

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

Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

Бродовський Дмитро Олегович

УДК 631.372:629.113

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МОБІЛЬНИХ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСКИХ КОЛІСНИХ
ЕНЕРГОЗАСОБІВ

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

_____ Бродовський Д.О.

Керівник роботи

Борак К.В.

доктор технічних наук, професор

Житомир – 2025

АНОТАЦІЯ

Бродовський Дмитро Олегович. Підвищення ефективності мобільних сільськогосподарських колісних енергозасобів. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2025.

У роботі розглянуто проблему зниження динамічної навантаженості (вібронавантаженості) елементів конструкції мобільного енергетичного засобу та обґрунтовано доцільність застосування системи підресорювання з активним регулюванням. Показано, що зменшення віброактивності істотно покращує функціональні й експлуатаційні характеристики мобільного енергетичного засобу, сприяє підвищенню комфорту та безпеки праці оператора, а також забезпечує зростання надійності й довговічності конструктивних елементів за рахунок зниження динамічних навантажень.

Розроблено імітаційний стенд, який дозволяє достовірно відтворювати режими навантаження системи підресорювання мобільного енергетичного засобу під час виконання технологічних сільськогосподарських операцій і забезпечує формування адаптивного керування відповідно до нерівностей опорної поверхні. Стенд забезпечує регулювання внутрішньокордового тиску пневмоелемента в діапазоні 1–6 атм при ході поршня платформи 90–140 мм, а похибка відтворення параметрів не перевищує 5 %.

За результатами розрахунково-експериментальних досліджень встановлено, що впровадження розробленої системи підресорювання забезпечує зниження зусиль, які діють на елементи системи, на 20,5 % порівняно з базовим варіантом. Це, у свою чергу, суттєво підвищує ресурс найбільш навантажених елементів конструкції, зокрема переднього лонжерона, ресурс якого майже вдвічі перевищує відповідний показник базового варіанта трактора.

Ключові слова: трактор, підресорювання, мобільний енергетичний засіб, ресурс, імітаційний стенд.

ANNOTATION

Brodovskyi Dmytro Olehovych. Improving the efficiency of mobile agricultural wheeled power units. – *Qualification work on the rights of the manuscript.*

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 Agricultural Engineering.
– Polissia National University, Zhytomyr, 2025.

The paper addresses the problem of reducing the dynamic load (vibration load) on the structural elements of a mobile power unit and substantiates the feasibility of applying a suspension system with active control. It is shown that reducing vibration activity significantly improves the functional and operational characteristics of the mobile power unit, enhances operator comfort and safety, and increases the reliability and service life of structural components by lowering dynamic loads.

An imitation (simulation) test bench has been developed that enables reliable reproduction of loading modes of the suspension system of a mobile power unit during technological agricultural operations and ensures the formation of adaptive control in accordance with irregularities of the supporting surface. The test bench provides regulation of the internal pressure of the pneumatic element in the range of 1–6 atm with a platform piston stroke of 90–140 mm, while the parameter reproduction error does not exceed 5%.

Based on the results of computational and experimental studies, it was found that the implementation of the developed suspension system reduces the forces acting on the suspension elements by 20.5% compared with the baseline configuration. This, in turn, significantly increases the service life of the most highly loaded structural elements, in particular the front longitudinal member, whose service life is almost twice that of the corresponding element in the baseline tractor design.

Keywords: tractor, suspension, mobile power unit, service life, simulation test bench.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ.....	8
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ МЕЗ.....	18
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ СТЕНДОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІБРОНАВАНТАЖЕНОСТІ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ.....	27
РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІБРОНАВАНТАЖЕНОСТІ МЕЗ...	32
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	44
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	46

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Сучасний етап розвитку сільськогосподарського виробництва характеризується зростанням вимог до ефективності використання мобільних сільськогосподарських колісних енергозасобів, які є базовими технічними засобами виконання більшості технологічних операцій у рослинництві. Підвищення продуктивності, зниження енерго- та матеріаломісткості технологічних процесів, забезпечення надійності машин і поліпшення умов праці оператора набувають особливої актуальності в умовах обмежених ресурсів, зростання вартості пально-мастильних матеріалів та необхідності адаптації аграрного сектору до сучасних викликів.

Під час експлуатації мобільні колісні енергозасоби працюють у складних умовах змінного мікропрофілю доріг і полів, що супроводжується значною динамічною навантаженістю елементів конструкції. Підвищені рівні вібрацій негативно впливають на ресурс і надійність вузлів та агрегатів, спричиняють прискорене втомне руйнування конструктивних елементів, а також погіршують комфорт і безпеку праці оператора. Крім того, надмірні динамічні навантаження призводять до зростання втрат енергії, підвищення буксування рушіїв і збільшення тиску на ґрунт, що негативно відображається на агротехнічних показниках та стані ґрунтового середовища.

Одним із перспективних напрямів підвищення ефективності мобільних сільськогосподарських колісних енергозасобів є впровадження сучасних систем підресорювання з активним або адаптивним регулюванням пружно-демпфувальних характеристик. Такі системи дають змогу зменшити рівень вібронавантаженості конструкції, оптимізувати розподіл навантажень між осями, підвищити плавність ходу та забезпечити стабільність руху енергозасобу в різних експлуатаційних режимах. Водночас питання обґрунтування параметрів таких систем, оцінювання їх ефективності та доцільності впровадження з урахуванням реальних умов роботи залишаються недостатньо дослідженими.

У зв'язку з цим дослідження, спрямовані на підвищення ефективності мобільних сільськогосподарських колісних енергозасобів шляхом зниження динамічної навантаженості, удосконалення систем підресорювання та застосування сучасних методів математичного й експериментального моделювання, є актуальними та мають важливе наукове й практичне значення для подальшого розвитку аграрної техніки.

Мета дослідження – підвищення ефективності системи підресорювання МЕЗ та збільшення довговічності конструкції МЕЗ за рахунок зниження динамічної навантаженості елементів конструкції.

У зв'язку з поставленою метою визначено **завдання досліджень**:

- виконати аналіз методів і засобів зниження динамічної навантаженості, способів підвищення ефективності систем підресорювання МЕЗ, а також визначити найбільш перспективний і ефективний спосіб зменшення вібраційної активності елементів конструкції;

- розробити імітаційний стенд для проведення експериментальних досліджень вібронавантаженості системи підресорювання МЕЗ на різних агрофонах;

- провести аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень щодо оцінювання зниження віброактивності та підвищення ефективності системи підресорювання МЕЗ, а також розробити рекомендації з удосконалення системи підресорювання МЕЗ.

Об'єкт досліджень – системи підресорювання сучасних мобільних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення.

Предмет досліджень – динамічні характеристики сучасних енергонасичених мобільних енергетичних засобів.

Методи наукового дослідження. Під час розв'язання поставлених завдань застосовано математичний апарат динамічного опису, аналізу, математичного моделювання та математичної статистики.

Перелік **публікацій** за темою роботи:

1. **Бродовський Д.О.** Методика проведення експериментального дослідження системи підресорювання. Наукові читання – 2025: збірник тез доповідей науково-практичної конференції за підсумками I-го туру Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузей знань і спеціальностей. 23 квітня 2025 р. Житомир: Поліський національний університет, 2025. Том 2. С. 97-102.

2. Куликівський В.Л., **Бродовський Д.О.** Удосконалення системи підресорювання та застосування активної підвіски. Збірник тез доповідей XXVI Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–18 жовтня 2025 року). МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2025. С. 618-622.

3. Дерев'янюк Д.А., **Бродовський Д.О.**, Білоусов О.В. Розрахункова схема динамічної коливальної системи мобільного енергетичного засобу. XIV Міжнародна науково-технічна конференція «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві» (01-17 жовтня 2025 р.). URL: <http://animal-conf.inf.ua/conf.html>.

Практичне значення одержаних результатів. Зниження динамічної навантаженості МЕЗ дає змогу поліпшити умови праці оператора, скоротити витрати на оновлення парку МЕЗ, зменшити тиск на ґрунт і відповідно підвищити урожайність.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 32 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 48 сторінок комп'ютерного тексту, містить 29 рисунків та 3 таблиці.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ

1.1 Приклади конструктивних змін у МЕЗ

Жорсткість рами МЕЗ відіграє важливу роль у зниженні коливань і підвищенні енергоефективності МЕЗ, а також його довговічності. Підвищення жорсткості досягається різними шляхами, зокрема шляхом внесення конструктивних змін, у тому числі загальної оптимізації конструкції за рахунок введення додаткових перекриттів, локальних підсилень, а також застосування високоміцних матеріалів.

Одним із основних підходів є використання композитних матеріалів або високоміцних сталей, які характеризуються вищою міцністю та жорсткістю порівняно з традиційними сталевими конструкціями. У місцях виникнення найбільших навантажень можливе застосування локальних підсилень і перекриттів, прикладом чого є монтаж бокового підсилювача рами, запозичений із відкритих джерел мережі Інтернет (рис. 1.1). У рамках застосовують профілі коробчастої та трубчастої форми, що дає змогу підвищити опір згину та кручінню.



Рис. 1.1. Монтаж бокового підсилювача рами

Додавання додаткових пластин або балок у місцях виникнення найбільших навантажень у критичних зонах рами також застосовується для підвищення загальної жорсткості рами та зменшення її деформацій. Уникаючи появи додаткових концентраторів напружень шляхом виконання плавних радіусних переходів у конструкції в зонах з'єднання лонжеронів із заднім мостом або кріплення робочого обладнання, у місцях встановлення трансмісії та системи підресорювання, у посадочних місцях бортових редукторів, півосей і балансирної балки, досягається загальне підвищення опору втомі та зменшується ймовірність появи втомних тріщин.

На сучасних вітчизняних МЕЗ найчастіше застосовують пружинні віброізолятори та віброізолятори з еластомерів, зовнішній вигляд яких наведено на рисунку 1.2 [9]. Зазначені віброізолятори мають різну внутрішню робочу поверхню. Існують віброізолятори, що містять один монолітний гумовий блок. Однак конструкції віброізоляторів найчастіше являють собою складніші виконання у вигляді еластомерних віброізоляторів із різною податливістю.

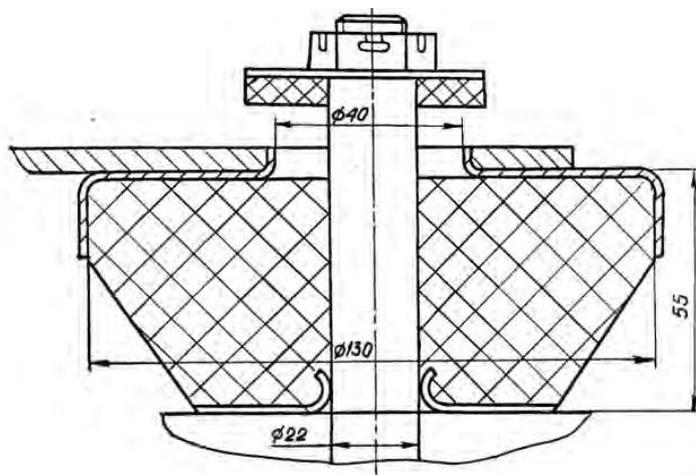


Рис. 1.2. Віброізолятор підвіски кабін МЕЗ

Композитні елементи характеризуються високою міцністю та жорсткістю за порівняно малої маси, що дає змогу зменшити загальну масу МЕЗ і підвищити його ефективність.

Композитні матеріали також мають відмінні амортизаційні властивості, завдяки чому здатні поглинати та розсіювати енергію вібрацій. Це особливо важливо для МЕЗ, які зазнають значних динамічних навантажень під час роботи

на нерівній місцевості. Застосування композитних елементів у конструкції МЕЗ дає змогу знизити рівень вібрації, покращити комфорт оператора та зменшити зношування інших компонентів машини.

