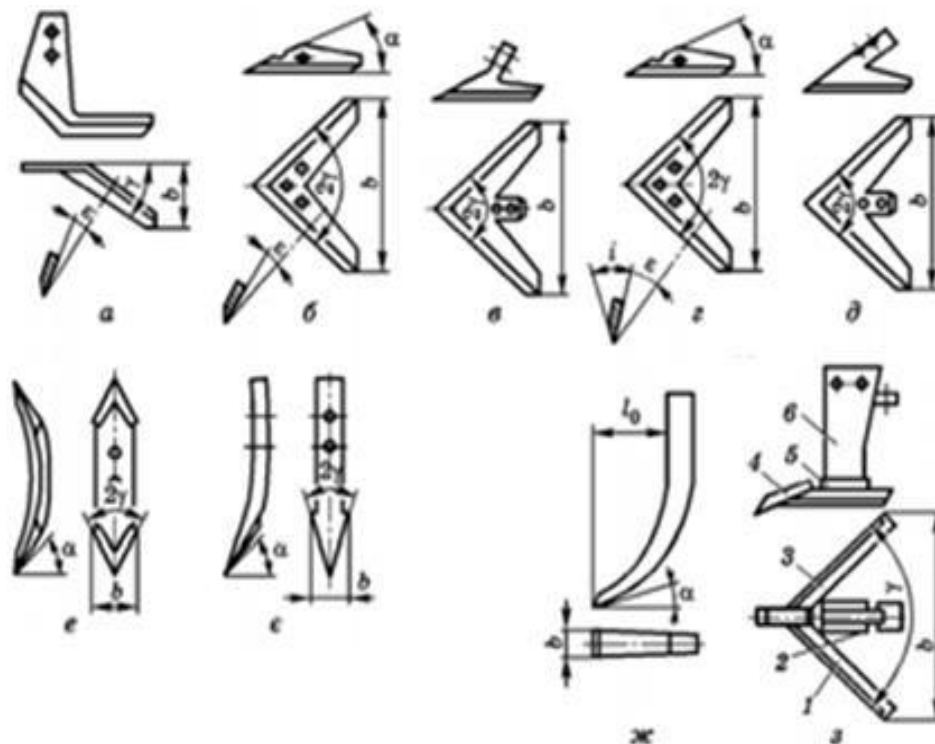


Рис.1.9. Лапи культиваторів

Лапи культиваторів виготовляються з високоміцних матеріалів, часто покритих зносостійким шаром для збільшення терміну служби. Вони можуть бути змінними, що дозволяє легко адаптувати культиватор під різні види робіт і типи ґрунтів.

Відомі українські вчені в галузі механіки землеробства запропонували методики для практичного розрахунку і визначення квазіпружних і квазіінерційних коефіцієнтів. Також розробили класифікацію пружних механізмів обробки ґрунту, яка включає наступні варіанти: триланковий механізм з однією пружною ланкою (рис. 1.10, а); п'ятиланковий механізм з однією пружною ланкою (рис. 1.10, б); пружна стійка або пружні елементи навішування (рис. 1.10, в) [10].



а



б



в

Рис.1.10. Пружні механізми за варіантами [10]

Аналіз конструктивних рішень показав, що пружні властивості таких конструкцій мають нелінійну жорсткість. Цей висновок підтверджується графіками, отриманими авторами в ході дослідження характеристик жорсткості зазначених систем (рис. 1.11).

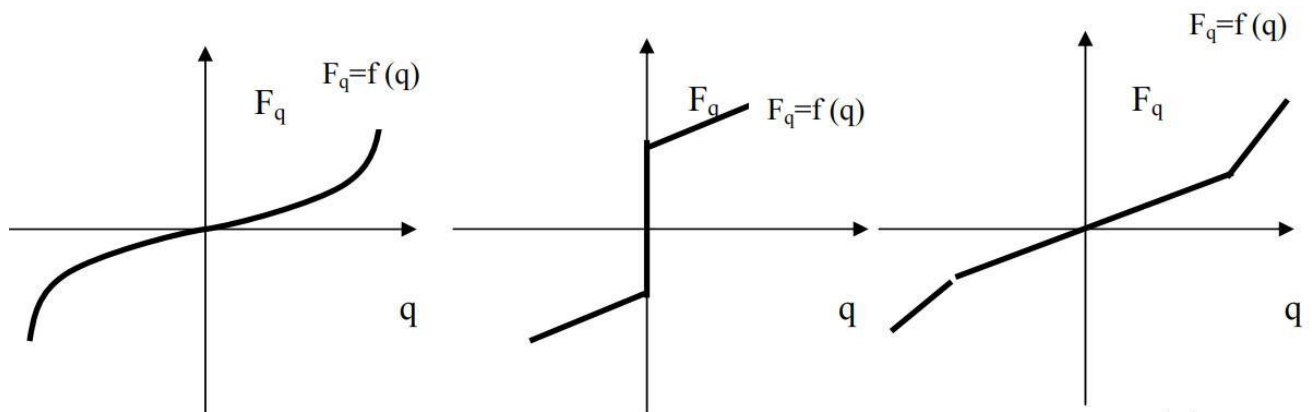


Рис.1.11. Варіант и нелінійно ї характеристики ві дновлювальної сили [10]

Увага була зосереджена на певних особливостях нелінійних коливань, використання яких у технологічних процесах може значно підвищити технологічну та енергетичну ефективність.

Відомий науковець Ларін А. А. також досліджував вплив пружної підвіски лап культиватора на енергетичні та агротехнічні показники його роботи. Він розглядав взаємодію робочого органу з ґрунтом як трифазний процес: впровадження, зминання та сколювання. У результаті своїх досліджень він зробив наступні висновки:

- Зменшення тягового опору: Опір лапи на пружній стійці зменшився на 25-32%, зокрема це зниження було значнішим на важких ґрунтах з високою щільністю.

- Вплив швидкості: Підвищення швидкості поступального руху призводило до зниження тягового опору, що пояснюється збільшенням частоти сколювання ґрунту та частоти коливань лапи.

- **Якість обробітку:** Робочі органи на пружних стійках забезпечують кращу якість обробітку порівняно з жорсткими. Зменшувалося налипання ґрунту на лапи на 60-70%, майже повністю усувалося обволікання стійок бур'янами, а також забезпечувалася більш рівна поверхня поля.

- **Глибина обробки:** Зі збільшенням глибини обробітку ефективність пружної підвіски знижувалася.

- **Точність обробки:** Робочі органи на пружній підвісці мали відхилення від заданої глибини обробки на 10-15% більше, ніж при використанні жорсткої підвіски.

### **Висновки до першого розділу**

Великі земельні ресурси України, що формують сільськогосподарський земельний фонд і становлять близько 19% від усіх європейських аграрних земель, потребують розвитку та впровадження засобів механічної обробки ґрунту, які забезпечують високу надійність і відповідають агротехнічним вимогам.

Науковіпраці, що були спрямовані на вдосконалення ґрунтообробних агрегатів, показав, що більшість досліджень з покращення конструкцій пружних стійок робочих органів орієнтовані на підвищення якості агротехнологічних операцій та зменшення енерговитрат під час польових робіт. Однак, робіт, що поєднують інтенсифікацію обробки ґрунту з методами стохастичного забезпечення надійності, недостатньо.

## РОЗДІЛ 2

### ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ АВТОКОЛИВАНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГРУНТООБРОБНИХ МАШИН

#### 2.1. Модель автоколиваний у процесі вібраційного розпушування ґрунту

Підвищення ефективності землеробства досягається завдяки впровадженню сучасних технологій і засобів обробки ґрунту. Серед таких засобів набули широкого застосування ґрунтообробні машини з робочими органами на пружній підвісці. Оскільки ці елементи мають особливі умови роботи, питання забезпечення їхньої механічної надійності потребують особливої уваги для досягнення стабільної та ефективної роботи машин.

