

СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

РАПУТА ВАДИМ ВАЛЕРІЙОВИЧ

УДК 631.029

ДИСЕРТАЦІЯ

**ФОРМУВАННЯ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТРАКТОРІВ ПІД ЧАС
ТЕХНОЛОГІЧНОЇ АДАПТАЦІЇ В СИСТЕМУ ТОЧНОГО
ЗЕМЛЕРОБСТВА**

133 – Галузеве машинобудування

13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

В.В. Рапута

Науковий керівник:
Шуляк Михайло Леонідович
доктор технічних наук, професор

СУМИ – 2026

АНОТАЦІЯ

Рапута В.В. Формування енергозбереження тракторів під час технологічної адаптації в систему точного землеробства. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії в галузі знань 13 – Механічна інженерія за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування. – Сумський національний аграрний університет, Суми, 2026.

Дисертацію присвячено вирішенню актуального науково-практичного завдання покращення енергозбереження сільськогосподарських тракторів під час технологічної адаптації в систему точного землеробства. Перехід до системи точного землеробства відкриває можливості до покращення енергозбереження, оскільки передбачає інтеграцію систем управління трактора до загальної системи управління рухом, і дозволяє підвищити ефективність роботи трактора на рівень, який недосяжний для оператора-водія через фізіологічні обмеження людини. Використання системи точного землеробства дозволяє підвищити робочі швидкості руху, продуктивність, зменшити витрату пального, навантаження на оператора-водія та підвищити якість виконання технологічних операцій, але потребує обґрунтування раціональних режимів функціонування автоматичних систем управління.

Об'єкт дослідження: процес роботи трактора при автоматизованому управлінні його рухом системою точного землеробства під час виконання технологічної операції рослинництва.

Предмет дослідження: закономірності зміни показників точності руху та енергетичних параметрів трактора залежно від алгоритмів роботи системи автоматичного управління.

Мета дослідження: підвищення динамічних і енергетичних показників трактора при його адаптації в систему точного землеробства шляхом обґрунтування раціональних алгоритмів автоматичного управління.

Завдання дослідження:

- провести аналіз та визначити перспективні напрямки підвищення енергозбереження тракторів під час технологічної адаптації в систему точного землеробства;

- розробити математичну модель плоско-паралельного руху ґрунтообробного агрегату, у якій враховано динаміку взаємодії трактора з сільськогосподарським знаряддям та нелінійність зміни пружної характеристики сільськогосподарської тракторної шини;

- виконати аналітичне і числове визначення взаємозв'язків між частотою керуючого впливу, способами управління та точністю руху трактора у складі ґрунтообробного агрегату;

- розробити методику та провести експериментальні дослідження динамічних параметрів трактора для визначення залежності між частотою керуючого впливу, способами управління та величиною відхилення ґрунтообробного агрегату від заданої траєкторії руху;

- розробити рекомендації щодо алгоритмів управління та частотного діапазону керуючих впливів при розробці чи вдосконаленні існуючих систем автоматичного управління (автопілотів).

У вступі обґрунтований вибір теми дисертації та наукових завдань, сформульовані мета й завдання дослідження, визначені наукова новизна й практичне значення одержаних результатів, а також наведена інформація про апробацію, структуру та обсяг роботи.

У першому розділі проведено системний аналіз сучасного стану енергозбереження сільськогосподарських тракторів загального призначення. Узагальнено основні напрями адаптації тракторів загального призначення, що

використовуються в аграрному секторі України, визначено перспективний напрям досліджень, пов'язаний із підвищенням рівня енергозбереження тракторів у процесі їх адаптації в систему точного землеробства. У цьому контексті адаптація тракторів до функціонування в умовах систем точного землеробства розглядається як один із стратегічно важливих напрямів підвищення ефективності сучасного аграрного виробництва, що дозволяє забезпечити більш раціональне використання технічного потенціалу та ресурсів підприємства. Вона передбачає інтеграцію інформаційно-навігаційних систем, автоматизованих алгоритмів управління та роботизованих технологій у процес виконання польових операцій.

Проведеним аналізом виявлено, що є суттєві результати покращення енергозбереження і точності руху при підвищенні швидкості циклу управління автоматичної системи. Проте низька або надмірна частота керуючого впливу мають негативний вплив на точність руху, енергозбереження та ресурс виконавчих механізмів, тому необхідним є визначення раціональних меж частотного діапазону керуючих впливів з позиції забезпечення стійкості руху та енергозбереження тракторів у складі сільськогосподарських агрегатів. При цьому дослідження агрегату повинно виконуватися, як аналіз динамічної системи з урахуванням взаємодії всіх її елементів у реальних умовах експлуатації. Експериментальні дослідження енергозбереження тракторів потребують застосування комплексного підходу, який поєднує польові випробування, стендові дослідження та цифрове моделювання.

У другому розділі розроблено теоретичну базу для імітаційного моделювання роботи трактора в складі сільськогосподарського агрегату. Для опису динаміки руху ґрунтообробного агрегату використано класичні рівняння в формі Лагранжа, оскільки цей підхід має низку суттєвих переваг, що виявлено при аналізі відомих наукових робіт. Основною проблемою, яку необхідно вирішити для підвищення точності моделювання плоско-паралельного руху є

врахування дійсних умов роботи трактора (коливань швидкості, змінних значень тягового опору) та взаємодії рушіїв з опорною поверхнею. Аналітичне визначення сили опору сільськогосподарського знаряддя $F_{x(im)}$, є достатньо складним завданням, оскільки необхідно врахувати фактори, які мають стохастичний характер і можуть змінюватися в достатньо широкому діапазоні значень. В даній роботі запропоновано експериментальне визначення сили опору з використанням тензометричної ланки, які після математичної обробки методом Фур'є, використані для підвищення точності моделювання руху машинно-тракторного агрегату.

З метою уточнення результатів математичної моделі машинно-тракторного агрегату при плоско-паралельному русі сформовано математичні розв'язки для визначення сил, які діють на рушії. Врахування цих компонент має нелінійну характеристику, що дозволяє розвинути загальну математичну модель. Встановлено зміну радіальної деформації шини Firestone 710/70 R42, яка складає варіювання від 0,1 до 0,21 м при тиску в шині 60 кПа, а також від 0,045 до 0,1 м при тиску в шині в 240 кПа. Також встановлено зміну радіальної жорсткості шини, що приймає значення від 33 до 63 кН/м при деформації шини 0,04 м, а також від 33 до 66 кН/м при деформації шини 0,2 м.

У результаті створено математичну модель плоско-паралельного руху ґрунтообробного агрегату, у якій враховано динаміку взаємодії трактора з сільськогосподарським знаряддям та нелінійність зміни пружної характеристики сільськогосподарської тракторної шини. В ній розглядається динамічна система в загальному вигляді, в якій керуючий вплив здійснюється зміною кута повороту першої напіврами трактора γ_1 . Реалізація математичної моделі здійснюється в системі динамічного моделювання MatLab за допомогою бібліотеки SimuLink. В ході моделювання використовувався чисельний метод ode5 (Dormand-Prince) з фіксованим кроком 0,001.

За результатами моделювання отримані переміщення та кути складових елементів машинно-тракторного агрегату при експлуатації з дисковою бороною з урахуванням корегувального керуючого впливу кута першої напіврами колісного трактора з частотою 0,65; 2, 3 та 10 Гц. Визначено, що досягнення стійкого руху машинно-тракторного агрегату Case IH Steiger 600 з дисковою бороною здійснюється при частоті 0,65 Гц та амплітуді 0,32 рад; при частоті 2 Гц та амплітуді 0,27 рад; при частоті 3 Гц та амплітуді 0,237 рад; при частоті 10 Гц та амплітуді 0,16 рад.

Побудовані аналітично-числові моделі дозволяють встановити взаємозв'язки між частотою керуючого впливу системи автоматичного управління та величиною відхилення сільськогосподарського знаряддя від заданої траєкторії руху, які дозволили визначити діапазон частот керуючого впливу 2,1 – 6 Гц, що забезпечує раціональне значення перекриття між сусідніми смугами обробки у 0,1 – 0,2 м.

У третьому розділі викладено програму, об'єкт та методику експериментальних досліджень. Експериментальні дослідження поділено на два етапи. Перший етап спрямований на отримання даних для використання в математичному моделюванні плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату. Метою другого є перевірка адекватності моделі руху ґрунтообробного агрегату при різних частотах керуючого впливу системи точного землеробства та вплив цих частот на ступінь відхилення агрегату від заданої траєкторії, спрямованих на перевірку адекватності математичної моделі руху ґрунтообробного агрегату при різних частотах керуючого впливу та вплив цих частот на ступінь відхилення агрегату від заданої траєкторії. На першому етапі визначено середнє значення сили опору дискової борони $F_{x(im)} = 40,34$ кН та діапазон її коливання $F_{x(im) \min} = 35,39$ кН, а $F_{x(im) \max} = 45,22$ кН, визначені характеристики агрофону у поверхневих шарах ґрунту та на глибині обробки.