Використання композитних матеріалів із високими амортизаційними властивостями для підвищення комфорту полягає в тому, що окремі композити спеціально розробляються з підвищеною здатністю до демпфування. Такі матеріали можуть застосовуватися під час виготовлення сидінь, рульових колонок, панелей кабіни та інших елементів транспортних засобів з метою зменшення передавання вібрацій і ударних навантажень на оператора, що сприяє підвищенню безпеки праці та зниженню втомлюваності під час тривалої роботи. Крім того, застосовується метод інтеграції антивібраційних композитних матеріалів у систему підвіски: для додаткового зниження вібрацій і коливань у технічних системах, зокрема в системі підвіски МЕЗ, можуть використовуватися спеціальні антивібраційні композитні матеріали.

Під час добору антивібраційних композитних матеріалів для системи підвіски МЕЗ враховують комплекс їх механічних властивостей, зокрема міцність, жорсткість та демпфувальні характеристики [10]–[14].

Слід зазначити, що впровадження композитних матеріалів у конструкцію МЕЗ потребує ретельного конструкторського опрацювання, експериментальних випробувань і перевірки відповідності вимогам безпеки та надійності. Незважаючи на наявність у композитів унікальних експлуатаційних властивостей, їх застосування можливе лише за умови всебічного врахування дії механічних навантажень, умов експлуатації та встановлених вимог до продуктивності машини.

Методи зменшення коливань у конструкції МЕЗ мають визначальне значення для підвищення його працездатності та зручності експлуатації. Модифікація конструктивних елементів, застосування акустичних підходів, систем контролю й керування коливаннями, а також використання

антивібраційних матеріалів у сукупності забезпечують зниження рівня вібрацій і покращення експлуатаційних характеристик МЕЗ [15]–[16].

Подальший розвиток досліджень у цьому напрямі та впровадження сучасних технологічних рішень сприятимуть створенню більш ефективних і комфортних у використанні мобільних енергетичних засобів.

1.2. Удосконалення системи підресорювання та застосування активної підвіски

Система підресорювання в МЕЗ відіграє важливу роль у забезпеченні комфорту оператора, захисті від ударних навантажень і підтриманні стійкості під час руху по нерівній місцевості. Для поліпшення системи підресорювання застосовують кілька методів: використання більш ефективних амортизаторів, пневматичної підвіски, інтеграцію електронних систем керування підвіскою для автоматичної корекції коливань. Особливу увагу слід приділити демпфувальному елементу підвіски [2].

Застосування більш ефективних амортизаторів є одним із способів суттєвого вдосконалення системи підресорювання (СП). Основними завданнями амортизаторів є поглинання та розсіювання енергії, що виникає внаслідок нерівностей дороги, шляхом зменшення амплітуди коливань, які передаються на наступні конструктивні елементи. Правильно підібрані амортизатори забезпечують більш точне та плавне регулювання ходу підвіски, що сприяє підвищенню комфорту та стійкості МЕЗ [2].

Використання пневматичної підвіски є ще одним методом удосконалення СП. Пневматична підвіска ґрунтується на застосуванні повітряних пружин, які регулюються тиском повітря для підтримання оптимальної висоти підвіски та амортизації ударних навантажень. Така система дозволяє МЕЗ плавно адаптуватися до нерівностей дороги та зменшувати вплив ударних навантажень на конструкцію і оператора. Це особливо корисно під час роботи в умовах сильних вібрацій, наприклад, під час косіння трави або обробітку полів [2].

Інтеграція електронних систем керування є найсучаснішим підходом до вдосконалення СП. Електронні системи керування можуть включати датчики, контролери та виконавчі механізми, які автоматично регулюють хід підвіски на основі отриманої інформації про навантаження, швидкість та інші параметри. Це дозволяє системі підвіски швидко й точно реагувати на змінні дорожні умови та навантаження. Наприклад, якщо датчики виявляють значну нерівність дороги, контролер може активувати амортизатори для більш жорсткої роботи, що зменшує передавання коливань на МЕЗ. Такі електронні системи також можуть мати налаштування підвіски, які дають змогу оператору обирати оптимальні параметри залежно від умов роботи [2].

Активна підвіска – це різновид підвіски з бортовою системою керування, яка впливає на вертикальні переміщення осей відносно остова МЕЗ, на відміну від пасивної системи підресорювання, де застосовуються елементи з постійними пружно-демпфувальними характеристиками. Існують напівадaptive системи підресорювання, які змінюють жорсткість елементів, а також активні й адаптивні системи, що завдяки використанню приводів (гідравлічні циліндри, пневматичні елементи) дозволяють змінювати режими роботи відповідно до встановлених законів керування [2].

Ці технології дають змогу виробникам МЕЗ досягати вищої якості ходу та керованості завдяки тому, що під час проходження поворотів шини залишаються перпендикулярними до дороги, запобігається небажаному контакту рами із землею (особливо при подоланні нерівностей), а також покращується зчеплення з дорогою та стабільність керування. Бортовий комп'ютер визначає рух кузова за допомогою встановлених датчиків і, використовуючи отримані дані, керує роботою активної та напівактивної підвісок. Система практично усуває крен і зміну кута нахилу кузова в багатьох дорожніх ситуаціях, зокрема під час поворотів, розгону та гальмування. При використанні на комерційних ТЗ активна підвіска може також застосовуватися для тимчасового опускання або піднімання підлоги [2].

Адаптивна підвіска – це тип підвіски, яка автоматично змінює свої характеристики (адаптується) під час руху. Загальний вигляд наведено на рис. 1, узятому з відкритих джерел мережі Інтернет [2].



Рис. 1.3. Загальний вигляд адаптивної підвіски транспортного засобу [2].

Установлені датчики та перетворювачі дають змогу адаптивній системі підресорювання ефективно регулювати пружно-демпфувальні характеристики системи підресорювання МЕЗ безпосередньо під час руху. Система збирає такі вхідні параметри: швидкість руху МЕЗ, висоту нерівності, положення остова, параметри руху [2].

Встановлений електронний блок формує керуючий сигнал, взаємодіючи з виконавчими механізмами (гідравлічними або пневматичними). У результаті цього впливу досягаються оптимальні значення характеристик жорсткості та демпфування системи підресорювання для подолання нерівностей певної висоти. Як виконавчі механізми також можуть застосовуватися нейромереві контролери [2].

Зазвичай система має кілька попередньо встановлених режимів роботи, що полегшують керування: жорсткий і комфортний режими [2].

Адаптивна підвіска зазвичай включає такі елементи:

- електронний блок керування підвіскою;
- регульовані стійки стабілізатора (рис. 1.4);
- активні (регульовані) стійки амортизаторів;

- датчики (прискорення кузова, нерівностей дороги, дорожнього просвіту та інші) [2].

Розробники можуть застосовувати різні системи підвіски, проте загальний принцип їхньої роботи завжди залишається однаковим [2].



Рис. 1.4. Регульований стабілізатор поперечної стійкості [2].

Електронний блок керування – це елемент системи, який здійснює керування режимами роботи підвіски. Цей елемент аналізує інформацію, отриману від датчиків, або приймає сигнал від блока ручного керування, яким керує водій. Відповідно, у першому випадку регулювання відбувається автоматично, а в другому – у ручному режимі (рис. 1.6) [2].



Рис. 1.6. Електронний блок керування з датчиками [2].

Даний елемент змінює ступінь жорсткості за сигналом від блока керування. Стабілізатори поперечної стійкості активуються під час маневрування. Адаптивна підвіска використовує цей компонент для зменшення кренів кузова. Сучасні системи керування підвіскою отримують, аналізують і передають

сигнали до виконавчих механізмів за мілісекунди. Це дає змогу миттєво змінювати налаштування підвіски [2].



Рис. 1.7. Активний амортизатор із магнітореологічною рідиною [2].

Амортизаційні стійки, як виконавчі механізми, бувають різних типів: з електромагнітним клапаном або магнітореологічною рідиною (рис. 3). Амортизатор з електромагнітним клапаном є пристроєм адаптивної системи підресорювання, у якому зміна пружно-демпфувальних характеристик відбувається за рахунок зміни прохідного перерізу каналів, через які рухається рідина, на відміну від звичайних амортизаторів, канали яких мають постійний переріз. В електромагнітному клапані відбувається вплив електричного струму на соленоїд, при якому створюється магнітне поле, що, у свою чергу, переміщує плунжер, відкриваючи або закриваючи клапан. Клапан може розташовуватися як у поршні, так і на корпусі та за частки секунди реагує на керуючий сигнал від блока. У магнітореологічному амортизаторі використовується рідина, що містить магнітні частинки, які під дією магнітного поля, створеного котушкою, утворюють ланцюжки, що суттєво впливають на в'язкість рідини й, відповідно, на опір переміщенню поршня. Швидкість регулювання пружно-демпфувальних характеристик у таких амортизаторах є дуже високою – до 2 мілісекунд, що перевищує швидкодію амортизаторів з електромагнітним клапаном. Перевагами амортизаторів із магнітореологічною рідиною є висока надійність системи,

відсутність шуму, швидке регулювання та можливість автоматичної роботи. Використання таких амортизаторів дає змогу виключити зі структури стабілізатори поперечної стійкості, проте амортизатори з магнітореологічною рідиною є відносно дорогим компонентом, що обмежує їх широке застосування. Альтернативою зазначеним амортизаторам є електромагнітні амортизатори, які мають можливість рекуперації енергії. Регулювання пружно-демпфувальних характеристик у таких амортизаторах здійснюється не за рахунок рідини, а за допомогою електромагнітних сил, завдяки чому ці системи відзначаються високою швидкістю та точним відгуком на керуючий сигнал [2].

Широкого поширення набули пневматичні підвіски зі змінним тиском, які також можуть використовуватися в адаптивних системах підресорювання. Основними компонентами таких систем є пневмоподушки на кожному колесі, що сприймають навантаження та мають можливість регулювання кліренсу залежно від тиску, який подається в пневмоелемент; компресор, який підтримує необхідний рівень тиску шляхом стравлювання або нагнітання повітря; повітряний ресивер, у якому міститься певна кількість стисненого повітря для системи; пневматичні магістралі й клапани; електронний блок керування; датчики (положення кузова, швидкості, кута повороту рульового колеса, нахилу, висоти нерівностей тощо). За допомогою пневматичних підвісок можливий широкий спектр впливів на системи підресорювання: зниження центру мас під час руху на великих швидкостях шляхом стравлювання повітря з пневмоелементів, що забезпечує кращу керованість; зміна дорожнього просвіту для підвищення прохідності; підтримання рівня кузова незалежно від розподілу ваги та завантаженості; зменшення кренів у поздовжній площині. Існують одноконтурні та двоконтурні системи, які забезпечують можливість керування пружно-демпфувальними характеристиками певної осі, а також чотириконтурні системи, що дозволяють регулювати роботу кожного з чотирьох пневмоелементів окремо [2].

Висновки по розділу

Виявлено, що згідно з проведеним аналізом оглядових матеріалів можна зробити висновок про доцільність і високу ефективність систем адаптивного керування системами підресорювання. Застосування цих систем у різних конструктивних елементах – системі підресорювання кабіни, навісного технологічного обладнання, а також у системі підвіски мобільного енергетичного засобу демонструє істотне зниження амплітуд коливань як під час безпосереднього впливу дорожніх нерівностей або розгойдування, так і на етапі подальшого затухання коливань. Активно проводяться дослідження та впровадження керуючих впливів на елементи підресорювання з використанням різних контролерів, у тому числі нейромережових. Водночас метод керування пневматичними елементами в системі підресорювання не застосовувався, що, своєю чергою, з урахуванням наведеної вище аналітичної оцінки, забезпечить високу ефективність гасіння вертикальних коливань у конструктивних елементах, тим самим позитивно вплинувши на широкий спектр конструктивних та експлуатаційних параметрів МЕЗ.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ МЕЗ

2.1. Об'єктом дослідження

Об'єктом дослідження є система підресорювання трактора John Deere 7810. Даний мобільний енергетичний засіб обрано як об'єкт дослідження у зв'язку з тим, що трактори тягового класу 2–3 мають найбільше поширення в сільськогосподарському виробництві. Із застосуванням цих колісних тракторів виконуються різноманітні сільськогосподарські технологічні операції. У конструкції даного МЕЗ використано пасивну систему підресорювання ведучого моста, що зумовило необхідність її модернізації з метою зниження загальної динамічної навантаженості повнокомплектної машини під час роботи у складі машинно-тракторного агрегату.