Для математичного моделювання вібраційного процесу рихлення ґрунту використаємо класичну теорію механічних автоколиваний, викликаних тертям. Вібраційне розпушування можна трактувати як автоколивальний процес [13], обумовлений різницею між силами опору ґрунту в стані спокою та під час руху. Ця різниця експериментально визначається різницею коефіцієнтів тертя.

Розглянемо окремі етапи деформації пружної S-подібної стійки лапи культиватора під час вібраційного розпушування. Рух робочого органу з пружною підвіскою під час розпушування ґрунту можна описати моделлю «розривних» автоколиваний [13], яка відображена на рис. 2.1 і показує ступінчасту двофазну зміну опору руху робочого органу в ґрунті. Аналогом цієї схеми є розривне «сухе тертя», яке на кожній фазі не залежить від швидкості відносного ковзання [13].

На рис. 2.1 показано:

- $P_1$  - сила опору руху робочого органу до початку руйнування (розпушування) ґрунту;
- $P_2$  - сила опору під час розпушування.

При цьому завжди виконується нерівність  $P_1 > P_2$ . Перша стадія, що триває  $T_1$ , відповідає накопиченню енергії без переміщення робочого органу в ґрунті



(рис. 2.1, б). Друга стадія, осциляційна, тривалістю  $T_2$ , відповідає руху робочого органу під час розпушування з силою опору  $P_2$  (рис. 2.1, в).

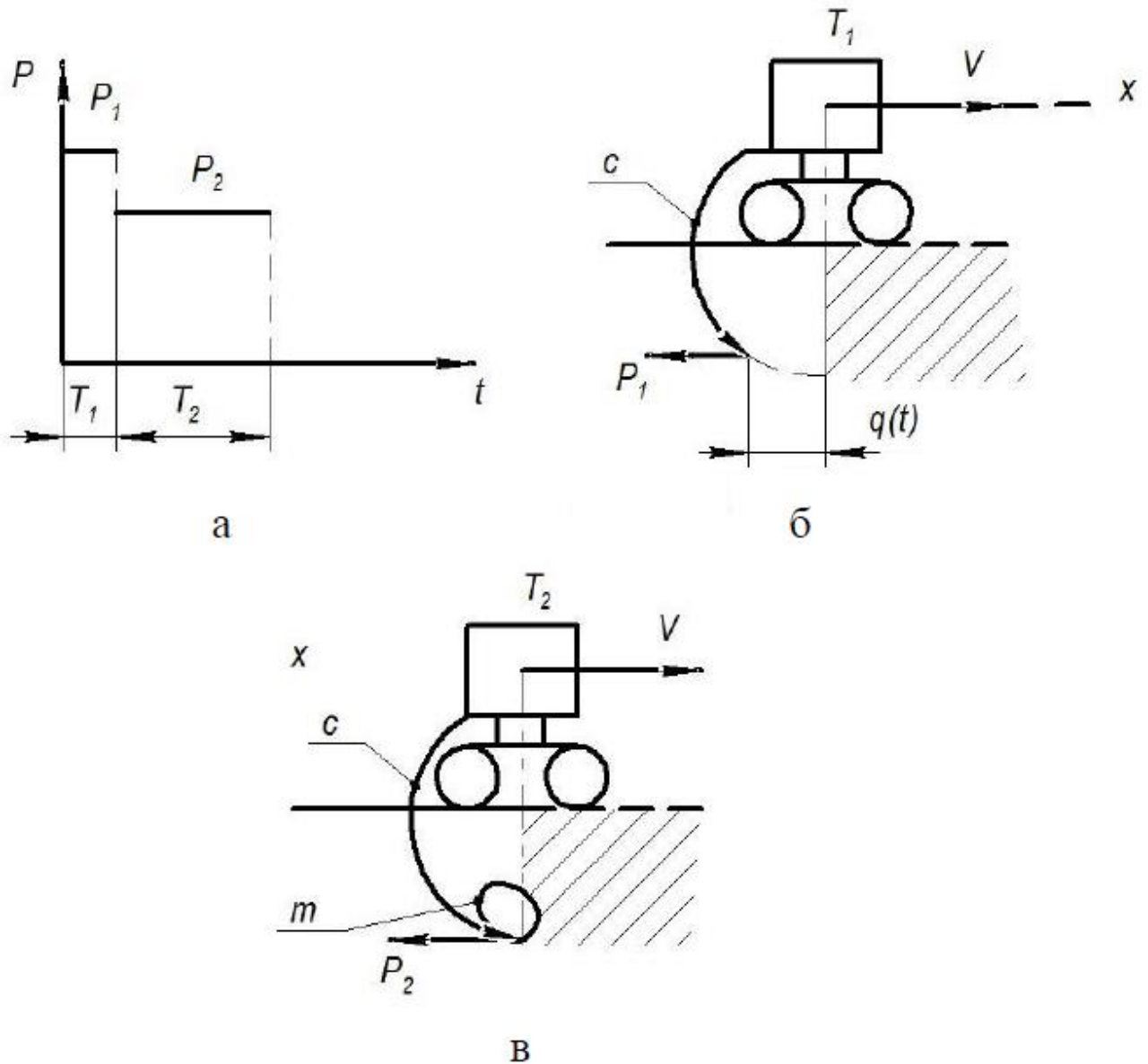


Рис.2.1. Двостадійний процес автоколивання під час рихлення ґрунту

На другій стадії руху автокиливального умови динамічної рівноваги під час рихлення, сформульовано за принципом - Далламбера, та має наступний вигляд [13]:

$$\ddot{q} + \frac{c}{m}q = \frac{cVt}{m} + \frac{P_1 + P_2}{m}; \quad (2.1)$$



де  $m$  – маса робочого органу та частини ґрунту, що знаходиться на ньому (рис. 2.1 та 2.2);

Тобто:

$$m = m_l + m_2;$$

$c$  - жорсткість пружного елемента.

Маса ґрунту, який знаходиться на лапі під час рихлення, визначається за такою залежністю:

$$m_2 = \rho_2 \cdot V_2;$$

де  $\rho_2$  – щільність ґрунту;

$V_2$  - об'єм частини ґрунту, який взаємодіє із лапою.

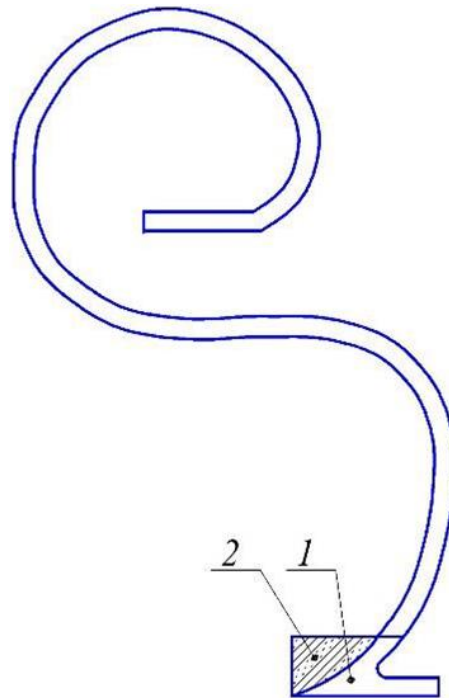


Рис.2.2. Робочий орган разом із частиною ґрунту, що переміщується

Частину ґрунту, що розташована на лапі, будемо умовно вважати трикутною пірамідою, тому її об'єм можна розрахувати за наступною формулою:

$$V_2 = \frac{1}{3} S \cdot H \quad (2.2)$$

Після перетворення рівняння (2.1) до стандартного вигляду, можемо отримати диференційоване рівняння, що представлено нижче:

$$\ddot{q} + \omega^2 q = \omega^2 \left( Vt + \frac{P_1 + P_2}{c} \right) \quad (2.3)$$

де  $\omega = \sqrt{c/m}$  - власна частота вільних коливань робочого органу з ґрунтом.