Для проведення другого етапу експериментальних досліджень ґрунтообробного агрегату обґрунтовано використання діагностичного комплексу моніторингу динамічних параметрів тягового-транспортних засобів, програмне забезпечення якого вдосконалено для проведення дослідження плоско-паралельного руху за рахунок спрощення методики визначення кутів відхилення елементів агрегату та використання бортових датчиків і вимірювальних систем, які дозволяють отримати необхідні дані без додаткового втручання у системи трактора.

Визначено потенційні можливості системи автоматичного управління AFS щодо частоти керуючого впливу. Отримано рівняння, що описує характер залежності частоти керуючих впливів від налаштувань системи автоматичного управління, яке дозволяє встановити необхідні частотні характеристики системи для перевірки адекватності математичного моделювання. Виявлено, що частоти керуючих впливів вищі за 3 Гц неможливо реалізувати через конструктивні та програмні обмеження системи AFS, тому дослідження плоско-паралельного руху проводяться при частотах керуючих впливів 0,65 Гц, 2 Гц, 3 Гц. При цьому на частоті 0,65 Гц досліджується автоматичний та ручний способи управління.

У четвертому розділі представлено результати аналізу експериментів, спрямованих на дослідження руху ґрунтообробного агрегату у складі трактора Case IH Steiger 600 при агрегуванні з дисковою бороною Wishek 812N при різних способах та частотах управління. Для визначення кутів повороту в даній роботі використано діагностичний комплекс моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів, зокрема, датчики прискорення, які були встановлені на всі елементи ґрунтообробного агрегату. Завдяки визначенню, компонент прискорення точок встановлення датчиків (контрольних точок) та подальшому визначенню прискорення центру мас елементів ґрунтообробного агрегату, при відомій постійній часу, за отриманим вектором швидкості,

визначено кут повороту обраного елемента ґрунтообробного агрегату. Аналіз отриманих результатів дозволяє підтвердити результати імітаційного моделювання, оскільки наявна чітка тенденція до зменшення амплітуди кутів повороту першої напіврамі трактора при збільшенні частоти керуючого впливу. В реальній роботі, на відміну від імітаційного моделювання, амплітуда кутів повороту постійно адаптується до зовнішніх чинників та має максимальні значення, які можна порівняти з моделюванням. При цьому середнє значення є меншим, ніж при моделюванні, що може показувати неточність роботи системи або менші збурюючі чинники.

Реальна траєкторія руху центру мас ґрунтообробного знаряддя завжди буде відхилятися від заданого напрямку руху через наявність внутрішніх та зовнішніх збурюючих чинників, які комплексно ведуть до формування сил, що відхиляють агрегат від прямолінійного напрямку руху і вимагають постійної адаптації системи управління трактором для відновлення заданого напрямку руху. Величини відхилення центру мас ґрунтообробного знаряддя та відповідні кути повороту визначені на базі реальної траєкторії руху, отриманої експериментальним шляхом. У відповідності до методики експериментальних досліджень був заданий прямолінійний напрямок руху, обрана модель управління (ручна або автоматична), задана частота керуючого впливу (0,65 Гц, 2 Гц, 3 Гц) та отримані переміщення центру мас знаряддя для кожного випадку руху. Результати експериментальних досліджень трактора Case IH Steiger 600 при агрегуванні з дисковою бороною Wishek 812N підтверджують основні результати моделювання, отримані в другому розділі. Встановлено чітку тенденцію зменшення відхилень центру мас знаряддя зі збільшенням частоти керуючого впливу, так, при частоті 0,65 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,52 \text{ м}$, при 2 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,25 \text{ м}$, а при 3 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,16 \text{ м}$. Тому можна констатувати, що наявна залежність між частотою керуючого впливу та величиною відхилення

грунтообробного агрегату від заданої траєкторії руху, при цьому амплітуда керуючого впливу зменшується пропорційно збільшенню частоти.

Визначений вплив способу управління та частоти керуючого впливу системи управління на тягово-економічні показники роботи ґрунтообробного агрегату. Частота керуючого впливу системи управління суттєво не впливає на буксування ($\delta = 4 \%$) та середнє зазначення швидкості $V = 9,3$ км/год, яка коливається в межах 1-1,5 %. Продуктивність роботи, у порівнянні з ручним способом управління, збільшується на 8,39 % до 5,79 га/год при частоті 3 Гц. Погектарна витрата палива, на відміну від продуктивності, змінюється не лінійно, і, спочатку збільшується при ввімкненні автоматичної системи до 17,09 л/га, що пояснюється додатковою витратою палива на роботу самої системи, а в подальшому, при підвищенні частоти керуючого впливу зменшується до 16,04 л/га (3 Гц) та показує покращення паливної ефективності на 5,84 %.

Перевірка адекватності математичної моделі показує, що модель є адекватною на рівні значимості 5 %, та з достатнім, для даного дослідження, наближенням описує параметри плоско-паралельного руху ґрунтообробного агрегату і дозволяє визначити взаємозв'язки між величиною відхилення знаряддя від заданої траєкторії руху при різних частотах керуючих впливів.

За результатами проведеного дослідження розроблені рекомендації щодо алгоритмів управління та частотного діапазону керуючих впливів при розробці чи вдосконаленні існуючих систем автоматичного управління (автопілотів).

Відповідно до поставленої мети та задач у роботі отримані наступні **результати:**

У дисертації наведено вирішення наукового завдання підвищення продуктивності і покращення енергозбереження трактора при його технологічній адаптації в систему точного землеробства шляхом обґрунтування раціональних характеристик алгоритмів системи автоматичного управління.

1. Проведеним аналізом відомих наукових досліджень встановлені напрямки покращення енергозбереження тракторів у процесі їх інтеграції в систему точного землеробства. Досягнення високоточного руху є однією з основних передумов ефективного впровадження ресурсозберігаючих технологій у сільськогосподарське виробництво, для цього в проаналізованих роботах запропоновано підвищення швидкості циклу управління, проте не має чітких рекомендацій щодо раціональних меж такого підвищення, оскільки як недостатня, так і надмірна швидкість призводять до погіршення точності руху і можливості виникнення автоколивань. Вирішення науково-технічного завдання з підвищення продуктивності і покращення енергозбереження трактора потребує обґрунтування раціональних характеристик системи автоматичного управління, що забезпечують відповідну динаміку та точність руху.

2. Розроблено математичну модель плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату при виконанні енергоємної операції – дискування, в якій враховано динаміку зміни тягового опору сільськогосподарського знаряддя та нелінійності зміни пружної характеристики сільськогосподарської тракторної шини. При її вирішенні чисельним методом встановлені переміщення та кути складових елементів машинно-тракторного агрегату з урахуванням керуючого впливу кута першої напіврами колісного трактора з частотою 0,65; 2, 3 та 10 Гц. Визначено, що досягнення стійкого руху машинно-тракторного агрегату Case IH Steiger 600 з дисковою бороною відбувається при частоті 0,65 Гц та амплітуді 0,32 рад; при частоті 2 Гц та амплітуді 0,27 рад; при частоті 3 Гц та амплітуді 0,237 рад; при частоті 10 Гц та амплітуді 0,16 рад.

3. За результатами моделювання плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату визначені взаємозв'язки між частотою керуючого впливу системи автоматичного управління та величиною відхилення сільськогосподарського знаряддя від заданої траєкторії руху, які дозволили

визначити діапазон частот керуючого впливу 2,1 – 6 Гц, що забезпечує раціональне значення перекриття між сусідніми смугами обробки у 0,1 – 0,2 м.

4. Для перевірки результатів імітаційного моделювання та уточнення діапазону частот керуючого впливу автоматичної системи управління розроблено методику та обґрунтовано комплекс приладів для проведення експериментальної оцінки динамічних параметрів трактора, який адаптовано в систему точного землеробства, з використанням дублюючих і бортових систем. На підготовчому етапі досліджень встановлені обмеження системи автоматичного управління AFS трактора Case IH Steiger 600, які визначають верхню межу частоти керуючих впливів 3 Гц. Тому для можливості співставлення результатів імітаційного моделювання та польових досліджень встановлено наступні частоти керуючих впливів: 0,65 Гц, 2 Гц, 3 Гц. При цьому на частоті 0,65 Гц досліджується автоматичний та ручний способи управління.

5. Результати експериментальних досліджень динаміки руху трактора Case IH Steiger 600 при агрегуванні з дисковою бороною Wishek 812N підтверджують основні результати моделювання. При експерименті визначена чітка залежність між частотою керуючого впливу та величиною відхилення ґрунтообробного агрегату від заданої траєкторії руху, при цьому амплітуда керуючого впливу зменшується пропорційно збільшенню частоти. Визначені величини відхилення центру мас ґрунтообробного знаряддя при різних моделях управління та частотах керуючого впливу: при 0,65 Гц, відхилення $\Delta y_{03 \max} \approx 0,52$ м, при 2 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,25$ м, а при 3 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,16$ м. Збільшення частоти керуючого впливу дозволило підвищити продуктивність роботи на 8,39 % до 5,79 га/год, а погектарну витрату палива зменшити на 5,84 % до 16,04 л/га.