Трактор має класичну компоновальну схему та призначений для виконання комплексу робіт у ґрунтово-кліматичних зонах із помірним кліматом, зокрема для основного та передпосівного обробітку ґрунту (оранка, безвідвальне розпушування, боронування, суцільна культивуація), сівби зернових культур, виконання збиральних і транспортних робіт, луцення стерні та дискування ґрунту, внесення добрив, снігозатримання, закриття вологи та інших видів робіт у агрегаті з навісними, напівнавісними і причіпними гідрофікованими машинами та знаряддями.

Оскільки сили впливу (вертикальні та дотичні) з боку дороги на колесо мають динамічний характер і за своїми проявами не є статичними показниками, виникає потреба додатково розглядати цю змінну величину для якісної оцінки дії сил, що виникають на колесі від опорної поверхні. Прийнято вважати, що за коефіцієнта динамічності понад 1,3 навантаження вважаються перевантаженнями, однак на суттєво нерівних дорогах коефіцієнт динамічності

може досягати 1,7–2,0. Значення цього коефіцієнта залежить від загальної маси МЕЗ та швидкості руху.



Рис. 2.1. Трактор John Deere 7810.

Динамічні випробування проводилися з метою отримання вхідних параметрів для дослідження вібронанвантаженості елементів конструкції трактора John Deere 7810 з подальшою оцінкою найбільш ефективних умов гасіння коливань за результатами математичного моделювання динамічної навантаженості. У розглянутому випадку пневмоелемент встановлюється на передній напіврамі; загальний вигляд зони встановлення пневмоподушки наведено на рис. 2.2 та 2.3.

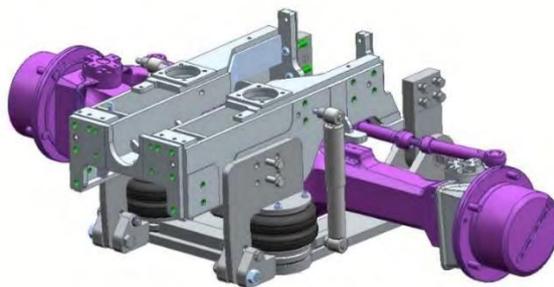


Рис. 2.2. Конструктивна модель встановлення пневмоелемента на передньому мосту трактора.

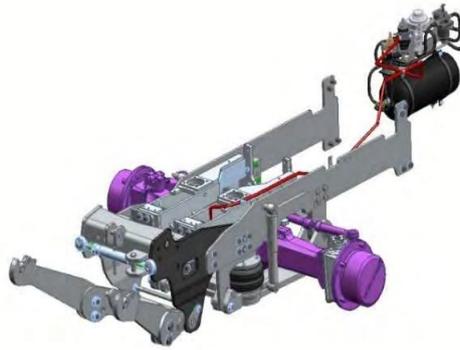


Рис. 2.3. Загальний вигляд системи підресорювання переднього моста з лонжеронами.

2.2 Розрахункова схема динамічної коливальної системи МЕЗ

Як наслідок наведеного вище можна виокремити такі способи зменшення інтенсивності коливань у системі [3]:

1. Зниження віброактивності джерела коливань - шляхом зменшення рівнів механічних впливів, що збуджуються джерелом. Для цього здійснюють урівноваження важільних механізмів і балансування роторів.

2. Внутрішній віброзахист об'єкта - шляхом зміни конструкції об'єкта, за якої задані механічні впливи спричиняють менш інтенсивні коливання об'єкта або окремих його частин.

3. Динамічне гасіння коливань – шляхом приєднання до об'єкта динамічного гасника коливань, тобто додаткової динамічної системи, яка змінює характер коливань основної системи [3].

Вхідним сигналом у даній моделі є недеформівний ґрунт, однак найбільш точним методом розрахунку є польові вимірювання ґрунту під час проходження по ньому ТТС із зняттям характеристики залежності щільності та висоти нерівностей від частоти. Подальші дослідження передбачають розроблення математичної моделі ґрунту як в'язкопластичного тіла, що враховує такі

параметри, як внутрішнє зчеплення ґрунту, товщина м'якого шару, модуль деформації, вологість і щільність [3].

У даній моделі трактор розглядається як динамічна система, що являє собою сукупність пов'язаних між собою (елементами підресорювання) підсистем, які надають пружність (c) та оснащені демпфувальними елементами (k). За цієї постановки коливальна модель трактора розглядається як стаціонарна система з варійованим коефіцієнтом жорсткості передньої підвіски, який, однак, не змінюється в часі з точки зору подолання одиничної нерівності (тобто система є стійкою відносно прикладеного збурювального впливу) [3].

Розрахунок проводився з урахуванням технологічних процесів виконання сільськогосподарських операцій: оранки з навісним лемішним чотирикорпусним плугом 4–35, призначеним для основного обробітку ґрунту під зернові та технічні культури, а також у транспортному режимі [3].

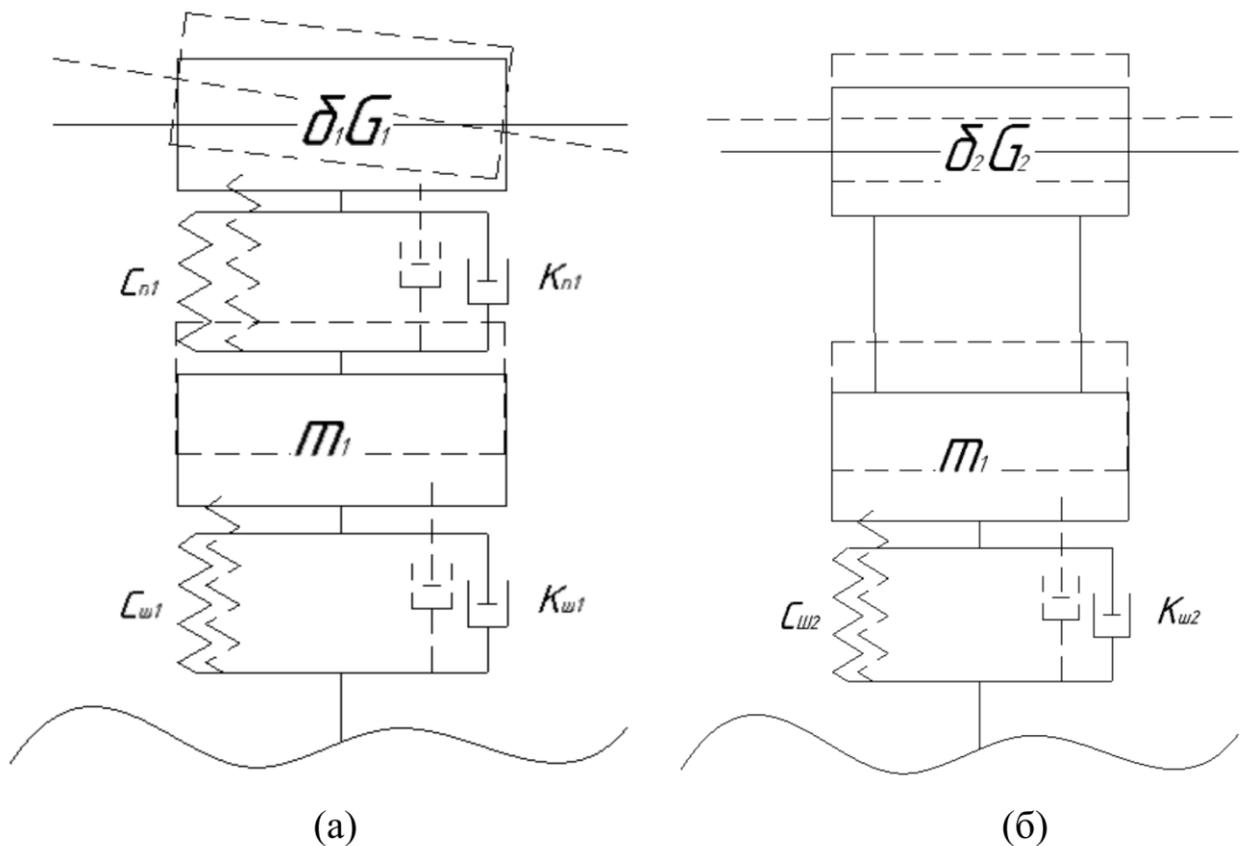


Рис. 2.4. Дискретні моделі передньої (а) та задньої підвісок трактора (б) з урахуванням кута тангажа під час подолання одиничної нерівності [3].

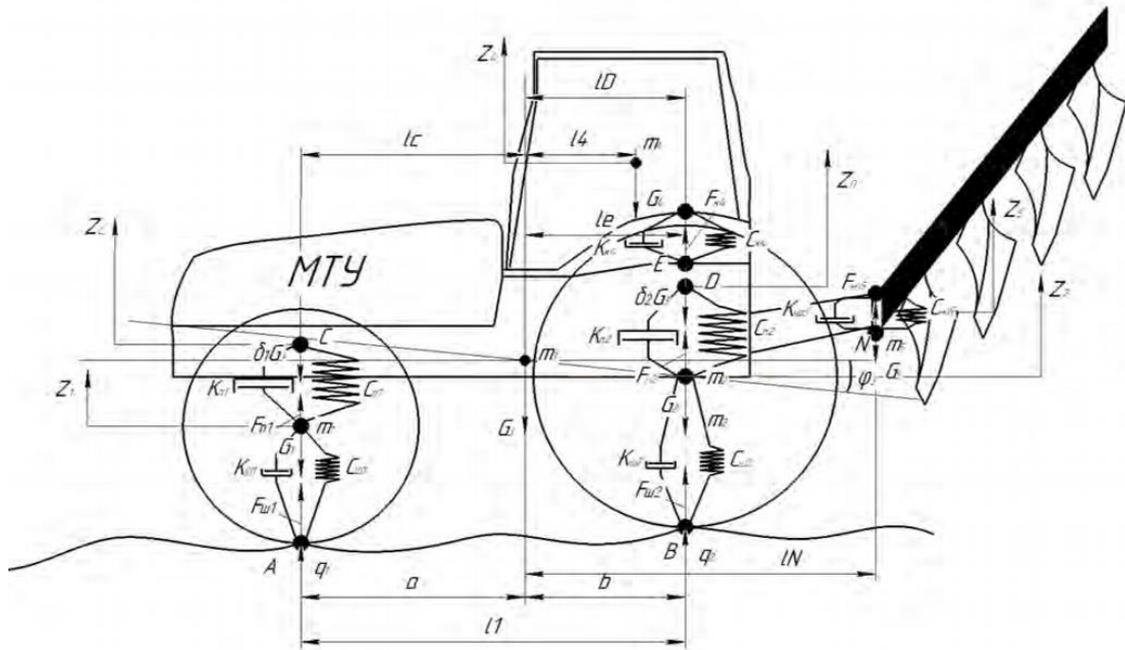


Рис. 2.6. Розрахункова схема коливальної системи МЕЗ з підресореним заднім мостом [3].

2.3. Критерії вібронавантаженості МЕЗ

Оскільки вібрації в сучасних енергонасичених МЕЗ впливають на низку характеристик, зокрема конструктивні, технологічні, експлуатаційні та економічні, завдання мінімізації вібраційних прискорень у конструктивних елементах є невід'ємною складовою підвищення ефективності повнокомплектного МЕЗ у цілому. Зниження віброактивності чинить комплексний вплив на кожен із зазначених факторів, що підтверджується низкою проведених досліджень [8], [10].