Розв'язок рівняння (2.3) матиме наступний вигляд:

$$q(t) = C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t \quad (2.4)$$

Константи інтегрування  $C_1$  і  $C_2$  визначаються з початкових умов:  $q(0)=0$ . У підсумку отримуємо вираз, що описує залежність динамічної деформації пружного елемента від часу на другій фазі автоколивань:

$$q(t) = Vt - \frac{V}{\omega} \sin \omega t + \frac{P_1 - P_2}{c} (1 - \cos \omega t) \quad (2.5)$$

Рівняння для швидкості деформації матиме наступний вигляд:

$$\dot{q}(t) = V - V \cos \omega t + \frac{\omega(P_2 - P_1)}{c} \sin \omega t \quad (2.6)$$

Два рівняння (2.5) та (2.6) забезпечують можливість теоретичного аналізу динамічних деформацій і напружень у пружних елементах, що виникають під час рихлення з коливальним переміщенням робочих органів ґрунтообробних машин на етапі проектування їхньої пружної підвіски. На рис. 2.3 наведено графіки зміни деформації та швидкості її зміни для пружного елемента.

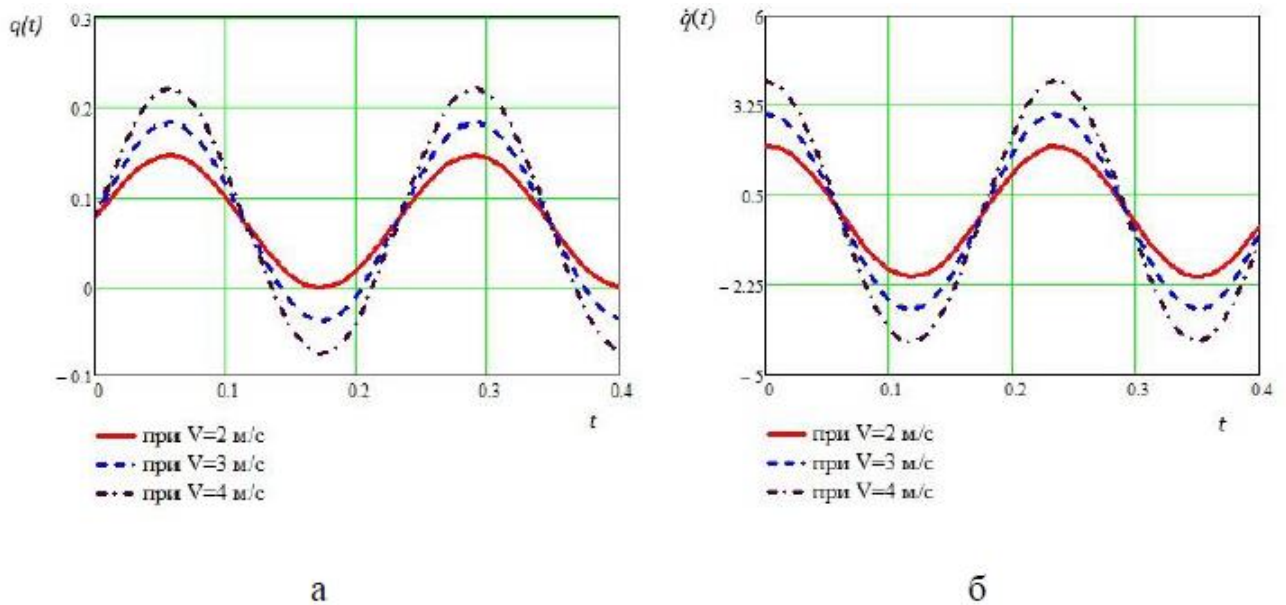


Рис.2.3. Динамічна деформація та швидкість деформації S-подібної стійки залежно від швидкості руху агрегату [13]

Виконані результати, що представлені нами на рис. 2.3, можна зробити висновок про значний вплив швидкості руху ґрунтообробного агрегату на амплітуду динамічних деформацій пружного елемента підвіски. Це вказує на те, що за відсутності пристроїв, які обмежують деформацію, підвищення швидкості руху  $V$  може призвести до раптового виходу з ладу пружного елемента через перевантаження [14].

## 2.2. Процес моделювання напружено-деформованого стану спеціальної стійки за допомогою комп'ютерних технологій

Сучасний програмний обчислювальний комплекс, такий як SolidWorks дозволяє вирішувати актуальні завдання механіки деформованих тіл і конструкцій. На етапі проектування техніки для сільського господарства з високим рівнем надійності необхідно застосовувати комплексні розрахунки напружено-деформованого стану об'єктів різного призначення з використанням методу скінченних елементів у тривимірній постановці. Для цього слід виконати декілька кроків: створення 3D моделі, генерація сітки скінченних елементів, визначення навантажень і граничних умов, а також аналіз результатів.

Створення тривимірних моделей проєктованих об'єктів наразі не є складністю і залежить головним чином від кваліфікації конструктора. У процесі генерації сітки скінченних елементів можуть виникати окремі труднощі, однак вони носять локальний характер, оскільки в багатьох випадках вистачає автоматизованих інструментів для побудови сітки з налаштуванням параметрів.

Етап задання навантажень і граничних умов заслуговує особливої уваги. Адекватний вибір граничних умов базується на аналізі принципів роботи об'єкта, в той час як налаштування параметрів навантаження вимагає системного підходу. Виконання аналізу напружено-деформованого стану дозволяє оптимізувати конструкцію для досягнення рівномірного розподілу напружень. Проте це лише частина процесу, оскільки кінцевою метою є не лише проєктування конкурентоспроможної техніки для сільського господарства з нормативно обґрунтованим рівнем надійності, а й прогнозування та забезпечення її механічної надійності.

Комп'ютерна симуляція коливального процесу була виконана за допомогою програмного забезпечення SolidWorks. Ця програма використовує метод скінченних елементів для аналізу. У дослідженні розглядається S-подібна стійка, виготовлена зі сталі марки 65Г ДСТУ 7809:2015. Властивості цієї сталі наведені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

## Основні характеристики сталі марки 65Г ДСТУ 7809:2015

Параметр	Значення
<b>Хімічний склад</b>	
Вуглець (C)	0,62–0,7%
Марганець (Mn)	0,9–1,2%
Кремній (Si)	1,5–2,0%
Сірка (S)	≤ 0,035%
Фосфор (P)	≤ 0,035%
<b>Механічні властивості</b>	
Межа міцності на розрив	1370–1660 МПа
Межа текучості	1170 МПа
Подовження після розриву	≥ 7%
Твердість (HRC)	44–51
<b>Застосування</b>	Виготовлення пружин, ресор, деталей для динамічних навантажень.

Для проведення аналізу напружено-деформованого стану S-подібної стійки була створена відповідна тривимірна модель в SolidWorks (рис. 2.4).

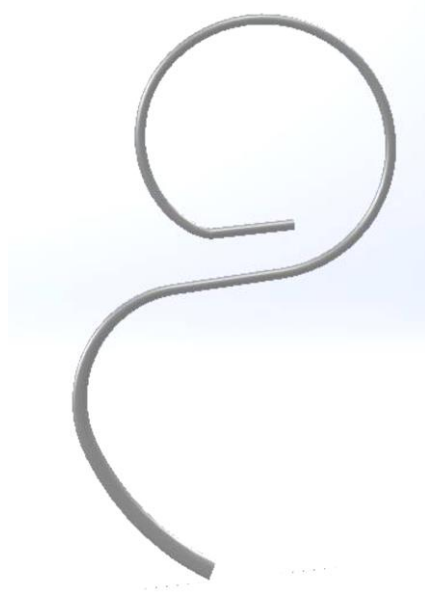


Рис.2.4. 3D моделювання спеціальної стійки за виконанням програмного продукту в SolidWorks

Моделювання спеціальної стійки, створена за допомогою програмного продукту SolidWorks представлено нижче[14].