6. На підставі проведеного дослідження, рекомендовано при роботі трактора Case IH Steiger 600 при агрегуванні з дисковою бороною Wishek 812N підвищити частоту керуючого впливу до 3 Гц (у випадку системи AFS – це експлуатаційне налаштування чутливості (жорсткості) 150 %), відповідну

рекомендацію впроваджено у приватне сільськогосподарське підприємство «СТОВ «Промінь». Виявлена необхідність подальшого збільшення частотного діапазону керуючих впливів при розробці чи вдосконаленні систем автоматичного управління (автопілотів) до 5 – 6 Гц, яку рекомендовано реалізувати з використанням дублюючих систем, що апробовано у діагностичному комплексі моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів. Результати роботи прийнято до використання у УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, СТОВ «Промінь» і впроваджено у навчальний процес Сумського національного аграрного університету.

Наукова новизна одержаних результатів.

Вперше:

– визначено умови досягнення стійкого руху машинно-тракторного агрегату при експлуатації з дисковою бороною з урахуванням зміни параметрів ґрунтового середовища, частотних характеристик та амплітуди керуючого впливу кута першої напіврами колісного трактора, що дає змогу мінімізувати енергетичні витрати;

– встановлено взаємозв'язки між частотою керуючого впливу системи автоматичного управління трактора та величиною відхилення сільськогосподарського знаряддя від заданої траєкторії руху, які дозволили обґрунтувати діапазон частот керуючого впливу із забезпеченням раціонального значення перекриття між сусідніми смугами обробки та збільшенням продуктивності роботи на 8,39 %.

Отримала подальший розвиток:

– математична модель плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату, яка відрізняється від існуючих врахуванням динаміки зміни тягового опору сільськогосподарського знаряддя та нелінійності зміни пружної характеристики сільськогосподарської тракторної шини.

Удосконалено:

– метод експериментальної оцінки динамічних та тягово-енергетичних параметрів роботи трактора при виконанні ґрунтообробної операції, який на відміну від відомих забезпечує використання бортових датчиків та вимірювальних систем трактора.

Практичне значення одержаних результатів.

Основні результати дисертації можуть використовуватися для покращення енергозбереження тракторів при їх адаптації в систему точного землеробства. Запропоновані в дисертації основні наукові положення, розробки і рекомендації впроваджені:

– у Державній науковій установі «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого» (УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого) прийняті для використання методики та підходи, що дозволяють використання бортових систем трактора, як дублюючих, для моніторингу динамічних параметрів. Відповідне, дозволяє суттєво підвищити точність при проведенні експериментальних досліджень тракторів та машинно-тракторних агрегатів на плавність ходу, керованість і стійкість.

– у СТОВ «Промінь» прийняті до використання рекомендації щодо алгоритмів роботи системи автоматичного управління трактором, які дозволяють підвищити продуктивність роботи, у порівнянні з ручним способом управління, на 8,39 %, при цьому погектарна витрата палива зменшується до 16,04 л/га та показує покращення паливної ефективності на 5,84 %;

– у Сумському національному аграрному університеті в навчальному процесі підготовки бакалаврів та магістрів в рамках освітніх компонент: «Трактори і автомобілі», «Системи точного землеробства та їх використання в аграрному виробництві», «Апаратне і машинне забезпечення в СТЗ».

Особистий внесок здобувача. Дисертаційна робота є самостійним науковим дослідженням, яке присвячене підвищенню продуктивності та покращенню енергозбереження тракторів при їх адаптації в систему точного землеробства. Теоретичні та експериментальні результати досліджень, що виносяться на захист, отримані автором самостійно. У наукових роботах, які опубліковано у співавторстві, здобувачу належать: аналіз методів та підходів до покращення енергозбереження тракторів; визначення основних перспектив використання систем точного землеробства при підвищенні продуктивності та зниженні витрат пального; аналіз способів управління трактором при його адаптації в систему точного землеробства; обґрунтування підходу до підвищення стійкості причіпних ланок машинно-тракторного агрегату; створення математичної моделі плоско-паралельного руху МТА, яка дозволяє досліджувати стабільності руху ґрунтообробних агрегатів за різних частот управління. Наукові результати є внеском у теорії динаміки та ефективності роботи тракторів при виконанні ґрунтообробних операцій.

Апробація результатів роботи. Основні положення та результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивні відгуки на всеукраїнських та міжнародних науково-практичних конференціях: МНПК «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація» (Харків, ДБТУ 2022 р.); МНПК «AutoTRAK-2023» (Київ, НУБіП 2023 – 2024 рр.); МНПК «Інноваційні технології в Індустрії 5.0» (Суми, СНАУ, 2024 р.); МНПК International Scientific Conference. «Transport Means» (Kaunas, Lithuania, 2024 р.); МНПК International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE) (Bucharest, Romania, 2025 р.); МНПК викладачів, аспірантів та студентів Сумського НАУ (Суми, СНАУ, 2026 р.); МНПК «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин та знарядь» (Житомир, 2026 р.); Матеріали

всеукраїнського науково-практичного семінару «Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств» (Харків, ХНАДУ 2026 р.).

В повному обсязі дисертаційна робота доповідалась та обговорювалась на розширеному засіданні кафедри технічного сервісу та галузевого машинобудування СНАУ (Суми, 19 травня 2026 р.).

Ключові слова: траєкторія руху, закони руху, експлуатація, витрати палива, продуктивність, системи точного землеробства, математична модель, диференціальне рівняння, моделювання, кінематика руху, трактор, машинно-тракторний агрегат, ґрунтообробний агрегат, динаміка, пневматична шина, геометричні параметри, моніторинг параметрів.

ABSTRACT

Raputa V.V. **Enhancing energy efficiency in tractors during their integration into precision farming systems.** – Qualifying research paper in manuscript form.

Thesis for the degree of Doctor of Philosophy in the field of knowledge 13 – Mechanical Engineering, specialisation 133 – Industrial Mechanical Engineering. – Sumy National Agrarian University, Sumy, 2026.

The thesis is devoted to solving the topical scientific and practical problem of improving the energy efficiency of agricultural tractors during technological adaptation to the precision farming system. The transition to precision farming opens up opportunities for improving energy efficiency, as it involves integrating the tractor's control systems into a comprehensive motion control system, and allows the tractor's operational efficiency to be raised to a level unattainable by the operator-driver due to human physiological limitations. The use of precision farming systems allows for increased working speeds, productivity, reduced fuel consumption, and a lower workload on the operator-driver, whilst improving the quality of operational execution; however, it requires the justification of rational operating modes for automatic control systems.

Object of study: the operation of a tractor under automated control of its movement by a precision farming system during the performance of a crop production operation.

Subject of study: patterns of change in the tractor's movement accuracy and energy parameters depending on the operating algorithms of the automatic control system.

Research objective: to improve the dynamic and energy performance of the tractor when adapting it to a precision farming system by justifying rational automatic control algorithms.

Research objectives:

- to analyse and identify promising avenues for improving tractor energy efficiency during technological adaptation to a precision farming system;
- to develop a mathematical model of the plane-parallel motion of a soil-tilling unit, which takes into account the dynamics of the interaction between the tractor and the agricultural implement and the non-linearity of the elastic characteristics of agricultural tractor tyres;
- to perform an analytical and numerical determination of the relationships between the frequency of control input, control methods and the accuracy of tractor movement as part of a soil-tilling unit;
- to develop a methodology and conduct experimental studies of the tractor's dynamic parameters to determine the relationship between the frequency of control inputs, control methods and the magnitude of the tillage unit's deviation from the specified trajectory;
- to develop recommendations regarding control algorithms and the frequency range of control inputs when designing or improving existing automatic control systems (autopilots).

General characteristics of the dissertation:

The **introduction** justifies the choice of the thesis topic and research objectives, formulates the aim and objectives of the study, identifies the scientific novelty and practical significance of the results obtained, and provides information on the testing, structure and scope of the work.

The **first chapter** presents a systematic analysis of the current state of energy conservation in general-purpose agricultural tractors. The main directions of adaptation of general-purpose tractors used in the agricultural sector of Ukraine are

summarised, and a promising direction of research is identified, linked to improving the energy efficiency of tractors during their adaptation to precision farming systems. In this context, the adaptation of tractors to operate within precision farming systems is viewed as one of the strategically important avenues for enhancing the efficiency of modern agricultural production, enabling a more rational use of the enterprise's technical potential and resources. It involves the integration of information and navigation systems, automated control algorithms and robotic technologies into the process of carrying out field operations.

The analysis revealed that there are significant improvements in energy efficiency and movement accuracy when the control cycle speed of the automatic system is increased. However, a low or excessive frequency of control inputs has a negative impact on motion accuracy, energy efficiency and the service life of actuators; therefore, it is necessary to determine the optimal limits of the frequency range of control inputs to ensure the stability of motion and energy efficiency of tractors as part of agricultural machinery. In this context, the study of the unit should be conducted as an analysis of a dynamic system, taking into account the interaction of all its elements under real operating conditions. Experimental studies of tractor energy efficiency require a comprehensive approach that combines field trials, bench testing and digital modelling.