Для оцінювання вібраційного впливу було складено модель, яку згодом верифіковано за результатами вимірювань вібраційних прискорень безпосередньо в зоні двигуна та кабіни. Модель являє собою скінченно-елементну модель (СЕМ) системи підресорювання переднього моста, побудовану на основі solid-моделі трактора та таку, що включає всі взаємопов'язані конструктивні елементи у вигляді зосереджених мас із відповідними коефіцієнтами демпфування та жорсткості. Надалі ця модель

використовується для розрахунку зниження тиску на ґрунт рушіями МЕЗ. Модель складено з елементів типів Shell, RBE2, RBE3, CBEAM і вона містить п'ять зосереджених мас відповідно до розрахункової моделі вібронавантаженості. Елементи типу RBE2 використовуються для передавання абсолютно жорсткого зв'язку, елементи Shell моделюють конструктивні елементи системи підресорювання переднього моста (лонжерони, стінки тощо). Елементи типу RBE3, на відміну від RBE2, передають зв'язок у зворотному напрямку — від залежних вузлів до вузла в елементі. Елементи типу CBEAM застосовуються для імітації кріпильних елементів (болтів, гвинтів, шпильок тощо). Після задання матеріалів і необхідних товщин стінок модель було розраховано з використанням таких рішувачів: 11, 13, 11. Зазначені рішувачі, за винятком 101, застосовуються для динамічних розрахунків, визначення власних частот конструкції та перевірки адекватності моделі за величинами переміщень відносно головних осей. Умовно спрощена модель відокремленої системи підресорювання переднього моста наведена на рис. 2.7.

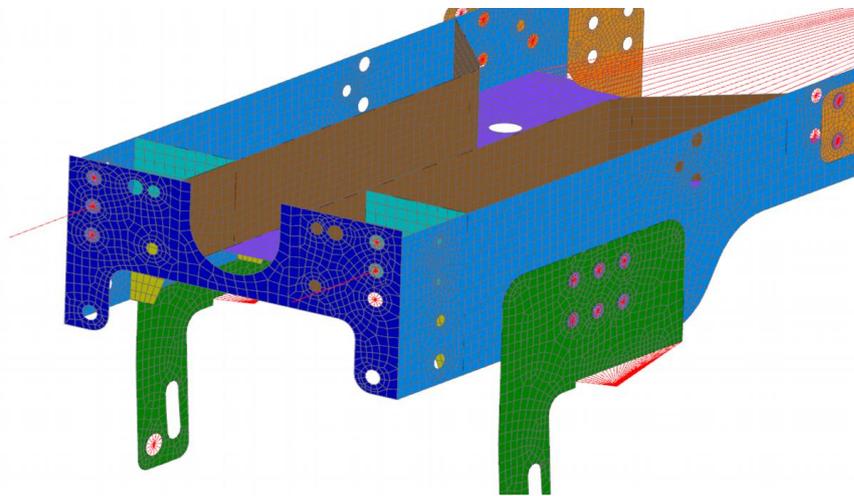


Рис. 2.7. СЕМ системи підресорювання переднього моста з лонжеронами.

Дана модель дає змогу оцінити як базовий варіант МЕЗ (із базовою системою підресорювання), так і МЕЗ із розробленою системою. Значення вібраційних прискорень і віброшвидкостей остова МЕЗ із розробленою системою підресорювання під час руху по стерні з піднятим плугом, у порівнянні з базовим варіантом, наведені на рис. 2.8 та 2.9.

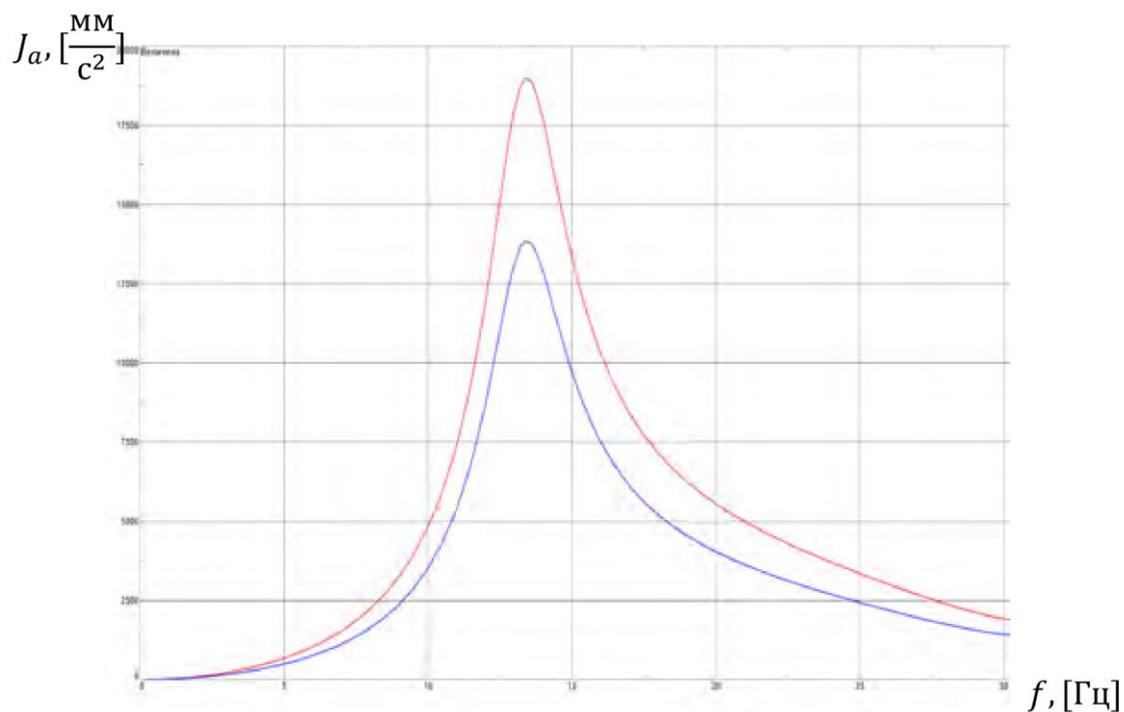


Рис. 2.8. Значення вібраційних прискорень остова МЕЗ для базового варіанта та варіанта з розробленою системою підресорювання.

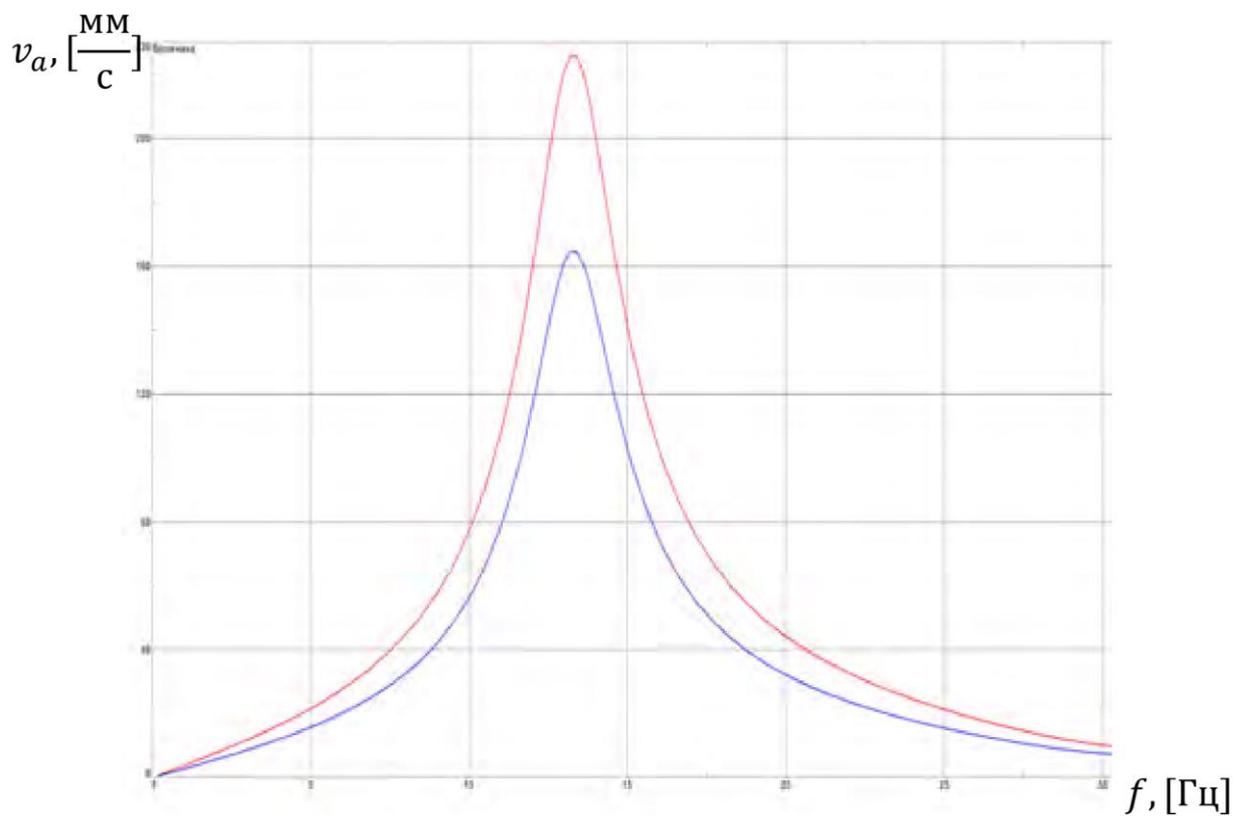


Рис. 2.9. Значення віброшвидкості остова МЕЗ для базового варіанта та варіанта з розробленою системою підресорювання.

Висновки до розділу

Розроблена математична імітаційна модель коливань МЕЗ є адекватною та дає змогу визначати величини переміщень коливних мас трактора. Результати комп'ютерного імітаційного моделювання наочно демонструють коливання мас МЕЗ під час його руху по нерівній опорній поверхні.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ СТЕНДОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІБРОНАВАНТАЖЕНОСТІ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ МЕЗ

3.1 Опис стенда

Дослідження пневмопіддушки проводилися на базі кафедри агроінженерії та технічного сервісу Поліського національного університету. Відібраний пневмоелемент було випробувано на сервогідравлічному випробувальному комплексі, який являє собою одноопорний вібростенд для випробувань систем підресорювання та віброзахисту.

Стенд складається з таких основних компонентів: горизонтальної силової основи, вертикальної силової рами, виконавчого гідроциліндра, підйомного механізму, пересувної стійки пульта керування, пересувної силової гідростанції, гідроаккумулятора, радіатора повітряного охолодження та повітряного компресора [7].

Метою проведення випробувань на стенді (рис. 3.1) було отримання гістерезисних кривих для пневмоелемента за різних значень тиску в робочій порожнині.



Рис. 3.1. Сервогідравлічний стенд для проведення випробувань.

За допомогою даного стенда значно спрощується можливість проведення натурних випробувань систем підресорювання та забезпечується оперування

параметрами широкого спектра пневмоелементів (ПЕ) вже на стадії проектування. Функціональні можливості цього стенда дають змогу:

- проводити високоточні комплексні експериментальні дослідження елементів системи підресорювання, що включають цілу низку стендових випробувань, результати яких дозволяють детально оцінити ефективність пружно-демпфувального елемента на різних режимах його роботи;
- задавати та відтворювати контрольовані імпульсні, ударні, профільні, циклічні й вібраційні впливи за різних статичних і динамічних режимів навантаження, у тому числі реальні експлуатаційні навантаження в широкому амплітудному та частотному діапазонах;
- визначати оптимальні параметри пружних і демпфувальних елементів систем підресорювання різних структур [8].

3.2 Методика проведення експериментального дослідження на стенді

З метою перевірки розробленої системи підресорювання було спроектовано імітаційний стенд, який дає змогу відтворювати реальні умови та режими експлуатації МЕЗ у сільськогосподарському виробництві [1].

Компонентну базу стенда наведено на рис. 3.1. Для стенда були розроблені компоновочна, електрична та пневматична схеми з комплектуючими. Даний стенд забезпечує керування внутрішньокордовим тиском у пневмоелементі в діапазоні від 1 до 6 атм, при цьому хід поршня гідросистеми платформи становить від 90 до 140 мм. Змінюючи робочий тиск у пневмоелементі, регулюються пружно-демпфувальні характеристики системи підресорювання в активному режимі (під час імітації руху МЕЗ по агрофону) [1].