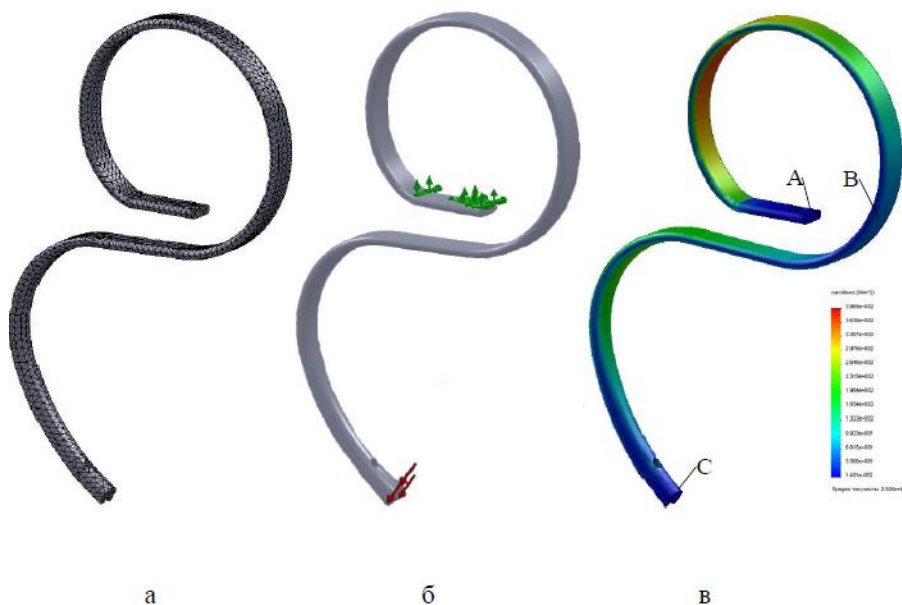


Рис.2.5. Навантаження моделі спеціальної стійки

На рисунку 2.5 позначені такі точки: нерухома точка А, розташована на краю місця кріплення стійки до рами; точка В, що знаходиться протилежно до місця кріплення; та точка С, розташована на кінці гнучкої S-подібної стійки. Ці точки відіграють важливу роль у дослідженні розподілу навантажень і напружень у стійці.

Результати вимірювання переміщення (рис. 2.6) зіставлялися з результатами моделювання деформацій (лінія 1) та теоретичними розрахунками, виконаними енергетичним методом, що враховував лише згинальні деформації (лінія 2 на рис. 2.6) [14].

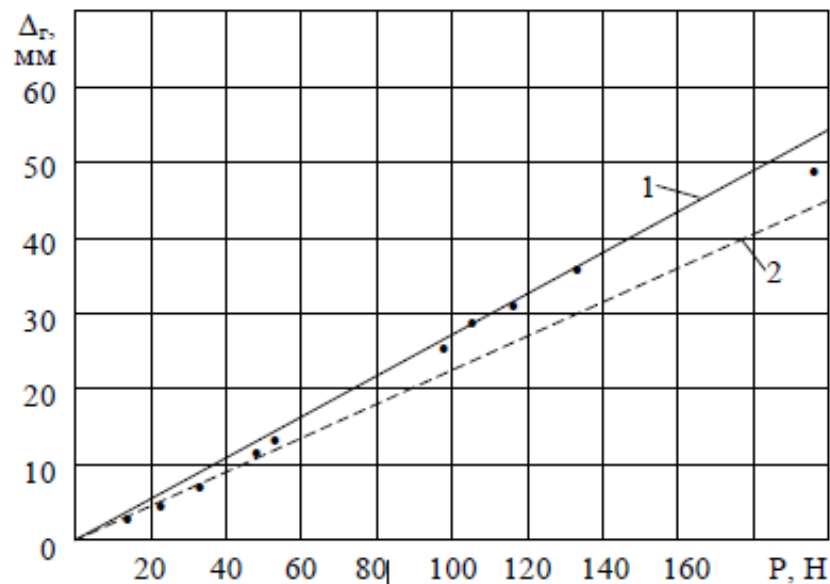
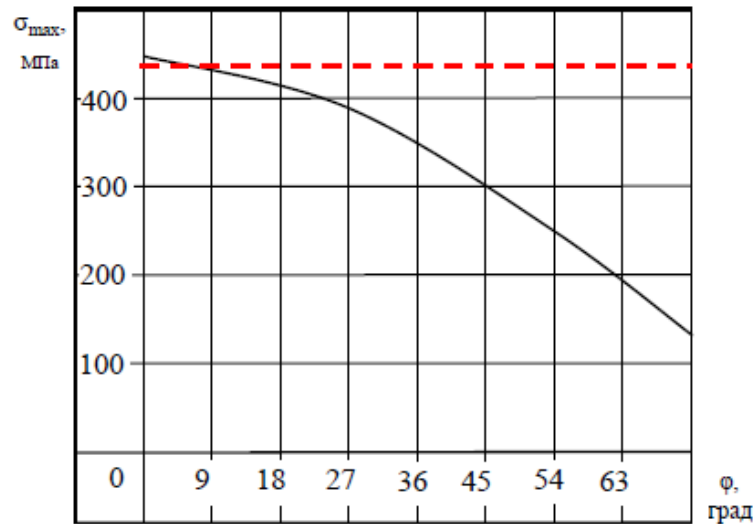


Рис. 2.6. Переміщення стійки з результатами моделювання програмного продукту в Solid Works та розрахунків: 1 - моделювання методом скінченних елементів; 2 – розрахунок енергетичним методом

Як показано на рис. 2.6, експериментальні дані щодо деформацій добре корелюють із результатами моделювання методом скінченних елементів (лінія 1). У той же час, розрахунки, виконані енергетичним методом (лінія 2), демонструють систематичну похибку, що призводить до завищеної жорсткості стійки.



----- Межа плинності сталі 55С2 – 440 МПа

Рис. 2.7. Напруження max від напрямку діючого навантаження

Із графіка, що представлено на рис.2.7 видно, що найбільші значення напружень спостерігаються при малих кутах  $\varphi = 0^\circ \dots 25^\circ$ . Оскільки межа текучості сталі 55С2 складає 440 МПа, згідно з графіком, у цьому режимі навантаження можлива залишкова деформація стійки, що свідчить про порушення її працездатності.

За підтримки приватної агрофірми «Єрчики» (Житомирська обл., Попільнянський р-н., с. Єрчики) та їх зусиллями були проведені польові випробування борони-луцильника «Дукат-б» (рис. 2.8) зі стійками для кріплення дисків різної жорсткості.

Метою досліджень було оцінити вплив кожного типу стійок на якість роботи «Дукат-б», а також дослідити залежність між жорсткістю стійок і тягово-енергетичними характеристиками роботи агрегату в поєднанні з колісним трактором Т-150К-09. Експерименти проводилися на двох різних агрофонах - після збирання соняшнику та по стерні ячменю, що створювало різні умови експлуатації агрегату, включаючи різну твердість ґрунту, ступінь забур'яненості та висоту стерні. Серед інших результатів було виявлено відхилення від заданої глибини обробки, що часом відображає навантаження

на робочі органи та деформацію пружної стійки. При встановлених глибинах обробки в 5 см, 10 см та 15 см, коефіцієнт вагітності відхилення коливався в межах 0,37-0,46.



Рис.2.8. Борона - луцильник «Дукат-6» з S-подібними стійками

Борона-луцильник «Дукат-6» - це дисковий агрегат українського виробництва, який призначений для передпосівної обробки ґрунту, луцення стерні, а також для подрібнення та рівномірного розподілу поживних залишків. Ця модель відрізняється більшою шириною захвату в порівнянні з «Дукат-4», що дозволяє обробляти більшу площу за менший час, збільшуючи продуктивність.

Основні характеристики борони-луцильника «Дукат-6»:

1. Ширина захвату: 6 метрів.
2. Глибина обробки: 3-12 см.
3. Кількість дисків: 48 (залежно від комплектації).
4. Робоча швидкість: 10-17 км/год.
5. Продуктивність: до 8 га/год.
6. Маса: приблизно 3500 кг.
7. Потужність трактора для агрегування: від 150 к.с.