The **second chapter** establishes the theoretical framework for the simulation modelling of a tractor operating as part of an agricultural machine. Classical equations in Lagrangian form are used to describe the motion dynamics of the soil-tilling machine, as this approach offers a number of significant advantages, as identified in the analysis of existing scientific literature. The main problem that needs to be solved to improve the accuracy of modelling plane-parallel motion is taking into account the actual operating conditions of the tractor (speed fluctuations, variable values of traction resistance) and the interaction of the drive wheels with the supporting surface. The analytical determination of the resistance force of an agricultural implement

$F_x(im)$ is a rather complex task, as it is necessary to account for factors that are stochastic in nature and may vary over a sufficiently wide range of values. This paper proposes an experimental determination of the resistance force using a strain gauge, which, after mathematical processing using the Fourier method, is used to improve the accuracy of modelling the motion of the machine-tractor unit.

To refine the results of the mathematical model of the machine-tractor unit during plane-parallel motion, mathematical solutions have been formulated to determine the forces acting on the drive wheels. Taking these components into account yields a non-linear characteristic, which allows for the development of a general mathematical model. The change in radial deformation of the Firestone 710/70 R42 tyre has been established, ranging from 0.1 to 0.21 m at a tyre pressure of 60 kPa, and from 0.045 to 0.1 m at a tyre pressure of 240 kPa. The variation in the radial stiffness of the tyre was also determined, ranging from 33 to 63 kN/m at a tyre deformation of 0.04 m, and from 33 to 66 kN/m at a tyre deformation of 0.2 m.

As a result, a mathematical model of the plane-parallel motion of a soil-tilling unit has been developed, which takes into account the dynamics of the interaction between the tractor and the agricultural implement, as well as the non-linearity of the elastic characteristics of the agricultural tractor tyre. It considers the dynamic system in general terms, in which the control influence is exerted by changing the steering angle of the tractor's first half-frame γ_1 . The mathematical model is implemented in the MatLab dynamic modelling system using the SimuLink library. During the simulation, the ode5 (Dormand-Prince) numerical method was used with a fixed step size of 0.001.

The simulation results yielded the displacements and angles of the constituent elements of the machine-tractor unit during operation with a disc harrow, taking into account the corrective control action of the angle of the first half-frame of the wheeled tractor at frequencies of 0.65, 2, 3 and 10 Hz. It was determined that stable motion of the Case IH Steiger 600 tractor-machine unit with a disc harrow is achieved at a

frequency of 0.65 Hz and an amplitude of 0.32 rad; at a frequency of 2 Hz and an amplitude of 0.27 rad; at a frequency of 3 Hz and an amplitude of 0.237 rad; at a frequency of 10 Hz and an amplitude of 0.16 rad.

The analytical and numerical models constructed allow us to establish relationships between the frequency of the control signal from the automatic control system and the magnitude of the agricultural implement's deviation from the set trajectory, which enabled us to determine a control signal frequency range of 2.1 – 6 Hz, which ensures a reasonable overlap between adjacent working strips of 0.1 – 0.2 m.

The **third chapter** outlines the programme, subject and methodology of the experimental studies. The experimental studies are divided into two stages. The first stage is aimed at obtaining data for use in mathematical modelling of the plane-parallel motion of a machine-tractor unit. The aim of the second stage is to verify the adequacy of the motion model of the soil-tilling unit at different frequencies of the precision farming system's control signal and the influence of these frequencies on the degree of deviation of the unit from the specified trajectory, aimed at verifying the adequacy of the mathematical model of the soil-tilling unit's motion at different frequencies of control input and the influence of these frequencies on the degree of deviation of the unit from the specified trajectory. In the first stage, the average value of the disc harrow's resistance force $F_x(im) = 40.34$ kN and its range of variation $F_x(im)_{min} = 35.39$ kN and $F_x(im)_{max} = 45.22$ kN were determined, and the characteristics of the agronomic background in the surface soil layers and at the tillage depth were established.

For the second stage of experimental studies of the soil-tilling unit, the use of a diagnostic complex for monitoring the dynamic parameters of traction and transport vehicles was justified, whose software has been improved to study plane-parallel motion by simplifying the method for determining the deflection angles of the unit's components and utilising on-board sensors and measurement systems that allow the necessary data to be obtained without additional intervention in the tractor's systems.

The potential capabilities of the AFS automatic control system with regard to the frequency of control actions have been determined. An equation has been derived that describes how the frequency of control actions depends on the settings of the automatic control system, enabling the required frequency characteristics of the system to be established in order to verify the adequacy of the mathematical modelling. It has been found that control frequencies higher than 3 Hz cannot be implemented due to design and software limitations of the AFS system; therefore, investigations of plane-parallel motion are conducted at control frequencies of 0.65 Hz, 2 Hz, 3 Hz. At a frequency of 0.65 Hz, both automatic and manual control methods are investigated.

The **fourth chapter** presents the results of the analysis of experiments aimed at studying the motion of a soil-tilling unit comprising a Case IH Steiger 600 tractor coupled with a Wishek 812N disc harrow under various control methods and frequencies. To determine the turning angles in this study, a diagnostic system for monitoring the dynamic parameters of traction and transport vehicles was used, specifically acceleration sensors installed on all components of the soil cultivation unit. By determining the acceleration component at the sensor mounting points (control points) and subsequently calculating the acceleration of the centre of mass of the soil cultivation unit's components, the rotation angle of the selected component of the soil cultivation unit was determined using the obtained velocity vector, given a known time constant. Analysis of the results obtained confirms the findings of the simulation modelling, as there is a clear trend towards a decrease in the amplitude of the rotation angles of the tractor's front half-frame as the frequency of the control input increases. In real-world operation, unlike in simulation modelling, the amplitude of the rotation angles constantly adapts to external factors and reaches maximum values comparable to those in the simulation. However, the average value is lower than in the simulation, which may indicate inaccuracies in the system's operation or smaller disturbing factors.

The actual trajectory of the centre of mass of the tillage implement will always deviate from the set direction of travel due to the presence of internal and external disturbances, which collectively lead to the formation of forces that deflect the implement from a straight-line path and require constant adaptation of the tractor control system to restore the set direction of travel. The magnitudes of the deviation of the centre of mass of the tillage implement and the corresponding angles of rotation are determined on the basis of the actual trajectory of motion obtained experimentally. In accordance with the experimental methodology, a straight-line direction of motion was specified, a control mode was selected (manual or automatic), a control frequency was set (0.65 Hz, 2 Hz, 3 Hz), and the displacements of the implement's centre of mass were obtained for each motion scenario. The results of experimental studies of the Case IH Steiger 600 tractor when combined with the Wishek 812N disc harrow confirm the main simulation results obtained in the second chapter. A clear trend of decreasing deviations of the implement's centre of mass with increasing control frequency has been established; thus, at a frequency of 0.65 Hz, $\Delta y_{03} \max \approx 0.52$ m; at 2 Hz, $\Delta y_{03} \max \approx 0.25$ m; and at 3 Hz, $\Delta y_{03} \max \approx 0.16$ m. It can therefore be concluded that there is a relationship between the frequency of the control input and the magnitude of the deviation of the tillage unit from the set trajectory, with the amplitude of the control input decreasing in proportion to the increase in frequency.

The influence of the control method and the frequency of the control system's input on the traction and economic performance of the tillage unit has been determined. The frequency of the control system's input does not significantly affect wheel slip ($\delta = 4\%$) or the average speed $V = 9.3$ km/h, which varies within the range of 1–1.5%. Productivity, compared to manual control, increases by 8.39% to 5.79 ha/h at a frequency of 3 Hz. Fuel consumption per hectare, unlike productivity, does not change linearly; and initially increases upon activation of the automatic system to 17.09 l/ha, which is explained by the additional fuel consumption required for the system's operation; subsequently, as the frequency of control input increases, it

decreases to 16.04 l/ha (3 Hz) and demonstrates a 5.84% improvement in fuel efficiency.

Verification of the mathematical model's adequacy shows that the model is adequate at a 5% significance level, and with sufficient for this study, describes the parameters of the plane-parallel motion of the tillage unit and allows the determination of the relationships between the magnitude of the implement's deviation from the specified motion trajectory at different frequencies of control inputs.

Based on the results of the study, recommendations have been developed regarding control algorithms and the frequency range of control signals for the design or improvement of existing automatic control systems (autopilots).

In accordance with the stated aim and objectives, the following results were obtained in this work:

The thesis presents a solution to the scientific problem of increasing tractor productivity and improving energy efficiency during its technological adaptation to a precision farming system by substantiating the rational characteristics of the automatic control system's algorithms.

1. An analysis of existing scientific research has identified areas for improving tractor energy efficiency during their integration into precision farming systems. Achieving high-precision movement is one of the main prerequisites for the effective implementation of resource-saving technologies in agricultural production; to this end, the analysed studies propose increasing the control cycle speed, however, there are no clear recommendations regarding the optimal limits of such an increase, as both insufficient and excessive speeds lead to a deterioration in movement accuracy and the potential for self-oscillations. Solving the scientific and technical problem of increasing tractor productivity and improving energy efficiency requires the justification of rational characteristics of the automatic control system that ensure appropriate dynamics and motion accuracy.