В алгоритм роботи стенда були закладені розрахунки динамічної моделі п'ятимасової коливальної системи та оптимальні параметри жорсткості за відповідної нерівності на швидкості $V_{тр}$. Для ефективного гасіння коливань під час імітації було сформовано масив порогових значень, обґрунтування якого

базується на обробці нестационарних процесів, отриманих від нерівностей доріг і полів. Профіль поверхні поля є фактором, що істотно впливає на нерівномірність низки базових вихідних параметрів МЕЗ, зокрема: нерівномірність глибини обробітку ґрунту, загортання насіння, нерівномірність навантажувальних і швидкісних режимів агрегатів тощо [1].

Подібні дослідження виконувалися науковцями А. Б. Лур'є, Л. Є. Агеєвим, Ю. К. Киртбасю. Вони запропонували вважати областю макроколивань навантаження коливання з частотою $0...0,2$ Гц, мезоколивань — $0,2...0,3$ Гц, мікроколивань — понад $3...5$ Гц, за довжини хвилі $L \approx$ до 2 м [1].

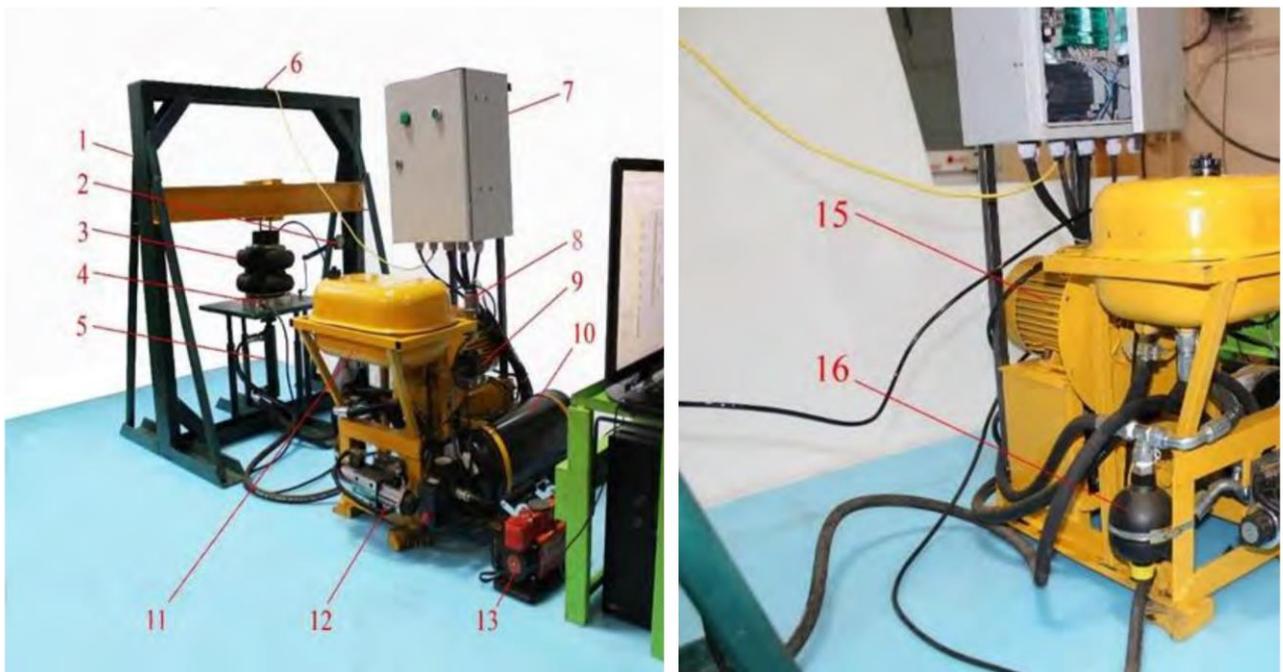


Рис. 3.2. Стенд для імітаційних випробувань системи підресорювання: 1 – силова рама для кріплення ПЕ; 2 – датчик положення; 3 – пневмоелемент; 4 – мембранний датчик зусилля; 5 – гідроциліндр; 6 – оптичний вимикач; 7 – шафа керування стендом; 8 – датчик тиску повітря; 9 – блок електромагнітних клапанів; 10 – ресивер; 11 – гідробак; 12 – гідророзподільник; 13 – компресор; 14 – бортовий комп'ютер; 15 – електродвигун; 16 – гідроаккумулятор [1].

У зв'язку з тим, що у формуванні керуючого впливу на пневмоелемент (ПЕ) беруть участь як електронні, пневматичні, так і механічні елементи конструкції системи підресорювання з активним регулюванням, спрацювання

системи мають певну інерційність, що, відповідно, обмежує її швидкодію. Це обмеження істотно знижує ефективність системи підресорювання за великих лінійних швидкостей руху МЕЗ [1].

З метою підвищення ефективності та усунення запізнілих і хибних спрацювань у програмному забезпеченні системи керування підресорюванням реалізовано (задано) порогові значення нерівностей доріг і полів. Таким чином, система підресорювання формує команди на зміну тиску в пневмоелементі лише у разі виявлення істотних нерівностей – підвищень або заглиблень, що перевищують задані порогові значення [1].

Зазначені порогові значення можуть бути обрані на основі статистичних характеристик мікропрофілю доріг і полів. Так, для ґрунтової дороги порогове значення доцільно встановлювати в межах ± 4 см, тоді як для зоранного поля ця величина може становити $\pm 5 \dots 10$ см [1].

Висновки по розділу

Розроблений імітаційний стенд дає змогу відтворювати режими навантаження системи підресорювання МЕЗ під час виконання технологічних сільськогосподарських операцій. Внутрішньокордовий робочий тиск пневмоелемента системи підресорювання становить 1–6 атм, а хід поршня платформи випробувального стенда – 90–140 мм.

Проведені стендові випробування пневмоелемента дали змогу отримати навантажувальні характеристики за різних режимів роботи; за петлями гістерезису режимів роботи пневмоелемента визначено оптимальні діапазони пружно-демпфувальних характеристик. Отримані дані використовуються під час теоретичних розрахунків на математичній та імітаційній моделях системи підресорювання МЕЗ.

Результати вимірювань вібрацій на тракторі дають змогу оцінити вібронавантаженість конструктивних елементів у зоні встановлення двигуна та переднього моста під час руху по різних агрофонах.

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІБРОНАВАНТАЖЕНОСТІ МЕЗ

4.1 Результати дослідження вібронавантаженості МЕЗ у середовищі Simulink

Результатом теоретичного дослідження є побудовані амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) у різних елементах конструкції МЕЗ. Результати отримано для різних значень тиску в пневмоелементі за синусоїдальних нерівностей опорної поверхні з випадковим розподілом висоти нерівностей у діапазоні від 0,01 м до 0,1 м.

Отриманий спектр результатів дає змогу найбільш повно оцінити переваги та недоліки системи за різних збурювальних впливів. Порівняльні характеристики наведено з кроком 1 атм (рис. 4.1–4.4).

Під час розрахунків враховувалися такі технологічні операції: виконання оранки з чотирикорпусним навісним плугом, призначеним для обробітку ґрунтів під зернові та технічні культури на глибину до 30 см різних типів ґрунтів, а також транспортний режим. Оскільки в транспортному режимі гідравліка та механізми фіксації зазнають підвищених навантажень, регламентована швидкість руху в транспортному режимі перебуває в діапазоні 25–40 км/год залежно від моделі МЕЗ.

Завдяки розробленій системі підресорювання динамічні навантаження істотно знижуються порівняно з базовими варіантами систем підресорювання МЕЗ без активного регулювання пружно-демпфувальних характеристик.

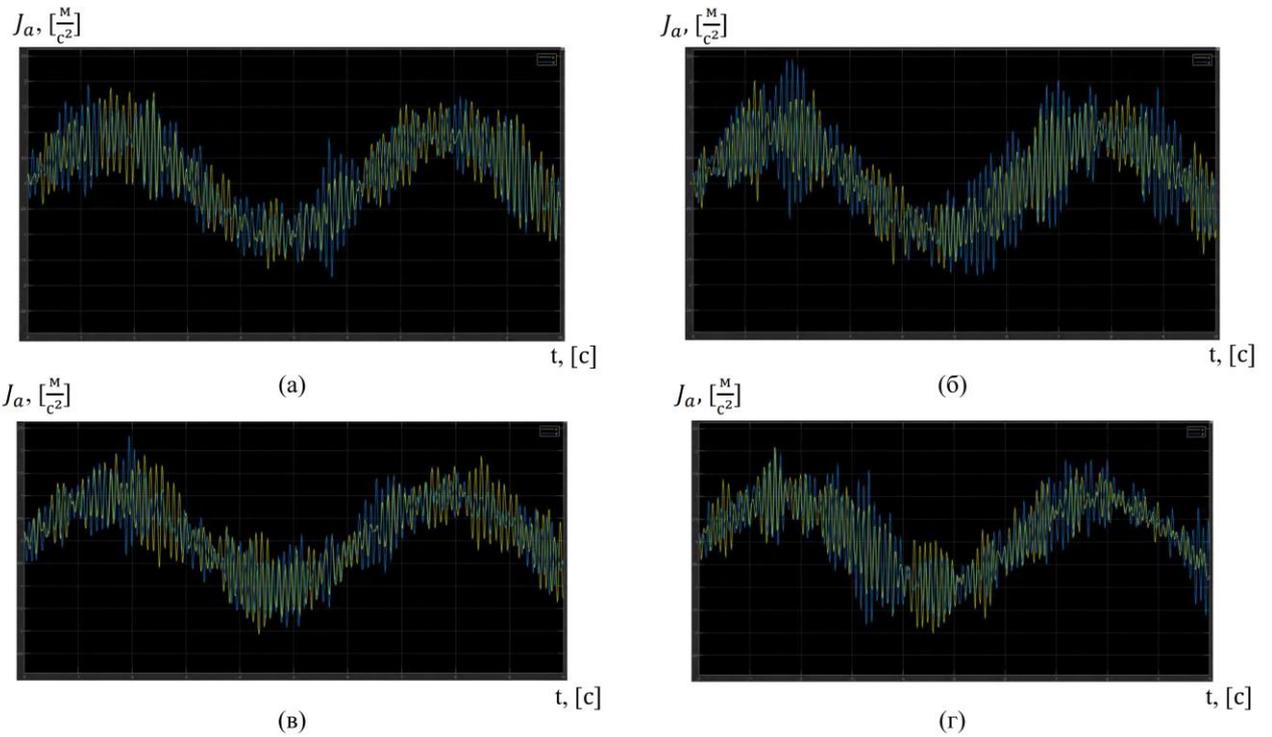


Рис. 4.1. Вертикальні вібраційні прискорення за синусоїдального профілю дороги з $f = 1$ Гц за різних значень тиску в пневмоелементі (від 1,2 атм до 3 атм).