## Висновки до другого розділу

Розроблено математичну модель вібраційного процесу розпушування ґрунту робочим органом із пружною підвіскою, засновану на моделі «розривних» автоколивань, що відображає двостадійні зміни опору переміщенню робочого органу в ґрунті, аналогічні розривному «сухому тертю», яке на кожній стадії не залежить від швидкості відносного ковзання.

Виявлено значний вплив швидкості руху ґрунтообробного агрегату на амплітуду динамічних деформацій його робочого органу з пружною підвіскою.

Встановлено залежності між переміщенням пружної стійки та величиною максимального згинального моменту в стійці від напрямку і кута дії опорних сил у ґрунті.

Створено 3D модель S-подібної стійки культиватора в програмному продукті SolidWorks, виконано розбиття її на скінченні елементи і зафіксовано фізико-механічні властивості, що разом із розробленою схемою навантаження дозволило найбільш точно оцінити деформованість S-подібної стійки ґрунтообробних агрегатів.

Під час аналізу напружено-деформованого стану отримано дані щодо напружень, що діють на стійку, та переміщень точки кріплення лапи до стійки, що дозволило встановити залежність між напруженням і переміщенням у стійці, а також визначити граничні рівні навантажень і деформацій, при яких матеріал стійки залишається у пружному стані.

## РОЗДІЛ 3

### ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ГРУНТООБРОБНИХ АГРЕГАТІВ ІЗ КОЛИВАЛЬНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

#### 3.1. Підвищення терміну служби агрегату завдяки стабілізації системи кріплення робочих органів

Процес культивуації – це є однією з ключових операцій, що входить практично до всіх технологічних процесів підготовки ґрунту перед посівам. Останній етап передпосівної обробки ґрунту готує його до посіву, виконуючи такі основні завдання: вирівнювання поверхні, зниження втрат вологи, очищення верхнього шару від бур'янів, забезпечення якісного закладення насіння та формування пухкого шару ґрунту з оптимальною структурою для сприятливого проростання та розвитку рослин.

Культивуація є завершальною операцією, що забезпечує відповідність агротехнологічним вимогам підготовки ґрунту до посіву, роблячи важливою технологічну надійність процесу та запобігання відмовам. Важливу роль у цьому відіграє взаємодія ґрунту з робочим органом. Ефективність використання робочих органів на пружній підвісці підтверджена численними дослідженнями вітчизняних і зарубіжних науковців, а також широким застосуванням у сучасній сільськогосподарській техніці [15-17]. Переваги таких робочих органів полягають у коливальному розпушуванні ґрунту. Проте пружність стійок збільшує рівень вібрації, яку сприймає система кріплення робочих органів до рами агрегату.

У більшості випадків кріплення здійснюється за допомогою різьбових з'єднань (рис. 3.1). В умовах експлуатації ґрунтообробних машин часто спостерігається ослаблення різьбових з'єднань під впливом вібрації, що призводить до втрати стабільності виконання агротехнологічних вимог і врешті-

решт до фізичного виходу з ладу робочого органу, що викликає технологічну відмову в процесі обробітку ґрунту.



Рис. 3.1. Варіанти кріплень робочих органів ґрунто обробних агрегатів

Періодично рекомендується періодичне підтягування різьбових з'єднань [18], вважаючи, що це повністю відновлює їхні властивості щодо стабільності затягування. Основний недолік такої практики полягає у збільшенні трудомісткості обслуговування. Проте часте підтягування може негативно впливати на втомну довговічність болтів, що знижує їх надійність. Отже, при проєктуванні різьбових з'єднань, які працюють в умовах змінних навантажень (вібрацій), необхідно враховувати фактор втоми та можливе ослаблення початкового затягування. Також існують ефективні конструктивні рішення, які дозволяють запобігти ослабленню затяжки та забезпечити стабільність з'єднань.

У процесі експлуатації культиваторів під навантаженням у різьбових з'єднаннях може відбуватися ослаблення зусилля попереднього затягування. Для контролю зусилля затягування можна використовувати динамометричний ключ. Однак, складніше контролювати це зусилля вже під час експлуатації затягнутого з'єднання. З метою покращення методу контролю затягування було проведено

дослідження з використанням коерцитиметрії. Для цього зібрані з'єднання з конічною шайбою, розміщеною під болтом (рис. 3.2).

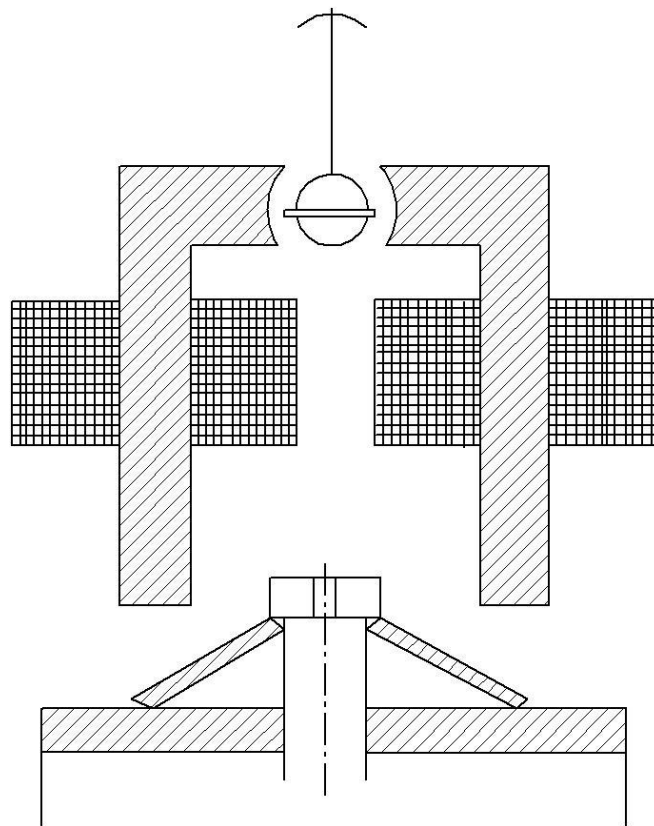


Рис. 3.2. Вигляд різьбового з'єднання з конічною шайбою

З метою перевірки точності контролю зусилля затягування на основі експериментальних даних було проведено статистичний аналіз результатів. Аналіз здійснювався з використанням дисперсійного аналізу за критерієм Фішера [19].

Дисперсійний аналіз є статистичним методом, що дозволяє виявити систематичні відмінності між результатами випробувань або вимірювань, проведених у різних умовах. Якщо випробування проводяться при зміні певних відомих факторів, за допомогою цього методу можна з певною точністю оцінити вплив цих факторів на результати досліджень.

Цей метод можна застосовувати не лише для оцінки змін кількісних факторів, але й для якісного аналізу ефектів, спричинених конструктивними або технологічними змінами, які не завжди можна кількісно визначити. Важливо,

щоб результати випробувань були чітко розподілені за категоріями, які в дисперсійному аналізі називають групами.

Розглянемо найпростішу форму дисперсійного аналізу, коли результати випробувань поділяються на групи залежно від одного фактора, забезпечуючи однорідні умови за іншими відомими ознаками. У цьому випадку аналізу підлягає вибірка результатів, яка передбачається розподіленою за нормальним законом із фіксованим стандартним відхиленням. Зміна середнього значення може бути зумовлена не лише фактором, що досліджується, але й іншими непередбаченими причинами.