2. A mathematical model of the plane-parallel motion of a machine-tractor unit during an energy-intensive operation – disc harrowing – has been developed, which takes into account the dynamics of changes in the traction resistance of the agricultural implement and the non-linearity of changes in the elastic characteristics of the agricultural tractor tyre. When solving this model numerically, the displacements and angles of the constituent elements of the machine-tractor unit were determined, taking into account the controlling influence of the steering angle of the front axle of the wheeled tractor at frequencies of 0.65, 2, 3 and 10 Hz. It was determined that stable motion of the Case IH Steiger 600 machine-tractor unit with a disc harrow is achieved at a frequency of 0.65 Hz and an amplitude of 0.32 rad; at a frequency of 2 Hz and an amplitude of 0.27 rad; at a frequency of 3 Hz and an amplitude of 0.237 rad; at a frequency of 10 Hz and an amplitude of 0.16 rad.

3. Based on the results of modelling the plane-parallel motion of the machine-tractor combination, the relationships between the frequency of the control signal from the automatic control system and the magnitude of the agricultural implement's deviation from the set trajectory were determined, which allowed the frequency range of the control signal to be established as 2.1 – 6 Hz, which ensures a reasonable overlap between adjacent working strips of 0.1 – 0.2 m.

4. To verify the results of simulation modelling and refine the frequency range of the automatic control system's control signals, a methodology was developed and a set of instruments was validated for conducting an experimental assessment of the dynamic parameters of a tractor adapted for precision farming, using redundant and on-board systems. During the preparatory stage of the research, the limitations of the AFS automatic control system of the Case IH Steiger 600 tractor were established, which determine the upper limit of the control signal frequency as 3 Hz. Therefore, to enable a comparison of the results of simulation modelling and field studies, the following frequencies of control inputs were set: 0.65 Hz, 2 Hz, 3 Hz. At the frequency of 0.65 Hz, both automatic and manual control methods were investigated.

5. The results of experimental studies into the motion dynamics of a Case IH Steiger 600 tractor when coupled with a Wishek 812N disc harrow confirm the main findings of the modelling. The experiment revealed a clear relationship between the frequency of the control signal and the magnitude of the deviation of the tillage unit from the specified trajectory, with the amplitude of the control signal decreasing in proportion to the increase in frequency. The values of the deviation of the centre of mass of the tillage implement were determined for different control models and frequencies of the control signal: at 0.65 Hz, the deviation $\Delta y_{03} \max \approx 0.52$ m; at 2 Hz, $\Delta y_{03} \max \approx 0.25$ m; and at 3 Hz, $\Delta y_{03} \max \approx 0.16$ m. Increasing the frequency of the control signal made it possible to increase productivity by 8.39% to 5.79 ha/h, and to reduce fuel consumption per hectare by 5.84% to 16.04 l/ha.

6. Based on the study conducted, it is recommended that when operating the Case IH Steiger 600 tractor in combination with the Wishek 812N disc harrow, the frequency of the control signal be increased to 3 Hz (in the case of the AFS system, this corresponds to an operational sensitivity (stiffness) setting of 150%), the corresponding recommendation has been implemented at the private agricultural enterprise 'STOV 'Promin'. The need was identified to further increase the frequency range of control inputs to 5–6 Hz when developing or improving automatic control systems (autopilots), which is recommended to be implemented using redundant systems, as tested in the diagnostic complex for monitoring the dynamic parameters of traction and transport vehicles. The results of the work have been adopted for use at the L. Pogorilyi Ukrainian Research Institute of Agricultural Machinery and Technology, STOV "Promin", and implemented in the educational process at Sumy National Agrarian University.

Scientific novelty of the results obtained.

For the first time:

– the conditions for achieving stable motion of a machine-tractor unit when operating with a disc harrow have been determined, taking into account changes in

soil parameters, frequency characteristics and the amplitude of the controlling influence of the angle of the first half-frame of the wheeled tractor, which makes it possible to minimise energy consumption;

- the relationship between the frequency of the control signal from the tractor’s automatic control system and the magnitude of the agricultural implement’s deviation from the set trajectory, which made it possible to justify the frequency range of the control signal whilst ensuring a rational overlap between adjacent working strips and increasing productivity by 8.39%.

Further development was achieved in:

- a mathematical model of the plane-parallel motion of a machine-tractor unit, which differs from existing models by taking into account the dynamics of changes in the traction resistance of the agricultural implement and the non-linearity of changes in the elastic characteristics of the agricultural tractor tyre.

The following has been improved:

- a method for the experimental assessment of the dynamic and traction-energy parameters of a tractor during soil cultivation operations, which, unlike known methods, utilises on-board sensors and the tractor’s measurement systems.

Practical significance of the results obtained.

The main findings of the thesis can be used to improve the energy efficiency of tractors when integrating them into precision farming systems. The key scientific principles, developments and recommendations proposed in the thesis have been implemented:

- at the State Scientific Institution ‘Ukrainian Scientific Research Institute for Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production named after Leonid Pogorily’ (UkrNDIPVT named after L. Pogorily), methodologies and approaches have been adopted that allow the use of on-board tractor systems as redundant systems for monitoring dynamic parameters. Consequently, this allows for

a significant improvement in the accuracy of experimental studies of tractors and tractor-machine units regarding ride smoothness, manoeuvrability and stability.

– At Promin Agricultural Company, recommendations regarding algorithms for the tractor’s automatic control system have been adopted, which allow for an 8.39% increase in productivity compared to manual control, whilst fuel consumption per hectare is reduced to 16.04 l/ha, resulting in a 5.84% improvement in fuel efficiency;

– At Sumy National Agrarian University, within the educational components ‘Tractors and Vehicles’, ‘Precision Farming Systems and Their Use in Agricultural Production’, and ‘Hardware and Machinery in Agricultural Enterprises’ in the undergraduate and postgraduate training programmes.

The candidate’s personal contribution. The thesis is an independent scientific study dedicated to increasing the productivity and improving the energy efficiency of tractors when adapting them to precision farming systems. The theoretical and experimental results of the research presented for defence were obtained by the author independently. In the scientific works published in co-authorship, the candidate’s contributions include: analysis of methods and approaches to improving energy efficiency in tractors; identification of the main prospects for using precision farming systems to increase productivity and reduce fuel consumption; analysis of tractor control methods when adapting it to a precision farming system; justification of an approach to improving the stability of the towed components of a machine-tractor unit; creation of a mathematical model of the plane-parallel motion of a machine-tractor unit, which allows for the investigation of the stability of soil-tilling units at different control frequencies. The scientific results contribute to the theory of the dynamics and operational efficiency of tractors during soil cultivation operations.

Validation of the results. The main provisions and results of the theoretical and experimental research in the thesis were presented, discussed and received positive feedback at national and international scientific and practical conferences: International Scientific and Practical Conference ‘Motor Transport in the Agricultural Sector:

Planning, Design and Technological Operation’ (Kharkiv, DSTU, 2022) ; International Scientific and Practical Conference ‘AutoTRAK-2023’ (Kyiv, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 2023–2024); International Scientific and Practical Conference ‘Innovative Technologies in Industry 5.0’ (Sumy, Sumy National Agrarian University, 2024); International Scientific and Practical Conference ‘Transport Means’ (Kaunas, Lithuania, 2024); International Scientific and Practical Conference International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE) (Bucharest, Romania, 2025); ‘Transport Means’ (Kaunas, Lithuania, 2024); International Scientific and Practical Conference International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE) (Bucharest, Romania, 2025); International Scientific and Practical Conference for lecturers, postgraduate students and undergraduates of Sumy National Agrarian University (Sumy, SNU, 2026); International Scientific and Practical Conference “Prospects and Trends in the Development of Designs and Technical Service for Agricultural Machinery and Implements” (Zhytomyr, 2026); Proceedings of the All-Ukrainian Scientific and Practical Seminar “Improving the Quality of Products of Machine-Building and Repair Enterprises” (Kharkiv, KNUCA, 2026).

The thesis was presented in full and discussed at an extended meeting of the Department of Technical Service and Sectoral Mechanical Engineering at SNAU (Sumy, 19 May 2026).

Key words: *trajectory of motion, laws of motion, operation, fuel consumption, productivity, precision farming systems, mathematical model, differential equation, simulation, motion kinematics, tractor, machine and tractor aggregates, tillage implement unit, dynamic, pneumatic tire, geometric parameters, parameter monitoring.*

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Лебедев А. Т., Шуляк М. Л., Рапута В. В. Сучасні проблеми енергозбереження тракторів загального призначення. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. 2022. № 1. С. 107–114. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.1.12> .

Здобувачем проаналізовані методи та підходи до покращення енергозбереження тракторів.

2. Шуляк М. Л., Лебедев А. Т., Рапута В. В., Мурчич М. М. Енергозбереження транспортно-технологічних оглядів змінної маси при виконанні технологічних операцій у рослинництві. *Вісник Сумського національного аграрного університету*. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів. 2025. № 4 (58). С. 81–88. DOI: <https://doi.org/10.32782/msnau.2024.4.12>.