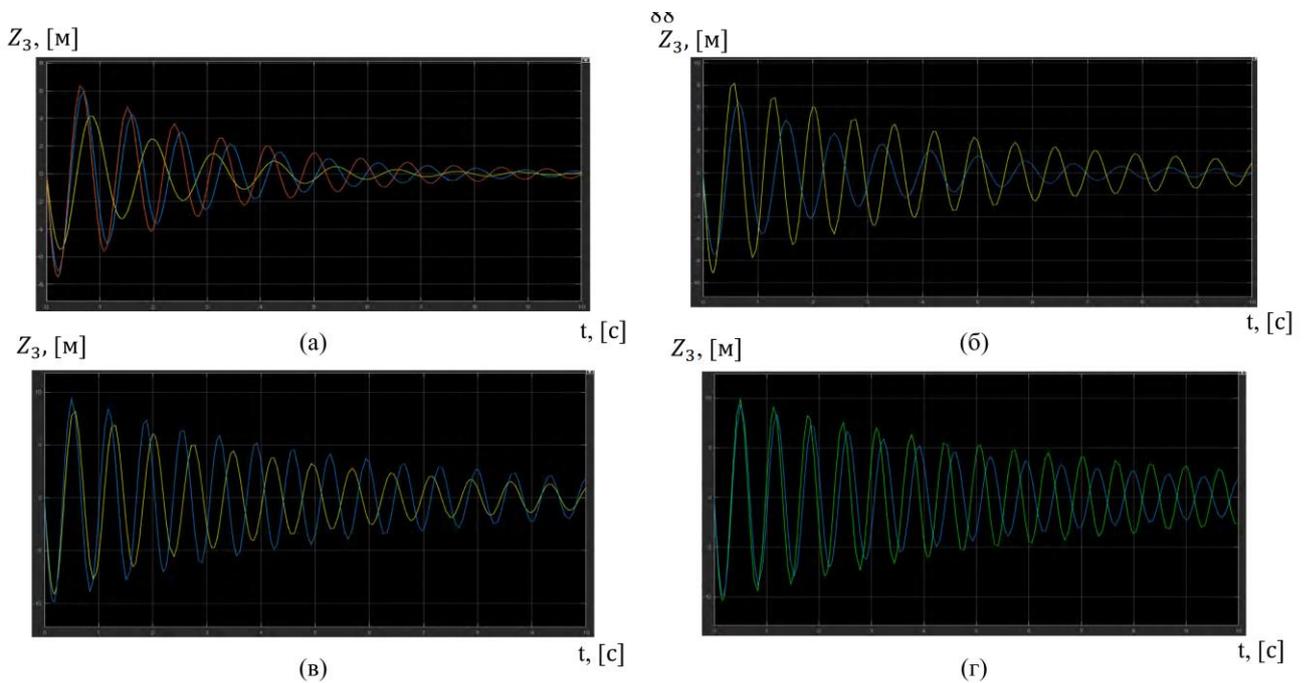


Рис. 4.2. Вертикальні переміщення остова за стохастичного характеру навантаження за різних значень тиску в пневмоелементі (від 1,2 атм до 3 атм).

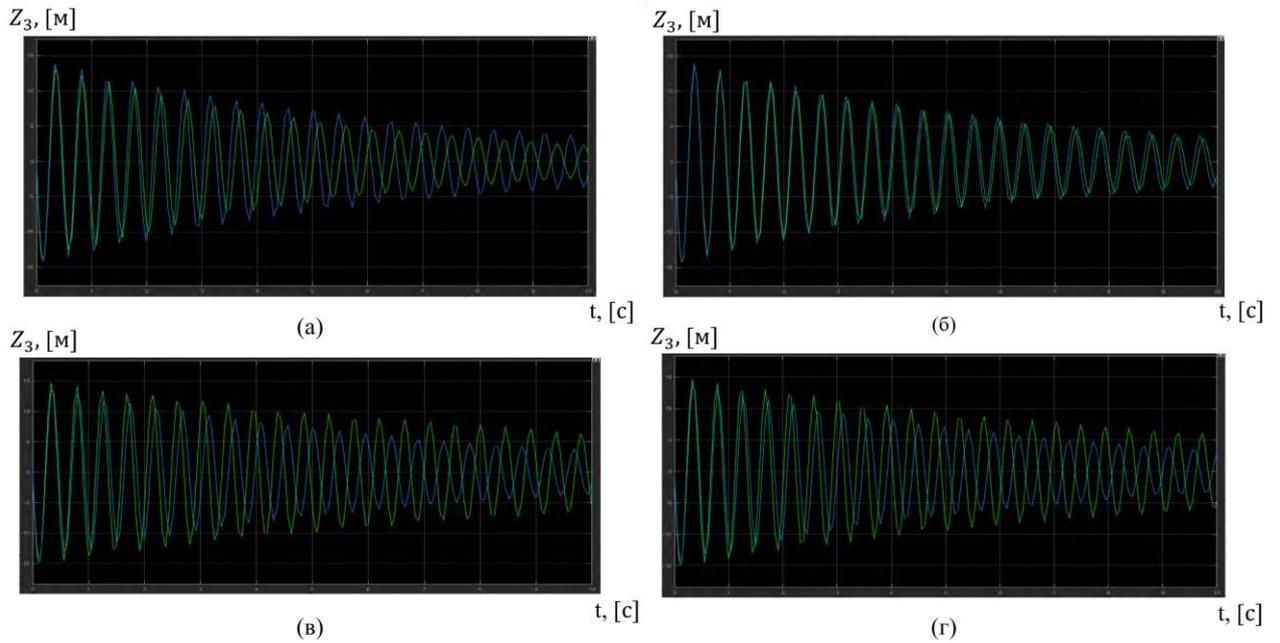


Рис. 4.3. Вертикальні переміщення остова за стохастичного характеру навантаження при різних значеннях тиску в пневмоелементі (від 3 атм до 5 атм).

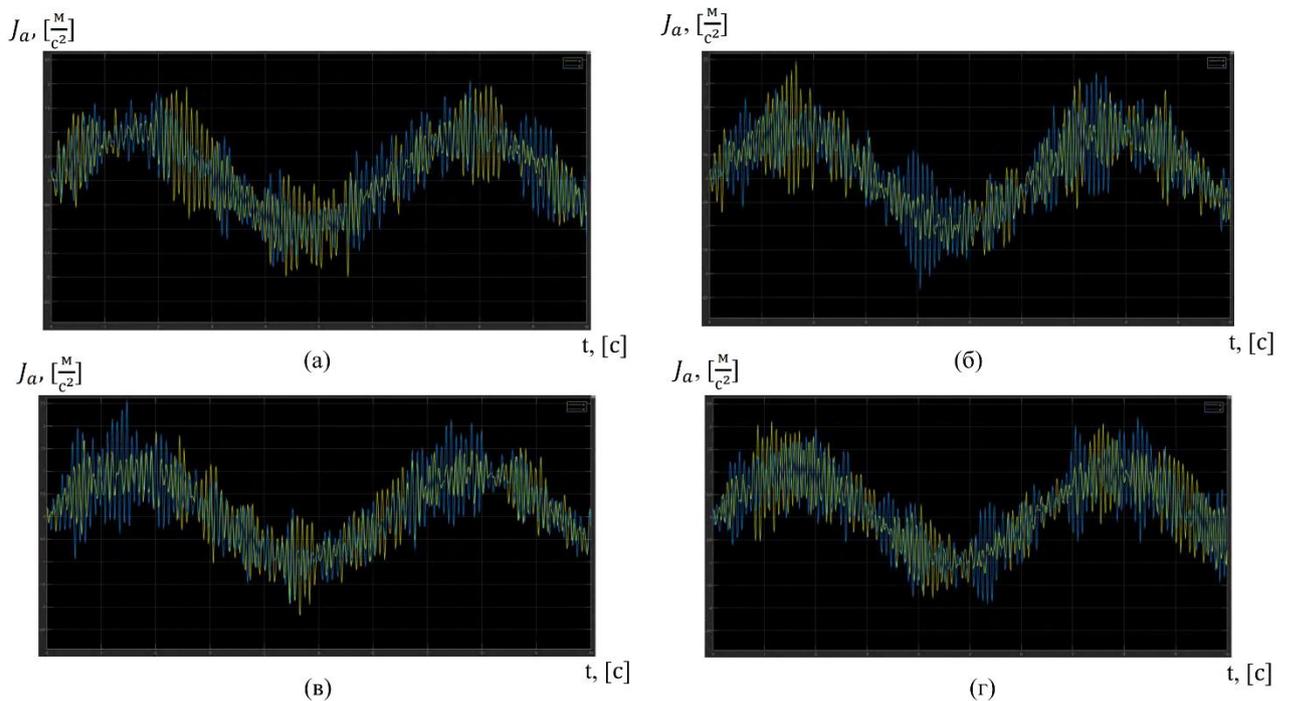


Рис. 4.4. Вертикальні вібраційні прискорення за синусоїдального профілю дороги з $f = 1$ Гц за різних значень тиску в пневмоелементі (від 3 атм до 5 атм).

Для перевірки достовірності роботи імітаційної моделі та відповідності теоретичних значень отриманих вібраційних прискорень експериментальним даним порівнюємо результати з використанням таких статистичних критеріїв:

критерію Стюдента, коефіцієнта кореляції та критерію Фішера, зіставивши їх із табличними значеннями.

4.2 Результати дослідження отриманих вібраційних прискорень МЕЗ у середовищі Matlab

Під час моделювання динамічної навантаженості в середовищі Matlab як збурювальний вплив від опорної поверхні використовувалися рівняння зміни координати мікропрофілю, які задаються у такому вигляді:

$$q_1 = \frac{1}{2} \cdot H_{11} \cdot \sin\left(2\pi \frac{x(t)}{S_{11}}\right) + \frac{1}{2} \cdot H_{12} \cdot \sin\left(2\pi \cdot \frac{x(t)}{S_{12}}\right) \quad (4.1)$$

$$q_2 = \frac{1}{2} \cdot H_{21} \cdot \sin\left(2\pi \frac{x(t)}{S_{21}}\right) + \frac{1}{2} \cdot H_{22} \cdot \sin\left(2\pi \cdot \frac{x(t)}{S_{22}}\right) \quad (4.2)$$

де H_{11}, H_{12} – величина математичного сподівання висоти нерівностей поздовжнього профілю опорної поверхні під передніми колесами трактора;

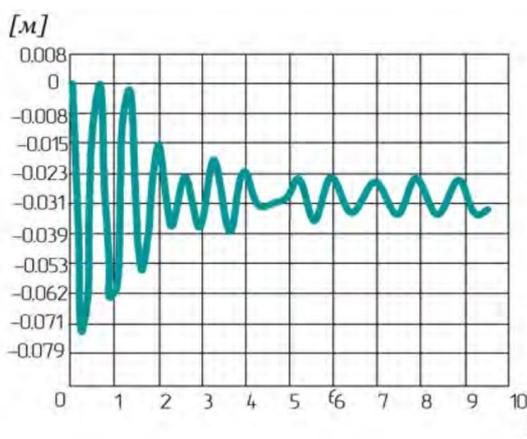
H_{21}, H_{22} – величина математичного сподівання висоти нерівностей поздовжнього профілю опорної поверхні під задніми колесами трактора;

S_{11}, S_{12} – величина математичного сподівання довжини нерівностей профілю під передніми колесами трактора;

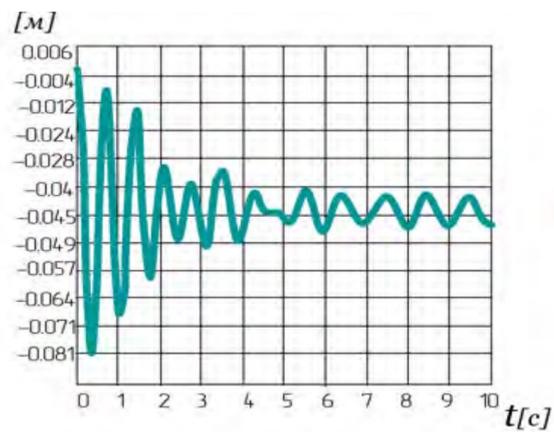
S_{21}, S_{22} – величина математичного сподівання довжини нерівностей профілю під задніми колесами трактора;

$x(t)$ – величина шляхової координати профілю під колесами трактора.

Кількісні характеристики мікропрофілю доріг і полів визначені для конкретних фонів виконання технологічних сільськогосподарських операцій. Результати розрахунків наведені на рис. 4.5–4.7.