Вибіркове середнє для  $i$ -тої групи обчислюватимемо за формулою, що наведено нижче:

$$\bar{x}_i = \frac{1}{n_j} \sum_{j=1}^{n_j} x_{ji} \quad (3.1)$$

а середнє між групами за формулою:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^r n_i \cdot \bar{x}_i, \text{ де } n = \sum_{i=1}^r n_i \quad (3.2)$$

Далі обчислюємо середнє значення квадратів відхилень між груповими середніми та загальним середнім - міжгрупову дисперсію:

$$S_1^2 = \frac{1}{r-1} \sum_{i=1}^r n_i (\bar{x}_i - \bar{x})^2 \quad (3.3)$$

а також середнє значення внутрішньогрупових квадратів різниць:

$$S_2^2 = \frac{1}{n-r} \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^{n_i} (x_{ij} - \bar{x}_i)^2 \quad (3.4)$$

Величина відношення оцінок міжгрупової та внутрішньогрупової дисперсії  $S_1^2/S_2^2$  є мірою варіативності всередині груп. Це відношення порівнюють із критерієм Фішера  $F(\alpha)$ , який відповідає числу ступенів свободи:  $r-1$  для чисельника та  $n-r$  для знаменника, а також заданому рівню значущості  $\alpha\%$  або довірчій ймовірності  $(1-\alpha)\%$ . Зазвичай використовують значення  $\alpha \leq 5\%$ .

Якщо значущість фактора викликає сумніви, оскільки відхилення вибірових середніх у групах можуть бути спричинені випадковими факторами, іноді для підтвердження значущості необхідно провести додаткові випробування, оскільки критерій  $F(\alpha)$  зменшується зі збільшенням кількості ступенів свободи.

Тепер обчислюємо оцінку міжгрупової дисперсії:

$$S_1^2 = \frac{1}{2-1} \left[ (9(10,31-11,56)^2) + 10(12,68-11,56)^2 \right] = 26,58 \quad (3.5)$$

Обчислюємо оцінку внутрішньогрупової дисперсії:

$$S_2^2 = \frac{1}{19-2} \left[ \begin{array}{l} (10,2-10,31)^2 + (11,2-10,31)^2 + (9,3-10,31)^2 + (11-10,31)^2 + (10,6-10,31)^2 + \\ + (10,6-10,31)^2 + (10-10,31)^2 + (10,3-10,31)^2 + (9,6-10,31)^2 + (12,2-12,68)^2 + \\ + (13,1-12,68)^2 + (11,9-12,68)^2 + (13,1-12,68)^2 + (13,5-12,68)^2 + (13,5-12,68)^2 + \\ + (13,6-12,68)^2 + (11,9-12,68)^2 + (11,9-12,68)^2 + (12,1-12,68)^2 \end{array} \right] = 0,47 \quad (3.6)$$

Знаходимо співвідношення:

$$\frac{S_1^2}{S_2^2} = \frac{26,58}{0,47} = 56,45$$

Відповідне значення критерію Фішера при рівні значущості  $\alpha = 6\%$  становить 4,45.

Якщо виконується умова  $S_1^2/S_2^2 > F(\alpha)$ , можна вважати вплив затягування болтів на коерцитивну силу значущим для результатів випробувань:  $56,45 > 4,45$ . Таким чином, підтверджено можливість контролю зусиль затягування у різьбовому з'єднанні за допомогою коерцитиметрії.

Проводиться дослідження ефективності спеціальної установки пружного елемента основою усіченого конуса меншого діаметра до з'єднувальних

елементів (рис. 3.3). Конусність і товщина пружної шайби повинні бути такими, щоб шайба вирівнювалася в площину тільки при повному затягуванні з'єднання.

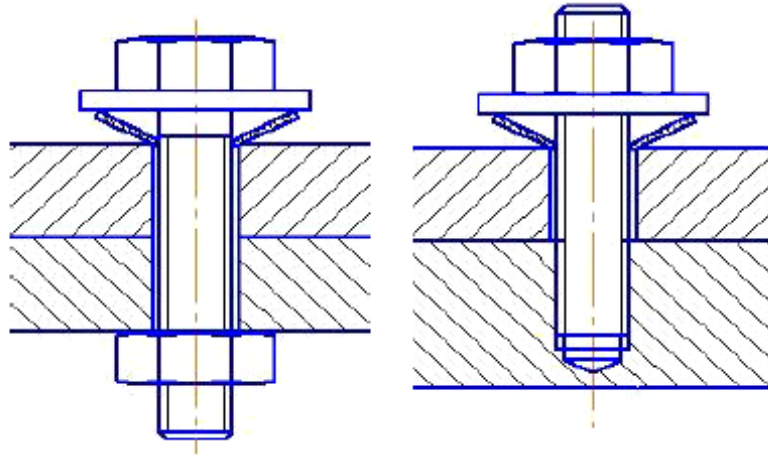


Рис. 3.3. Різьбові з'єднання з пружним конічним елементом

На рис.3.4. представлено спеціальну розривну установки моделі УММ-5 (рис.3.4).



Рис.3.4. Розривна установки моделі УММ-5



За допомогою спеціального пристосування, яке забезпечує осьове додаткове навантаження на різьбове з'єднання, що складається з двох циліндричних втулок із буртиками, виготовлених зі сталі 45 із твердістю поверхні 52 HRC, з'єднання було стягнуте за допомогою тензометричного болта М12, пропущеного через осьовий отвір у втулках. Зусилля в тензометричному болті реєструвалося за допомогою вимірювача статичних деформацій типу ИДЦ-1 з точністю до 100 Н. Попередньо затягнуте з'єднання піддавалося розтягуючим навантаженням, які реєструвалися за допомогою силоміра випробувальної машини.

Як пружний елемент використовувалася конічна шайба зі сталі 65Г ДСТУ 7809:2015, діаметром 32 мм і товщиною 3 мм. Випробовувалися варіанти з'єднань без пружного елемента, з установкою пружного елемента більшою основою до деталей, а також із установкою пружної шайби меншою основою до деталей. У цьому випадку між пружною шайбою і головкою болта додатково встановлювалася жорстка плоска шайба.

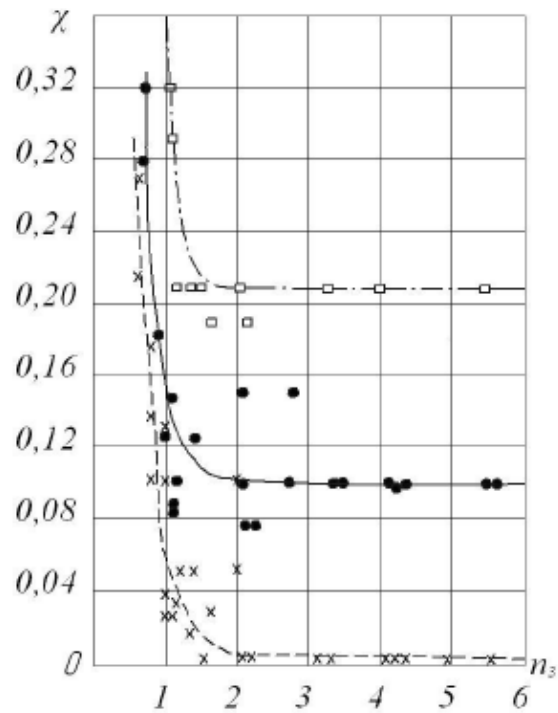
Під час випробувань змінювалися зусилля затягування болта  $Q_3$  у діапазоні від 4,1 до 9,0 кН та розтягуючі зусилля  $P$ , прикладені до з'єднання, у діапазоні від 1,0 до 8,0 кН. Для кожного з варіантів з'єднань при різних значеннях зусилля затягування  $Q_3$  і розтягуючих навантажень  $P$  проводилися вимірювання зусилля в болті  $Q_6$ , після чого за формулою (3.7) визначалося експериментальне значення коефіцієнта основного навантаження:

$$\chi = \frac{Q_6 - Q_3}{P} \quad (3.7)$$

Навантаженість з'єднання оцінювалася за допомогою узагальненого безрозмірного параметра - коефіцієнта затяжки  $n_3$ .

Усього було проведено 45 вимірювань на трьох варіантах з'єднань при різних параметрах навантаження.