Здобувачем проведено аналіз та визначені основні проблеми енергозбереження транспортних та транспортно-технологічних агрегатів, доведено, що особливо складним з позиції дослідження є рух комбінованих агрегатів.

3. Raputa, V., Shulyak, M., Sokolik, S., Sirovitskiy, K., & Mittsel, M. (2025). Research on the stability of soil tillage unit movement at different control frequencies. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 1(21), 221–228. DOI: 10.17683/ijomam/issue21.21.

Здобувачем створено математичну модель плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату, яка дозволяє досліджувати стабільності руху ґрунтообробних агрегатів за різних частот управління.

4. Рапута В. В. Математичний апарат для визначення фізико-геометричних показників тракторної шини. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів*. 2025. № 4. С. 93–98. DOI: <https://doi.org/10.32782/msnau.2025.4.13>.

Здобувачем розроблено математичний апарат для визначення нелінійності зміни пружної характеристики сільськогосподарської тракторної шини.

5. Рапута В. В. Експериментальні дослідження стійкості руху ґрунтообробного агрегату на базі трактора Case IH Steiger 600 за різних частот керування. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів*. 2026. № 1 (63). С. 88–94. DOI: <https://doi.org/10.32782/msnau.2026.1.14>.

Здобувачем проведено аналіз експериментальних досліджень стійкості руху ґрунтообробного агрегату за різних частот керуючих впливів системи автоматичного управління.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

6. Лебедев А. Т., Шуляк М. Л., Рапута В. В. Енергозбереження тракторів в умовах адаптації до систем точного землеробства. *Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (Харків, 01–02 груд. 2022 р.)*. Харків : ДБТУ, 2022. С. 179.

Здобувачем визначено основні перспективи покращення енергозбереження тракторів.

7. Коваленко Ю. С., Шелест М. С., Рапута В. В., Панкова О. В., Щербина Т. В., Зубко В. М. Мобільний прилад для вимірювання викидів двоокису вуглецю з ґрунту. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів*. 2022. № 3 (49). С. 33–38. DOI: <https://doi.org/10.32782/msnau.2022.3.5>

Здобувачем запропоновано використання безконтактного мобільного приладу для проведення польових досліджень.

8. Зубко В. М., Шуляк М. Л., Рапута В. В., Коваленко Ю. С. Актуальність використання безпілотних систем та систем точного землеробства. AutoTRAK-2023 : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (Київ, 04–05 трав. 2023 р.). Київ : НУБіП, 2023. С. 47–49.

Здобувачем визначено основні перспективи використання систем точного землеробства при підвищенні продуктивності тракторів та зниженні витрат пального.

9. Шуляк М. Л., Рапута В. В., Подлесний А. В. Енергозбереження тракторів загального призначення при різних режимах управління. AutoTRAK-2024 : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (Київ, 06–07 трав. 2024 р.). Київ : НУБіП, 2024. С. 23–25.

Здобувачем проведено аналіз способів управління трактором при його адаптації в систему точного землеробства.

10. Лебедев А. Т., Рапута В. В. Вплив систем точного землеробства на ефективність машинно-тракторного парку. Інноваційні технології в Індустрії 5.0 : зб. тез за матеріалами 30-ої міжнар. наук.-практ. конф. (Суми, 21–23 жовт. 2024 р.). Суми : СНАУ, 2024. Ч. 1. С. 98–99.

Здобувачем визначено вплив використання систем точного землеробства на ефективність функціонування машинно-тракторного парку.

11. Lebedev, A., Shuliak, M., Raputa, V., Iesipov, O., Kholodov, A., & Pyrohov, O. (2024). Analysis of methods for increasing the stability of tractor aggregates movement using different control methods. *Proceedings of the 28th International Scientific Conference "Transport Means"*, 877–884. DOI: <https://doi.org/10.5755/e01.2351-7034.2024.P877-884>.

Здобувачем обґрунтуванні підходи до підвищення стійкості причіпних ланок машинно-тракторних агрегатів.

12. Лебедев А. Т., Рапута В. В. Впровадження систем точного землеробства при вирощуванні соняшника. *Інноваційні технології в Індустрії 5.0 : зб. тез за матеріалами 30-ої міжнар. наук.-практ. конф. (Суми, 21–23 жовт. 2024 р.)*. Суми : СНАУ, 2024. Ч. 1. С. 90–91.

Здобувачем визначено вплив використання систем точного землеробства при вирощуванні соняшника.

13. Koliesnik, I., Kalinin, E., Koliesnik, J., Pankova, O., & Raputa, V. (2025). Theoretical justification for increasing the stability of trailer links of a tractor-transport train. In D. D. Cioboată & J. Machado (Eds.), *International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE) - 2025* Vol. 1592, pp. 286–295. Springer. https://doi.org/10.1007/978-3-032-02508-1_25.

Здобувачем проведено аналіз досліджень руху багатоланкових транспортних поїздів. Визначено, що останні ланки демонструють нестійкість руху, що призводить до посилення коливальних процесів, що негативно впливають на тягові та зчпні властивості, керованість, стійкість.

14. Рапута В. В. Підвищення точності руху тракторних агрегатів як чинник енергозбереження та ефективності точного землеробства. *Матеріали науково-практичної конференції викладачів, аспірантів та студентів Сумського НАУ (Суми, 13–17 квітня 2026 р.)*. Суми, 2026. С. 348–349.

Здобувачем запропоновано підхід до підвищення точності руху машинно-тракторних агрегатів, як чинник енергозбереження при їх адаптації в систему точного землеробства.

15. Рапута В. В., Шуляк М. Л. Енергозбереження машинно-тракторних агрегатів: фактори впливу та напрями підвищення ефективності. *Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин та знарядь : матеріали XII Міжнар. наук.-практ. конф. (Житомир, 29 квітня 2026 р.)*. Житомир, 2026. С. 346–347.

Здобувачем проаналізовано енергозбереження машинно-тракторних агрегатів.

16. Рапута В. В., Шуляк М. Л. Визначення геометричних характеристик тракторних сільськогосподарських шин. *Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств : зб. матеріалів V Всеукр. наук.-практ. онлайн-семінару (Харків, 29 травня 2026 р.).* Харків : ХНАДУ, 2026. С. 137–138.

Здобувачем запропонована методика визначення геометричних характеристик тракторних сільськогосподарських шин.

Список патентів:

17. Діагностичний комплекс моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів : пат. 163193 Україна : МПК G05D 3/00 / Шуляк М. Л., Зубко В. М., Лебедєв А. Т., Соколік С. П., Рапута В. В. ; заявник і власник Сумський національний аграрний університет. № u202502761 ; заявл. 10.06.2025 ; опубл. 03.06.2026, Бюл. № 22. URL: <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1927013/>.

Здобувачем обґрунтовано комплекс приладів для дослідження динамічних параметрів тягово-транспортних засобів та удосконалено програмне забезпечення.

Зміст

ВСТУП	37
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	43
1.1 Сучасні проблеми енергозбереження тракторів загального призначення.....	43
1.1.1 Використання тракторів загального призначення в аграрному секторі.....	43
1.1.2 Енергозбереження тракторів загального призначення.....	46
1.1.3 Вплив точності руху на енергозбереження при роботі тракторів загального призначення.....	49
1.2 Адаптація тракторів в систему точного землеробства.....	51
1.2.1 Способи управління трактором в системі точного землеробства..	52
1.2.2 Аналіз конструктивних особливостей автоматичних систем управління (автопілотів).....	56
1.2.3 Експлуатаційні характеристики автоматичних систем управління.....	59
1.3 Дослідження динаміки криволінійного руху машинно-тракторного агрегату при виконанні сільськогосподарських робіт.....	61
1.3.1 Використання математичних моделей для моделювання плоско-паралельного руху.....	62
1.3.2 Використання імітаційних моделей дослідження руху тракторів та машинно-тракторних агрегатів при зміні періодичності (частоти) керуючого впливу.....	65
1.3.3 Експериментальні дослідження криволінійного руху тракторів та машинно-тракторних агрегатів при зміні частоти керуючого впливу.....	69
Висновки за розділом 1.....	72

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ СТІЙКОСТІ РУХУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ НА ҐРУНТООБРОБНІЙ ОПЕРАЦІЇ	74
2.1 Математичне моделювання плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату.....	75
2.2 Формування математичного апарату для визначення сил, які діють на рушії при плоско-паралельному русі.....	82
2.2.1 Бічні сили.....	82
2.2.2 Радіальні сили.....	85
2.3 Визначення основних характеристик тракторної шини.....	88
2.3.1 Математичні розв'язки фізико-геометричних показників шини.....	88
2.3.2 Аналіз фізичних та геометричних характеристик тракторних шин для Case IH Steiger 600	93
2.4 Аналіз результатів математичного моделювання плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату	96
Висновки за розділом 2.....	108
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИЧНІ ЗАСАДИ ПРОВЕДЕННЯ ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ҐРУНТООБРОБНОГО АГРЕГАТУ	110
3.1. Мета, об'єкт та задачі польових досліджень.....	110
3.2 Визначення поздовжньої сили опору сільськогосподарського знаряддя та характеристик агрофону.....	113
3.3 Дослідження частотних характеристик системи автоматичного управління трактором.....	114
3.4 Визначення характеристик агрофону.....	119
3.5 Програма та методика експериментальних досліджень.....	122
Висновки за розділом 3.....	138
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	139
4.1 Дослідження руху ґрунтообробного агрегату за різних частот керуючих впливів.....	139