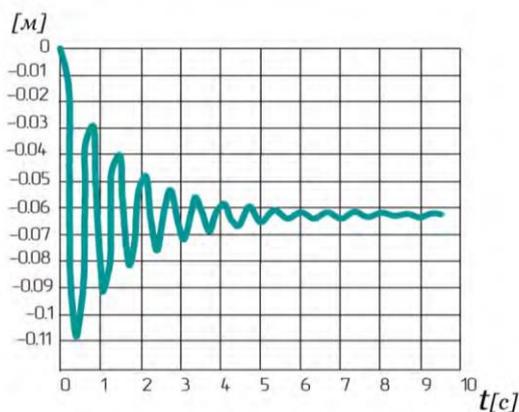


(a)

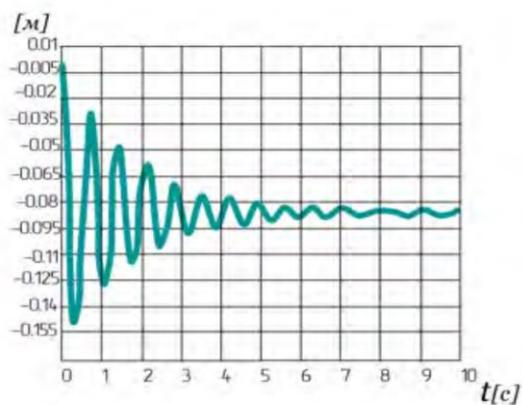


(б)

Рис. 4.5. Переміщення передньої (а) та задньої осі (б).

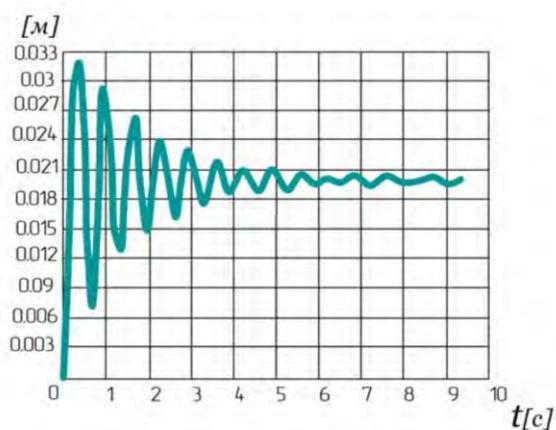


(a)

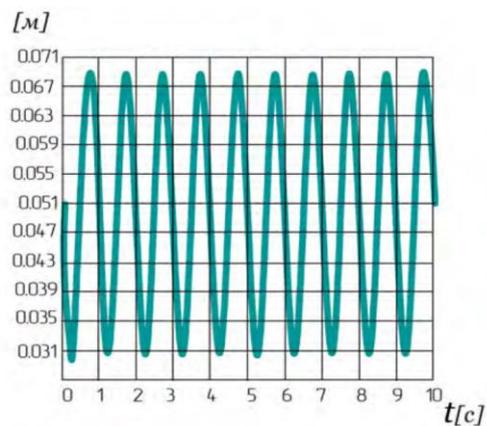


(б)

Рис. 4.6. Переміщення кабіни (а) та остова (б).



(a)



(б)

Рис. 4.7. Переміщення остова відносно поздовжньої площини (а) та задана висота нерівності опорної поверхні (б).

4.3 Результати дослідження зниження віброванавантаженості ходової системи МЕЗ

Для визначення економічної доцільності впровадження адаптивної системи підресорювання було розроблено скінченно-елементну модель трактора в програмно-апаратному комплексі «NX», яка включає передній міст, поздовжні лонжерони, а також змодельовані демпфувальні та жорсткісні властивості пневмоелемента.

Під час розрахунків розглядалися такі типи навантаження в умовах експлуатації МЕЗ: МЕЗ без навісного технологічного обладнання, з навіскою обладнання в передній частині та із задньою навіскою. Відповідно були отримані значення діючих зусиль для кожного розрахункового випадку (РВ). Напіврама зазнає найбільших навантажень у разі передньої навіски; у цьому випадку зусилля на елемент системи підресорювання приймалося згідно з розподілом маси та навантаженням, що припадає на одне колесо.

У моделі зусилля прикладалися в місцях кріплення пневмоелементів з кожного боку. Результати розрахунків для МЕЗ у базовому варіанті та з розробленою системою підресорювання за найбільш показовим розрахунковим випадком наведені в табл. 4.1 і 4.2.

Постановка задачі розрахунку: під час формулювання задачі необхідно визначитися зі схемою прикладання сил і граничними умовами. Розв'язуючи дану задачу, домовимося розглянути варіант навантаження, за якого зусилля не передається далі на напівраму. Як величину прикладених зусиль використаємо експлуатаційну масу трактора з передньою навіскою. Проаналізувавши конструктивні особливості системи підресорювання, можна виокремити такі аспекти, які необхідно відобразити в скінченно-елементній моделі, а саме: передні кронштейни мають вільний хід уздовж осі Z , але не сприймають обертання навколо осі Y ; задні кронштейни обмежені в поступальному переміщенні вздовж осі Z , проте, оскільки вони встановлені на втулці, можуть

вільно обертатися навколо осі Y , обмежуючись жорсткістю напіврами та лонжерона. Під час попереднього аналізу можна виділити найбільш навантажені зони – верхня стінка лонжерона зазнає розтягувальних напружень. Загальний вигляд розробленої скінченно-елементної моделі наведено на рис. 4.8, а результати розрахунку – на рис. 4.9.

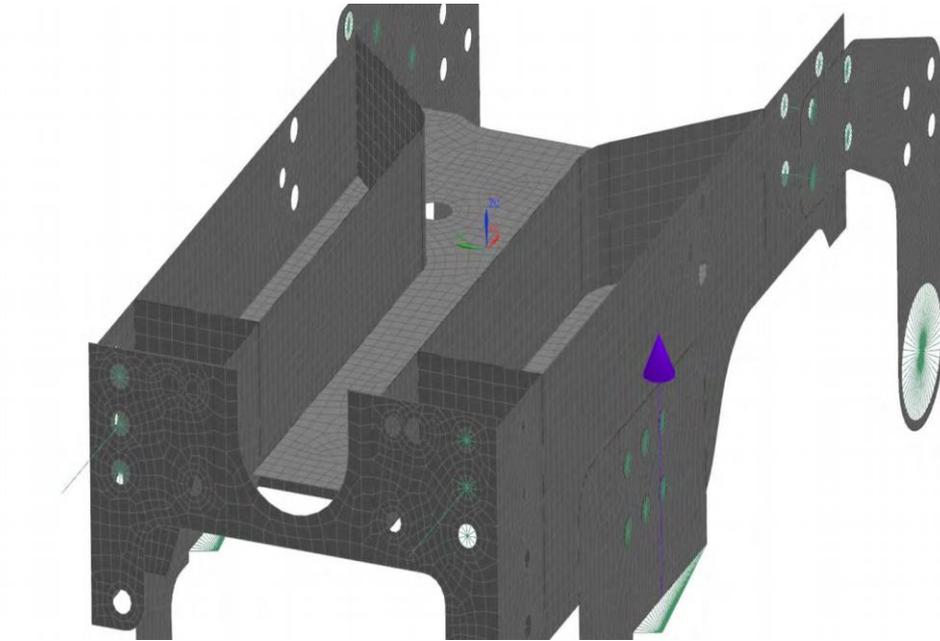


Рис. 4.8. Загальний вигляд скінченно-елементної моделі кронштейнів та стінки.

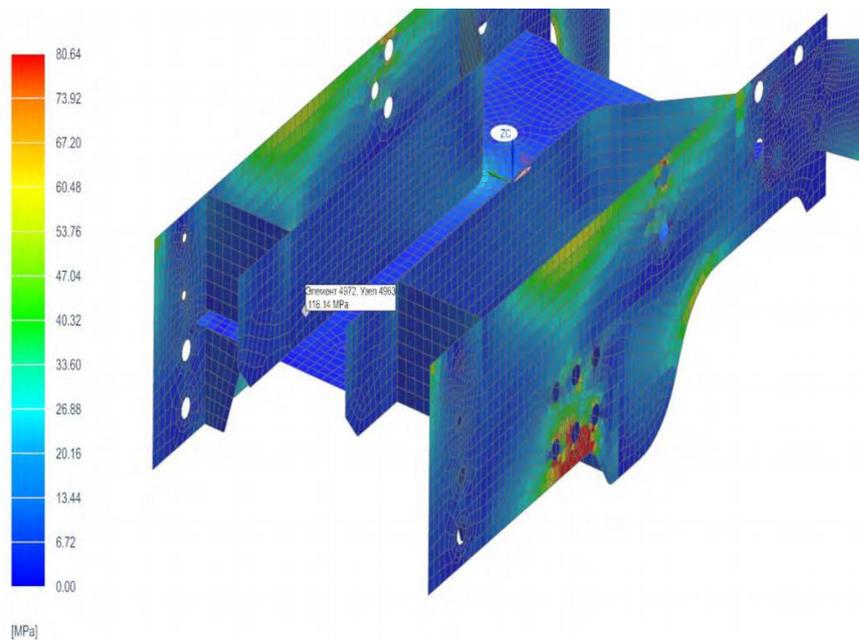


Рис. 4.9. Результати розрахунку напружено-деформованого стану базового варіанта переднього моста МЕЗ із системою підресорювання.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку у випадку передньої навіски для базового варіанта трактора.

Номер елемента	σ_{\max} , кгс/см ²	σ_m , кгс/см ²	σ_a , кгс/см ²	$P_{\text{псн}}$	$P_{\text{виб}}$	R, год
4976	17,22	8,606	8,605	5,56E-10	0,000740766	10948,43
4975	13,96	6,976	6,975	1,57E-10	0,000307272	38597,86
4971	14,34	7,166	7,165	1,85E-10	0,00025354	32849,84
5219	14,21	7,09	7,1	1,75E-10	0,000230682	34696,02
6028	8,26	4,126	4,125	6,75E-12	8,86E-06	902139,95

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку у випадку передньої навіски (варіант трактора з новою системою підресорювання).

Номер елемента	σ_{\max} , кгс/см ²	σ_m , кгс/см ²	σ_a , кгс/см ²	$P_{\text{псн}}$	$P_{\text{виб}}$	R, год
4976	128,675	6,3797	6,3797	2,5E-10	0,000327	16371,16
4975	103,485	5,1743	5,1743	7,09E-11	9,32E-05	57737,09
4971	101,05	5,003	5,003	5,79E-11	7,7E-05	70737,88
5219	106,38	5,2645	5,2645	7,9E-11	0,000104	51807,45
6028	61,355	3,0587	3,0587	3,05E-12	4E-06	1342518

З наведених даних наочно видно, що розроблена система підресорювання знижує величину вібраційних прискорень у системі підресорювання переднього моста, що чинить істотний вплив на ресурсні показники найбільш навантажених конструктивних елементів МЕЗ (лонжеронів переднього моста).

4.4 Результати розрахунково-експериментального дослідження вібронавантаженості на імітаційному стенді

Під час проведення випробувань на імітаційному стенді, відповідно до технічних характеристик трактора, навантаження на пневмоелемент відповідало діапазону навантажувальних характеристик пневмоелемента в циклі «відбій – стиснення» – 13–44 кН. Зазначене навантаження реалізовувалося за допомогою гідросистеми імітаційного стенда та є близьким до характеристик пневмоелемента системи підресорювання трактора-аналога.

У процесі випробувань були отримані криві затримки формування оптимального керування (задання пружно-демпфувальних характеристик у системі підресорювання, що відповідають висоті нерівностей).

Основний швидкісний діапазон експлуатації МЕЗ на досліджуваних режимах укладається в зазначений діапазон затримки відгуку системи. Отримані криві затримки відгуку дають змогу зробити висновок щодо доцільності застосування системи та наявних обмежень її ефективності за певних швидкостей руху. Аналіз отриманих даних свідчить, що істотна затримка, яка не дозволяє належним чином (ефективно) гасити коливання від дорожньої поверхні, починається за швидкості трактора $V_{тр} = 6 \text{ м/с}$.

Наведені дані кривих відгуку дають змогу виконати розрахунок попередніх і можливих місць розташування оптичних датчиків (як одного з можливих варіантів), а також визначити необхідну відстань виявлення висоти нерівності перед МЕЗ.