— □ — □ — - з'єднання без пружних елементів;

—• —• —• - пружний елемент встановлений більшою основою до деталей

- x- x- x- - пружний елемент встановлений меншою основою до деталей

Рис.3.5. Графіки залежності коефіцієнта основного навантаження від коефіцієнта затягу ваня

Результати випробувань наведені на рис. 3.5 у вигляді графіків залежності коефіцієнта основного навантаження  $\chi$  від коефіцієнта затяжки  $n_z$ , побудованих для кожного варіанту на основі експериментальних даних. Проведені порівняльні випробування різьбових з'єднань показали, що установка кінцевого пружного елемента основою меншого діаметра до з'єднувальних втулок знижує коефіцієнт основного навантаження майже в 10 разів порівняно з установкою елемента основою більшого діаметра і більш ніж у 20 разів порівняно із з'єднанням без пружного елемента. Це свідчить про значне підвищення навантажувальної здатності цього з'єднання у порівнянні з іншими двома варіантами, які були протестовані.

### 3.2. Оптимізація надійності культиваторів із S-подібними стійками з урахуванням кількісного складу робочих органів

Оптимізація надійності культиваторів з спеціальними стійками враховує не лише конструктивні особливості, але й кількість робочих органів. Надійність таких агрегатів залежить від рівномірного розподілу навантажень на всі робочі органи, що дозволяє мінімізувати зношування окремих елементів та уникнути передчасних поломок. Кількість робочих органів впливає на розподіл навантаження на кожен стійку, що важливо для довговічності та ефективності роботи культиватора. Використання пружних елементів і правильне кріплення робочих органів також підвищує стійкість до вібрацій і динамічних навантажень, забезпечуючи більш тривалий термін служби агрегату [8].

На сьогоднішній день існує велика кількість різних типів культиваторів з пружними S-подібними стійками. Вони класифікуються залежно від типу обробітку ґрунту на парові та міжрядні. До парових (передпосівних) належить культиватор КПП-630/46, а до міжрядних – TS3ZS-1,5. Також широко використовуються посівні комплекси (рис. 3.6), призначені для одночасного виконання різних технологічних операцій, включаючи культивацію. Як і попередні, вони обладнані S-подібними стійками. Кількість стійок для кожного з цих культиваторів вказана в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Кількість стійок на культиваторах [8]

Марка культиватора	Кількість стійок
КПП-630/46	46
TS3ZS-1,5	9
TS3ZS-2,1	13
Посівний комплекс «Термінатор», модель ТН 6	42
Посівний комплекс «Термінатор», модель ТН 9	63
Посівний комплекс «Термінатор», модель ТН 12	84
Посівний комплекс «Термінатор», модель ТН 18	126



Рис. 3.6. Посівний комплекс «Terminator» [8]

Розглянемо культиватор як послідовну систему (рис. 3.7). Такий підхід дозволяє аналізувати кожен елемент культиватора окремо, враховуючи його взаємодію з іншими компонентами системи. Це допомагає оцінити загальну надійність конструкції та виявити критичні вузли, від яких залежить ефективність роботи культиватора. Послідовний підхід також дає можливість моделювати навантаження на кожен компонент, що сприяє оптимізації роботи всього агрегату.

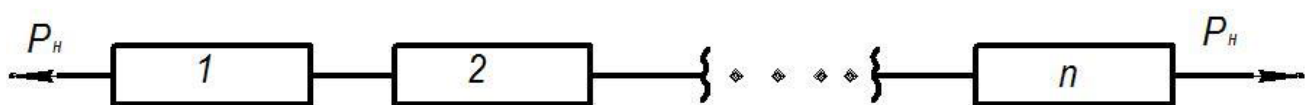


Рис. 3.7. Система кріплення елементів культиватора, яка називається послідовною

Умова надійності – як і для послідовних систем – поломка будь-якої лапи викликає відмову всього агрегату.

Механічна несправність – це раптове руйнування або залишкова деформація пружної стійки.

Для обчислення ймовірності безвідмовної роботи при першому екстремальному навантаженні, за умови використання попередніх навантажень для підвищення надійності, застосовуємо таку залежність:

$$R(1/m_n) = \frac{(m_n + 1)K^b}{(m_n + 1)K^b + n} \quad m_n \neq 0 \quad (3.8)$$

де  $m_n$  – кількість попередніх (контрольних) навантажень;

$n$  – кількість стійок;

$K$  – коефіцієнт запасу;

$b$  – показник ступеня, що дорівнює 12,15 (відповідає коефіцієнту варіації  $V=0,1$ ).

Показник  $R_1(m_n)$  суттєво впливає на якість техніки, оскільки визначає надійність на початковому етапі експлуатації. Чим вищий  $R_1(m_n)$ , тим більший попит на техніку, а отже, вона буде більш конкурентоспроможною на ринку.

Для забезпечення надійної роботи повинно бути  $R_1 \geq 0,999$ . Досягти такого рівня показника можна за допомогою наступних методів:

1. Підвищення коефіцієнта запасу під час екстремальних навантажень. Коефіцієнт запасу обчислюється за формулою:

$$K = \frac{\bar{\sigma}_T - \sigma_0}{\bar{\sigma}_H - \sigma_0} \quad (3.9)$$

Для спеціальної сталі 65 Г нижня межа межі текучості становить  $\sigma_0 = 460$  МПа. Середня межа текучості  $\bar{\sigma}_T$  залежить від методу термічної обробки матеріалу і може бути в межах від 680 до 1230 МПа. Середнє екстремальне навантаження  $\bar{\sigma}_H$ , становить 655 МПа. Відповідно до формули (3.9):

$$1,2 \leq K \leq 3,8$$

2. Завдяки використанню попередніх навантажень  $m_n$ .

Кількість попередніх навантажень  $m_n$  встановлюється на рівні 1, 2, 5, 10. Відповідні значення  $R_1$  залежно від  $K$  та  $m_n$  для різних агрегатів наведені у таблиці 3.2.

Значне покращення показника надійності спостерігається зі збільшенням кількості попередніх навантажень  $m_n$ . Застосування цього методу дозволяє ще до початку експлуатації виявити та вибракувати дефектні стійки. Використання цього методу є більш затратним через потребу додаткового персоналу та обладнання. Однак цей підхід дозволяє використовувати дешевшу сталь без необхідності додаткової термічної обробки. Наприклад, для агрегату з 10 стійками достатній рівень безвідмовності досягається при  $K = 1,8$  та 10 попередніх навантаженнях.

Таблиця 3. 2

## Результати проведених розрахунків

	Кількість стійок 10			
	$m_n = 1$	$m_n = 2$	$m_n = 5$	$m_n = 10$
K=1,2	0.64698	0.73326	0.84611	0.90974
K=1,4	0.92264	0.94706	0.97281	0.98498
K=1,6	0.95372	0.98908	0.99451	0.99699
K=1,8	0.99606	0.99737	0.99868	0.999:8
K=2,0	0.99890	0.99927	0.99963	0.99980
K=2,2	0.99965	0.99977	0.99988	0.99993
	Кількість стійок 46			
K=1,2	0.28490	0.37406	0.54446	0.68664
K=1,4	0.72165	0.79545	0.88607	0.93447
K=1,6	0.92924	0.95169	0.97525	0.98634
K=1,8	0.98212	0.98801	0.99397	0.99670
K=2,0	0.99496	0.99664	0.99832	0.99908
K=2,2	0.99841	0.998) 4	0.99947	0.99971
K=2,4	0.99945	0.99963	0.99982	0.99990

K=2,6	0.99979	0.99986	0.99993	0.99996
	<b>Кількість стійок 126</b>			
K=1,2	0.12698	0.17910	0.30379	0.44444
K=1,4	0.48625	0.58673	0.73955	0.83886
K=1,6	0.82741	0.87792	0.93499	0.96346
K=1,8	0.95251	0.96783	0.98365	0.99102
K=2,0	0.98633	0.99084	0.99540	0.99749
K=2,2	0.99566	0.997Ц	0.99855	0.99921
K=2,4	0.99849	0.99899	0.99950	0.99973
K=2,6	0.99943	0.99962	0.99981	0.99990
K=2,8	0.99977	0.99985	0.99992	0.99996
K=3,0	0.99990	0.99993	0.99997	0.99998
K=3,2	0.99995	0.99997	0.99998	0.99999
K=3,4	0.99998	0.99999	0.99999	0.99999
K=3,6	0.99999	0.99999	0.99999	0.99999
K=3,8	0.99999	0.99999	0.99999	0.99999

Показник ймовірності безвідмовної роботи визначається за наступною формулою:

$$R_m(K) = \prod_{j=1}^m \frac{jK^b}{jK^b + n} \quad (3.10)$$

де  $m$  – кількість екстремальних навантажень.