4.1.1 Визначення кутів повороту елементів ґрунтообробного агрегату з використанням діагностичного комплексу моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів.....	139
4.1.2 Дослідження впливу частоти керуючих впливів системи управління трактором на траєкторії руху центру мас ґрунтообробного знаряддя.....	143
4.1.3 Дослідження тягово-економічних показників роботи ґрунтообробного агрегату при зміні частоти керуючого впливу системи управління.....	147
4.2 Перевірка адекватності імітаційного моделювання та результатів експериментального дослідження плоско-паралельного руху ґрунтообробного агрегату	152
Висновки за розділом 4.....	158
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	160
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	163
ДОДАТКИ.....	182

ВСТУП

Актуальність теми. Енергозбереженню сільськогосподарських тракторів завжди приділялася виклика увага, оскільки саме ефективне використання енергії трактора визначає собівартість продукції рослинництва, та є визначальним показником при оцінці ефективності роботи машинно-тракторних агрегатів. Розвиток тракторобудування привів до межі покращення енергозбереження, яку дуже складно підвищити за рахунок конструктивних удосконалень вузлів та механізмів трактора. Тому, на даний час більшість виробників концентрують зусилля на удосконаленні або розробці нових систем управління, як трактора, так і його окремих вузлів.

Перехід до системи точного землеробства відкриває можливості до подальшого покращення енергозбереження, оскільки передбачає інтеграцію систем управління трактора до загальної системи управління рухом, і дозволяє підвищити ефективність роботи трактора на рівень, який недосяжний для оператора-водія через фізіологічні обмеження людини. Використання системи точного землеробства дозволяє підвищити робочі швидкості руху, продуктивність, зменшити витрату пального, навантаження на оператора-водія та підвищити якість виконання технологічних операції.

Проте при адаптації тракторів в систему точного землеробства постають питання щодо частотних та силових характеристик систем управління, які повинні компенсувати вплив зовнішніх чинників та забезпечити рух трактора з мінімальними відхиленнями від заданої траєкторії руху з постійною швидкістю. Тому дослідження потенційних можливостей системи та визначення необхідних частотних характеристик керуючих впливів дозволить покращити енергозбереження при адаптації трактора в систему точного землеробства та надати рекомендації щодо подальшого удосконалення автоматичних систем управління.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами.

Робота виконувалась на кафедрі агроінжинірингу Сумського національного аграрного університету у рамках завдань держбюджетних тем МОН України: «Удосконалення технологічного процесу та технічних засобів для виробництва та переробки аграрної продукції» ДБТ № 0119U103235 (2019 – 2023 рр.); «Формування функціональної стабільності та енергоощадних режимів експлуатації транспортно-технологічних агрегатів у аграрному виробництві, за умови змінної маси вантажу» НДР № 0124U001115 (2024 – 2028 рр.); «Обґрунтування методології синтезу технології; складу елементів машинного парку та оптимального використання ґрунтів за умови максимуму врожайності конкретної сільськогосподарської культури» НДР № 0124U001116 (2024 – 2028 рр.), в якій здобувач був виконавцем окремих етапів.

Мета дослідження: підвищення динамічних і енергетичних показників трактора при його адаптації в систему точного землеробства шляхом обґрунтування раціональних алгоритмів автоматичного управління.

Завдання дослідження:

1. Провести аналіз та визначити перспективні напрямки підвищення енергозбереження тракторів під час технологічної адаптації в систему точного землеробства;

2. Розробити математичну модель плоско-паралельного руху ґрунтообробного агрегату, у якій враховано динаміку взаємодії трактора з сільськогосподарським знаряддям та нелінійність зміни пружної характеристики сільськогосподарської тракторної шини;

3. Виконати аналітичне і числове визначення взаємозв'язків між частотою керуючого впливу, способами управління та точністю руху трактора у складі ґрунтообробного агрегату;

4. Розробити методику та провести експериментальні дослідження динамічних параметрів трактора для визначення залежності між частотою

керуючого впливу, способами управління та величиною відхилення ґрунтообробного агрегату від заданої траєкторії руху;

5. Розробити рекомендації щодо алгоритмів управління та частотного діапазону керуючих впливів при розробці чи вдосконаленні існуючих систем автоматичного управління (автопілотів).

Об'єкт дослідження: процес роботи трактора при автоматизованому управлінні його рухом системою точного землеробства під час виконання технологічної операції рослинництва.

Предмет дослідження: закономірності зміни показників точності руху та енергетичних параметрів трактора залежно від алгоритмів роботи системи автоматичного управління.

Методи дослідження: при виконанні наукового дослідження використані методи аналізу та синтезу; математичного моделювання; для розв'язання математичної моделі динаміки плоско-паралельного руху трактора застосовано чисельний метод; для аналізу отриманих теоретичних та експериментальних результатів використано статистичні та частотні методи; при удосконаленні системи фільтрації даних діагностичного комплексу моніторингу динамічних параметрів використано метод аналогово-цифрового перетворення; для підтвердження достовірності використані експериментальні методи.

Математичне моделювання, візуалізація даних та обробка результатів експерименту виконувались з використанням програмного забезпечення MatLab, Microsoft Excel, Vehicle dynamics.

Наукова новизна одержаних результатів.

Вперше:

– визначено умови досягнення стійкого руху машинно-тракторного агрегату при експлуатації з дисковою бороною з урахуванням зміни параметрів ґрунтового середовища, частотних характеристик та амплітуди керуючого

впливу кута першої напіврами колісного трактора, що дає змогу мінімізувати енергетичні витрати;

– встановлено взаємозв'язки між частотою керуючого впливу системи автоматичного управління трактора та величиною відхилення сільськогосподарського знаряддя від заданої траєкторії руху, які дозволили обґрунтувати діапазон частот керуючого впливу із забезпеченням раціонального значення перекриття між сусідніми смугами обробки та збільшенням продуктивності роботи на 8,39 %.

Отримала подальший розвиток:

– математична модель плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату, яка відрізняється від існуючих врахуванням динаміки зміни тягового опору сільськогосподарського знаряддя та нелінійності зміни пружної характеристики сільськогосподарської тракторної шини.

Удосконалено:

– метод експериментальної оцінки динамічних та тягово-енергетичних параметрів роботи трактора при виконанні ґрунтообробної операції, який на відміну від відомих забезпечує використання бортових датчиків та вимірювальних систем трактора.

Практичне значення одержаних результатів.

Основні результати дисертації можуть використовуватися для покращення енергозбереження тракторів при їх адаптації в систему точного землеробства. Запропоновані в дисертації основні наукові положення, розробки і рекомендації впроваджені:

– у Державній науковій установі «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого» (УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого) прийняті для використання методики та підходи, що дозволяють використання бортових систем трактора, як дублюючих, для

моніторингу динамічних параметрів. Відповідне, дозволяє суттєво підвищити точність при проведенні експериментальних досліджень тракторів та машинно-тракторних агрегатів на плавність ходу, керованість і стійкість.

– у СТОВ «Промінь» прийняті до використання рекомендації щодо алгоритмів роботи системи автоматичного управління трактором, які дозволяють підвищити продуктивність роботи, у порівнянні з ручним способом управління, на 8,39 %, при цьому погектарна витрата палива зменшується до 16,04 л/га та показує покращення паливної ефективності на 5,84 %;

– у Сумському національному аграрному університеті в навчальному процесі підготовки бакалаврів та магістрів в рамках освітніх компонент: «Трактори і автомобілі», «Системи точного землеробства та їх використання в аграрному виробництві», «Апаратне і машинне забезпечення в СТЗ».

Особистий внесок здобувача. Дисертаційна робота є самостійним науковим дослідженням, яке присвячене підвищенню продуктивності та покращенню енергозбереження тракторів при їх адаптації в систему точного землеробства. Теоретичні та експериментальні результати досліджень, що виносяться на захист, отримані автором самостійно. У наукових роботах, які опубліковано у співавторстві, здобувачу належать: аналіз методів та підходів до покращення енергозбереження тракторів; визначення основних перспектив використання систем точного землеробства при підвищенні продуктивності та зниженні витрат пального; аналіз способів управління трактором при його адаптації в систему точного землеробства; обґрунтування підходу до підвищення стійкості причіпних ланок машинно-тракторного агрегату; створення математичної моделі плоско-паралельного руху МТА, яка дозволяє досліджувати стабільності руху ґрунтообробних агрегатів за різних частот управління. Наукові результати є внеском у теорії динаміки та ефективності роботи тракторів при виконанні ґрунтообробних операцій.