Оскільки порогові значення спрацювання жорстко задані з метою запобігання спрацюванню системи на незначні нерівності, швидкість руху МЕЗ та визначувані відповідні пружно-демпфувальні характеристики пов'язані оптимальним законом керування. Скористаємося кривими затримки відгуку для розрахунку допустимих швидкостей МЕЗ за різного розташування оптичних датчиків, ґрунтуючись на затримці системи під час формування оптимальних

значень пружно-демпфувальних характеристик (апаратна затримка) $t_{\text{затрим.}}$ та затримці відгуку $t_{\text{відкл.}}$.

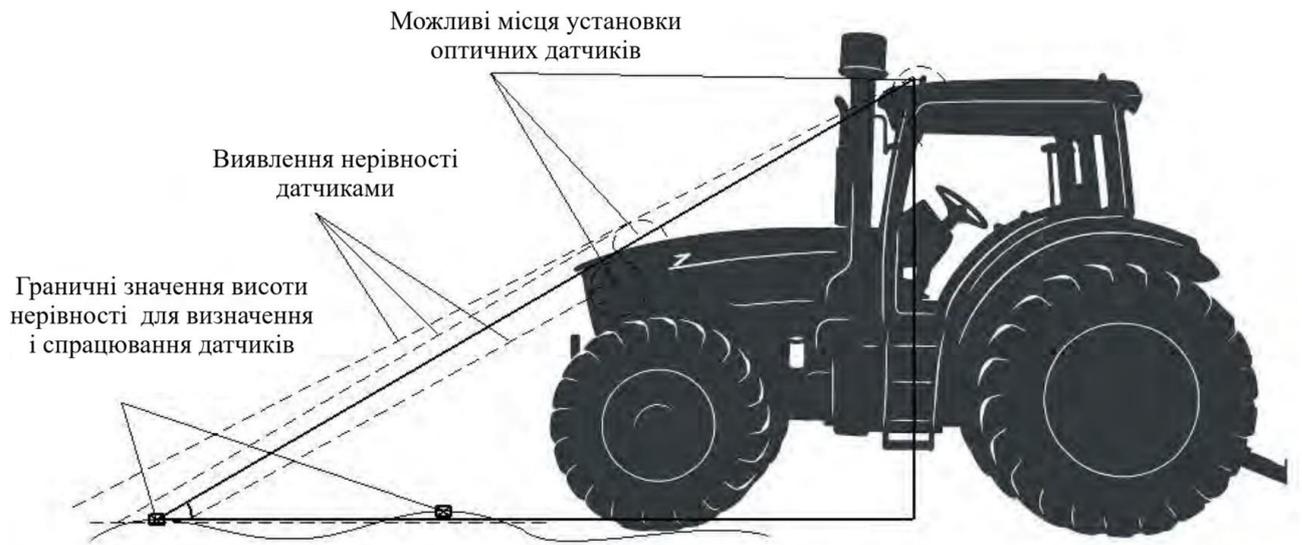


Рис. 4.11. Схема подолання нерівності при її виявленні датчиками адаптивної системи підресорювання МЕЗ

На рис. 4.11 наведено порогові значення спрацювання системи та можливі місця розташування датчиків із зазначенням відстані до нерівності й відстані безпосередньо від МЕЗ до подоланої нерівності (під час наїзду переднім колесом). На основі розрахункових формул складено табл. 4.3 розташування датчиків, затримок відгуку та відсоткового співвідношення реалізації оптимального значення пружно-демпфувальних характеристик у системі підресорювання, де 100 % — оптимальне значення, 0 % — оптимальний діапазон не досягнуто.

Позначимо критичну зону запізненого спрацювання датчика за ефективності реалізації пружно-демпфувальних характеристик на рівні менше ніж 50 % від оптимальних показників. Таким чином, можна зробити висновок, що критичними зонами є всі розрахункові випадки з відстанню 1 м за швидкостей ≥ 10 км/год, з відстанню 2 м за швидкостей ≥ 20 км/год та з відстанню 3 м за швидкостей 25–30 км/год.

Таблиця 4.3 – Результати розрахунку реалізації керування АСП за різних швидкостей МЕЗ

Швидкість трактора, км/год	Швидкість трактора, м/с	Відстань до нерівності, м.	Час до подолання нерівності, с.	Реалізація керування АСП, %
5	1,39	1	0,73	100
		2	1,45	100
		3	2,17	100
10	2,78	1	0,37	0,97
		2	0,73	100
		3	1,08	100
15	4,17	1	0,25	0
		2	0,49	37
		3	0,73	98
20	5,56	1	0,19	0
		2	0,37	3
		3	0,55	55
25	6,94	1	0,15	0
		2	0,29	0
		3	0,44	24
30	8,33	1	0,13	0
		2	0,25	0
		3	0,35	3

Висновки по розділу

Похибка, виявлена під час проведення стендових випробувань за величиною вібраційних прискорень, перебуває в межах до 5 %, що дає підстави зробити висновок про незначне розходження отриманих розрахункових даних динамічної моделі.

Отримані затримки відгуку реалізації адаптивного керування дали змогу оцінити можливість застосування системи за різних лінійних швидкостей МЕЗ, а також провести оцінку ефективності її використання в транспортному режимі.

Визначені значення затримки системи адаптивного керування дають змогу встановити можливі місця розташування оптичних датчиків на МЕЗ для розпізнавання величини нерівностей.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Зниження динамічної навантаженості (вібронавантаженості) елементів конструкції істотно покращує функціональні та експлуатаційні характеристики МЕЗ. Проведений аналіз методів і засобів зниження динамічної навантаженості дав змогу виокремити такі ефекти від застосування системи підресорювання МЕЗ з активним регулюванням:

- зниження рівня віброактивності елементів конструкції МЕЗ, що дає змогу суттєво поліпшити умови праці оператора;
- підвищення урожайності за рахунок зменшення тиску на ґрунт і зниження буксування рушія (даний ефект у роботі не розглядається);
- захист МЕЗ від впливу вібрацій завдяки зниженню динамічних навантажень, що в подальшому підвищує втомну міцність і надійність елементів конструкції МЕЗ, зокрема шляхом внесення конструктивних змін у систему підресорювання МЕЗ.

Розроблено імітаційний стенд (ІС), який дає змогу достовірно відтворювати режими навантаження системи підресорювання МЕЗ під час виконання технологічних сільськогосподарських операцій. Це забезпечує формування адаптивного керування, що відтворює реакції на можливі нерівності опорної поверхні та гарантує імітацію реальних умов експлуатації в сільськогосподарському виробництві. Елементи конструкції стенда мають похибку не більше 5 %. Внутрішньокордовий робочий тиск пневмоелемента системи підресорювання становить 1–6 атм, а хід поршня платформи випробувального стенда – 90–140 мм.

З наведених результатів наочно видно, що у випадку розробленої системи зусилля, яке припадає на елемент системи підресорювання, є меншим на 20,5 %. Оскільки показник ресурсу є степеневою функцією, таке зниження діючих зусиль на елемент істотно впливає на значення ресурсу в годинах. Так, найбільш

навантажена зона переднього лонжерона за ресурсним показником перевищує аналогічний показник базового варіанта трактора майже у 2 рази.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. **Бродовський Д.О.** Методика проведення експериментального дослідження системи підресорювання. Наукові читання – 2025: збірник тез доповідей науково-практичної конференції за підсумками I-го туру Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузей знань і спеціальностей. 23 квітня 2025 р. Житомир: Поліський національний університет, 2025. Том 2. С. 97-102.
2. Куликівський В.Л., **Бродовський Д.О.** Удосконалення системи підресорювання та застосування активної підвіски. Збірник тез доповідей XXVI Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–18 жовтня 2025 року). МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2025. С. 618-622.
3. Дерев'янка Д.А., **Бродовський Д.О.**, Білоусов О.В. Розрахункова схема динамічної коливальної системи мобільного енергетичного засобу. XIV Міжнародна науково-технічна конференція «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві» (01-17 жовтня 2025 р.). URL: <http://animal-conf.inf.ua/conf.html>.
4. Wong J. Y. Theory of Ground Vehicles. New York : John Wiley & Sons. 2001. 560 p.
5. Hansson P. A. Optimization of agricultural tractor cab suspension using simulation. Stockholm : Swedish University of Agricultural Sciences. 1995. 182 p.
6. Kabir M. S. N., Chung S. O., Kim Y. J. Measurement and evaluation of whole-body vibration exposure of tractor operator. Seoul : Seoul National University Press. 2017. 214 p.
7. Oh J., Kim Y., Park S. Evaluation of tractor ride vibrations by cab suspension system. St. Joseph : ASABE. 2020. 196 p.
8. Deboli R., Calvo A., Preti C. Whole-body vibration in agricultural machinery. Torino : Politecnico di Torino Press. 2024. 248 p.

9. Meyer H. J., Sarami S. Fahrwerksregelungen bei Traktoren. Braunschweig : Vieweg+Teubner Verlag. 2007. 312 S.
10. Hauck M. Geregelte Dämpfung für Traktor-Fahrersitze. Berlin : Technische Universität Berlin. 2001. 189 S.
11. Jahrbuch Agrartechnik. Traktoren: Fahrdynamik, Fahrsicherheit, Fahrerplatz. Braunschweig : Institut für Agrartechnik. 2013. 356 S.
12. Jahrbuch Agrartechnik. Agricultural Tractors and Power Units. Braunschweig : TU Braunschweig. 2024. 402 p.
13. ISO 5008. Agricultural wheeled tractors and field machinery — Measurement of whole-body vibration of the operator. Geneva : ISO. 2015. 38 p.
14. ISO 2631-1. Mechanical vibration and shock — Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Geneva : ISO. 1997. 31 p.
15. OECD. OECD Standard Code for the Official Testing of Agricultural and Forestry Tractor Performance. Paris : OECD Publishing. 2025. 144 p.
16. ДСТУ ISO 2631-1:2004. Вібрація та удар механічні. Оцінка впливу загальної вібрації на людину. Київ : Держспоживстандарт України. 2004. 34 с.
17. ДСТУ EN ISO 4254-1:2017. Сільськогосподарські машини. Безпека. Загальні вимоги. Київ : УкрНДНЦ. 2017. 98 с.
18. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. Київ : Держстандарт України. 1996. 56 с.
19. Кожушко А. Аналіз впливу системи підресорювання кабіни колісного трактора на показники плавності ходу. Київ : Наука. 2022. 324 с.
20. Іванова Т. С. Демпфіруюча здатність пневморесорної підвіски тракторів. Харків : ХНТУСГ. 2021. 176 с.
21. Кальченко Б. П., Шевченко І. А. Плавність ходу та вібраційна надійність колісних тракторів. Дніпро : Ліра. 2017. 258 с.
22. Крайник Л. В. Підвищення комфортності оператора мобільних енергетичних засобів. Львів : Львівська політехніка. 2020. 301 с.

23. Кузьмін В. А. Оцінювання ефективності систем віброзахисту мобільних машин. Харків : Машинобудування. 2018. 212 с.
24. Кривоконь А. П. Тракторобудування в Україні: історія, тенденції, перспективи. Харків : ХНАДУ. 2019. 344 с.
25. Лур'є А. Б. Теория колебаний машин и механизмов. Москва : Машиностроение. 1980. 432 с.
26. Агеев Л. Є. Динаміка машинно-тракторних агрегатів. Київ : Вища школа. 1987. 368 с.
27. Reimpell J., Stoll H. Fahrwerktechnik: Grundlagen. Wiesbaden : Springer Vieweg. 2018. 512 S.
28. Heißing B., Ersoy M. Chassis Handbook. Wiesbaden : Springer. 2011. 736 p.
29. Bodenverdichtung. Der Unterboden macht dicht. Berlin : Landwirtschaftsverlag. 2016. 148 S.
30. Unseren Böden den Druck nehmen. Reifen, Ballastierung und Bodenschutz. München : BLV Verlag. 2019. 192 S.
31. CEN-CENELEC. Safety of agricultural machinery — Standards overview. Brussels : CEN. 2021. 64 p.
32. John Deere. Tractor Ride Comfort and Suspension Systems. Moline : John Deere Technical Publications. 2020. 128 p.