Приймаємо  $m = 5, 10, 20, 30, 40, 50, 100, 200$ .

$$\Omega = \frac{n}{K^b}$$

Визначено нормативне значення коефіцієнта запасу для пружної стійки, що забезпечує необхідну ймовірність безвідмовної роботи культиватора.



Запропоновані та розглянуті варіанти підвищення надійності за допомогою попередніх контрольних навантажень та введення в систему заходів для підвищення її стійкості до відмов.

### **Висновки до третього розділу**

Коливальні рухи пружних робочих органів ґрунтообробних агрегатів сприяють інтенсифікації втрати зусиль попереднього затягування у вузлах кріплення стійок до рами сільськогосподарської машини. Це є значущим фактором, що обмежує довговічність агрегату та може призвести до відмови процесу розпушування.

Виявлено, що оцінка змінної навантаженості різьбових з'єднань залежить від визначення величини коефіцієнта основного навантаження. Експериментальні дані показують, що залежність коефіцієнта основного навантаження від коефіцієнта затягування з'єднання має нелінійний характер, з параметрами, визначеними на основі проведених випробувань.

Зниження зусиль попереднього затягування призводить до збільшення амплітуди напружень у болтах. Навіть при регулярному підтягуванні болтів можливе накопичення втомних пошкоджень, що зрештою призводить до руйнування з'єднання.

Запропоновано ефективний метод підвищення міцності різьбових з'єднань у вузлах кріплення стійок робочих органів до рами ґрунтообробних агрегатів. Він передбачає встановлення під головкою болтів спеціальних пружних елементів - конічних шайб, розташованих меншою основою конуса до з'єднувальних деталей. Це дозволяє довше зберігати зусилля затягування болтів на належному рівні, що збільшує втомну довговічність агрегатів і запобігає відмовам під час рихлення.

Агрегат, для обробки ґрунту зазвичай може виходити з ладу, коли втрачає працездатність хоча б один із його робочих органів, який під час розпушування ґрунту здійснює коливальні рухи. Це відповідає системам з послідовною структурою, де елементи піддаються спільному навантаженню.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В ході проведеного дослідження магістерської роботи на тему «Аналіз та дослідження працездатності та надійності ґрунтообробних агрегатів із коливальними елементами» можемо зробити наступні висновки:

1. Україна володіє значними сільськогосподарськими ресурсами, що потребують впровадження надійної техніки для обробки ґрунту. Дослідження показали, що більшість робіт з удосконалення ґрунтообробних агрегатів зосереджені на покращенні агротехнічних операцій та зменшенні енерговитрат, але недостатньо досліджень щодо поєднання інтенсифікації обробки з методами забезпечення надійності.

2. Розроблено математичну модель вібраційного процесу розпушування ґрунту робочим органом із пружною підвіскою, яка враховує двостадійні зміни опору переміщенню. Виявлено значний вплив швидкості руху агрегату на динамічні деформації його робочого органу. Встановлено залежності між переміщенням пружної стійки та максимальним згинальним моментом.

3. Створено 3D модель S-подібної стійки культиватора, що дозволило точно оцінити її деформованість. Аналіз показав залежність між напруженням і переміщенням, а також визначив граничні рівні навантажень і деформацій, за яких стійка залишається у пружному стані.

4. Коливальні рухи робочих органів призводять до втрати зусиль затягування вузлів кріплення стійок, що може обмежувати довговічність агрегату та викликати відмову під час обробки ґрунту. Досліджено, що зниження зусиль затягування збільшує напруження в болтах, навіть при регулярному підтягуванні, що може призвести до руйнування з'єднання.

5. Запропоновано встановлення конічних шайб під головкою болтів, що дозволяє підтримувати зусилля затягування на належному рівні, збільшуючи втомну довговічність агрегатів і знижуючи ризик відмов.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Греков В.О. Баланс поживних речовин у ґрунтах України та його динаміка / В.О. Греков, Л.В.Дацько, Н.Д. Пошедів, М.О. Дацько // Охорона родючості ґрунтів. – Вип. 4. – 2008. – С.46 –50.
2. Закон України «Про внесення змін до деяких законодавчих актів України щодо збереження родючості ґрунтів» від 04.06.2009 р. №1443-VI.
3. Електронний ресурс: [https://ips.ligazakon.net/document/view/KP170413?an=49&ed=2018\\_12\\_27](https://ips.ligazakon.net/document/view/KP170413?an=49&ed=2018_12_27)
4. Наказ Мінагрополітики «Про затвердження Положення про моніторинг ґрунтів на землях сільськогосподарського призначення» від 26.02.2004 р. №51.
- 5.Тараріко О.Г.Механізми і технології контролю родючості ґрунтів / О.Г. Тараріко, В.О. Греков, Л.В. Дацько. // Вісник аграрної науки. – 2011. – № 11 – С.16 –19.
6. Указ Президента України «Про суцільну агрохімічну паспортизацію земель сільськогосподарського призначення» від 02.12.1995 р. №1118/95.
7. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини/ Д.Г Войтюк., Яцун С.С., ДовжикМ.Я. – К.: ВТД, 2015. – 464 с.
8. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку/ Д.Г. Войтюк, В.М.Барановський, В.М.Булгаков та ін.;за ред. Д.Г. Войтюка. - К.: Вища школа, 2005. – 463 с.
9. Кушнарєв А. С., Шевченко І. А., Дюжаєв В.П. Механіка взаємодії робочих органів на пружній підвісці з ґрунтом. Техніка в АПК. 2008. № 8. С. 22-25.
10. Кушнарєв А. С., Кочев В. І. Механіко-технологічні основи обробки ґрунту. Київ: Урожай, 1989. 144 с.
11. Ларін А. А. Прогнозування та аналіз надійності машинобудівних конструкцій. Харків: НТУ ХПІ, 2011. 128 с.

12. Lejman K., Owsiak Z., Pieczarka K., Molendowski F. Methodological aspects of determination of resultant force acting on the cultivator spring tines. *Agricultural Engineering*. 2015. № 4(156). 69–78.

13. Алфьоров О. І., Гринченко О. С., Савченко В. Б., Юр'єва Г. П. Теоретичний аналіз автоколивань ґрунтообробних органів на пружній підвісці з урахуванням стохастичних факторів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2016. № 5. С. 225–231.

14. Гринченко А. С., Марченко М. В., Полтавченко О. В. Результати моделювання напружено-деформованого стану S-подібної стійки культиватора. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П. Василенка*. Харків, 2011. Вип. 114: Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва.

15. Бабицький Л. Ф. Біонічні напрями розробки ґрунтообробних машин. Київ: Урожай, 2008. 164 с.

16. Базаров В. П. Додатковий пружний елемент і його вплив на пружну підвіску. *Конструювання і технологія виробництва сільськогосподарських машин*. 1990. № 10. С. 9–11.

17. Карпуша П. П. Про вплив конструкції пружного елемента підвіски робочого органу на ефективність роботи. *Збірник наук. пр. УСГА*. Київ, 2001. Вип. 192. С. 15–18.

18. Войтюк В.Д., Рубльов В. І., Опалко В.Г. Розробка методики забезпечення якості різьбових з'єднань зернових сівалок. *Науковий вісник НУБіП України. Серія: Техніка та енергетика АПК*. К.: НУБіП, 2015. Вип. 226 С. 168-177.

19. Козаченко О. В., Шкрегаль О. М. Дослідження конструкцій і режимів роботи робочих органів культиваторів. *Техніка і енергетика АПК: Науковий вісник НУБіП України*. Київ: НУБіП, 2010. Вип. 144, Ч.4. С. 122-127.