Апробація результатів роботи. Основні положення та результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивні відгуки на всеукраїнських та міжнародних науково-практичних конференціях: МНПК «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація» (Харків, ДБТУ 2022 р.); МНПК «AutoTRAK-2023» (Київ, НУБіП 2023 – 2024 рр.); МНПК «Інноваційні технології в Індустрії 5.0» (Суми, СНАУ, 2024 р.); МНПК International Scientific Conference. «Transport Means» (Kaunas, Lithuania, 2024 р.); МНПК International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE) (Bucharest, Romania, 2025 р.); МНПК викладачів, аспірантів та студентів Сумського НАУ (Суми, СНАУ, 2026 р.); МНПК «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин та знарядь» (Житомир, 2026 р.); Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару «Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств» (Харків, ХНАДУ 2026 р.).

В повному обсязі дисертаційна робота доповідалась та обговорювалась на розширеному засіданні кафедри технічного сервісу та галузевого машинобудування СНАУ (Суми, 19 травня 2026 р.).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 17 наукових працях, з них: 5 статей у фахових виданнях України, 1 стаття та 2 конференції в зарубіжних виданнях, що індексуються в науково-метричних базах Scopus або WOS, 8 міжнародних та всеукраїнських науково-практичних конференцій, отримано 1 патент.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 190 сторінок, у тому числі 5 додатків на 8 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 162 сторінки, 72 рисунки, 8 таблиць. Список використаних джерел нараховує 140 найменування на 19 сторінках.

РОЗДІЛ 1.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Сучасні проблеми енергозбереження тракторів загального призначення

Узагальнено основні напрями адаптації тракторів загального призначення, що використовуються в аграрному секторі України, на підставі критичного аналізу сучасних наукових досліджень і публікацій у цій сфері. На цій основі визначено перспективний напрям досліджень, пов'язаний із підвищенням рівня енергозбереження тракторів у процесі їх адаптації в систему точного землеробства. Під час експлуатації тракторів загального призначення споживається значний обсяг енергетичних ресурсів, що зумовлює актуальність наукових пошуків у сфері підвищення їх енергоефективності. Значна кількість досліджень присвячена аналізу енергозберігаючих аспектів роботи машинних агрегатів, зокрема динамічним характеристикам їх функціонування [1]. Водночас моделювання динаміки руху машинного агрегату ускладнюється через необхідність урахування випадкових (стохастичних) впливів з боку сільськогосподарських машин. Розв'язання проблеми енергозбереження потребує комплексного врахування динамічних параметрів руху агрегату, оскільки саме скорочення динамічних втрат створює передумови для підвищення паливної економічності [2, 3].

1.1.1 Використання тракторів загального призначення в аграрному секторі

Трактори загального призначення займають провідне місце у виконанні найбільш енергоємних технологічних операцій сільськогосподарського виробництва. Вони широко використовуються під час основного та

передпосівного обробітку ґрунту, дискування, сівби, внесення добрив, а також у складі комбінованих, транспортних і транспортно-технологічних агрегатах [4].

У сучасних умовах глобальної конкуренції на ринку сільськогосподарської техніки особливо важливого значення набуває оцінка технічного рівня тракторів, яка визначає ступінь їх відповідності сучасним вимогам науково-технічного розвитку. Для аграрного сектору України ця проблема є особливо актуальною через поступове скорочення кількості тракторної техніки та недостатній рівень відповідності вітчизняних машин сучасним експлуатаційним вимогам споживачів. У зв'язку з цим оновлення тракторного парку здійснюється переважно за рахунок імпортової техніки провідних світових виробників. У сегменті тракторів потужністю від 96 до 221 кВт, до якого належать трактори загального призначення, найбільш поширеними в Україні є машини таких брендів, як NEW HOLLAND, JOHN DEERE, CASE IH, MASSEY FERGUSON, ХТЗ та ХТА виробництва ТОВ «Слобожанська промислова компанія». Значна частина нової техніки, що вперше реєструється в Україні, представлена саме цими торговельними марками [5]. Найбільшим попитом серед українських аграріїв користуються трактори іноземного виробництва, зокрема John Deere, Case IH та New Holland, які характеризуються високим технічним рівнем, надійністю та відповідністю сучасним міжнародним стандартам [6].

Сучасні трактори загального призначення обладнуються високоефективними дизельними двигунами з турбонаддувом, системами проміжного охолодження повітря та електронним керуванням упорскуванням палива. Трансмісії оснащуються автоматизованими системами електронного перемикання передач під навантаженням, що дозволяє оптимізувати роботу двигуна відповідно до умов експлуатації. Важливою перевагою є широке впровадження електронних систем автоматизації, включаючи системи контролю, діагностики, управління двигуном, трансмісією та технологічними

процесами. Трактори загального призначення останніх поколінь знаходять інтенсивне використання в аграрному секторі при виконанні майже всіх технологічних операцій, особливо у складі комбінованих агрегатів (рис.1.1)



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.1 – Трактори в складі комбінованих агрегатів:

- а - глибокий обробіток ґрунту агрегатом трактор ХТЗ-17221 + глибокорозпушувач ГРУ-2,5(Франк-2,5) [7]; б - ґрунтообробка агрегатом трактор John Deere 8430 + John Deere 637 [8, 9]; в - ґрунтообробка агрегатом трактор New Holand Т8 390 + глибокорозпушувач Maschio Gaspardo [10]; г- заготівля сіна і силосу агрегатом трактор Case ІН Magnum 340 [11].

Оцінка технічного рівня та якісних характеристик тракторів є важливим етапом при визначенні найбільш ефективного варіанту техніки для використання в аграрному виробництві. Одним із ключових шляхів удосконалення продукції тракторобудування є підвищення технічного рівня сільськогосподарських тракторів, що безпосередньо впливає на їх конкурентоспроможність і загальну якість [12]. У процесі аналізу сучасного ринку тракторної техніки першочергова увага приділяється саме споживчим характеристикам машин. До основних показників, за якими визначається ефективність тракторів, належать рівень енергонасиченості, величина запасу

крутного моменту двигуна, умовний тяговий коефіцієнт корисної дії, а також економічні параметри, зокрема вартість техніки [6]. Саме ці критерії найбільш повно характеризують технічну досконалість тракторів та їх відповідність сучасним вимогам аграрного виробництва. Експлуатаційні властивості трактора регламентовано ДСТУ ISO 9001:2015 [13]. Методологія дослідження сільськогосподарських тракторів передбачає проведення випробувань для оцінки їх експлуатаційних властивостей. Відповідні підходи висвітлені у наукових дослідженнях і публікаціях [8, 14–17, 18], що охоплюють етапи проектування, доведення, серійного виробництва та експлуатації. Аналіз нормативних матеріалів, відомих наукових робіт по використанню тракторів дозволяє зробити висновки про перспективність досліджень спрямованих на покращення енергозбереження тракторів загального призначення при їх адаптації в систему точного землеробства.

1.1.2 Енергозбереження тракторів загального призначення

Підвищення рівня енергозбереження тракторів у процесах виробництва продукції рослинництва належить до ключових пріоритетів розвитку машинобудування в агропромисловому комплексі. При цьому першочерговими за актуальністю завданнями є розробка методів енергетичної оцінки та зниження енерговитрат машинно-тракторних агрегатів [19, 20].

Зростання енергетичної ефективності сільськогосподарських машин і агрегатів є складною науково-технічною задачею, що обумовлена багаторівневою структурою цих систем, а також значною кількістю керованих і зовнішніх чинників, які визначають особливості їх функціонування [21].

Трактори загального призначення широко використовуються при виконанні найбільш енергоємних сільськогосподарських операцій, зокрема під час основного обробітку ґрунту, культивуації, сівби та інших технологічних процесів, у тому числі в складі комбінованих і транспортно-технологічних

агрегатів. Енергетична ефективність сучасних тракторів, що визначає їхню здатність до енергозбереження, є результатом синергії значної кількості різнопланових чинників [8, 22]. Серед техніко-конструктивних параметрів ключове значення мають паливна ефективність силової установки, показники енергонасиченості та тягового коефіцієнта корисної дії техніки. Важливу роль відіграє правильний вибір передавальних чисел, методи оптимізації робочих режимів, а також конструктивна сумісність трактора з робочими органами причіпних або навісних знарядь. Окремо слід виділити вплив енергомісткості технологічних процесів та способів формування машинно-тракторних агрегатів [8, 22]. До групи експлуатаційних та організаційних факторів належать раціональне комплектування агрегатів, стратегія вибору режимів їхнього руху, якість технічного сервісу та загальний рівень логістики польових робіт. Водночас на паливну економічність суттєво впливають виробничі та природні умови: геометрія й рельєф оброблюваних ділянок, агрофізичний стан ґрунту, біологічні особливості сільськогосподарських культур та метеорологічні умови під час проведення операцій [8, 22]. Зважаючи на те, що кожен із перелічених факторів описується не лінійним значенням, а складною багатокомпонентною математичною функцією, на сьогодні відсутня універсальна методика точного прогнозування питомих витрат пального на одиницю виконаної роботи.

Проте існують дієві шляхи мінімізації енерговитрат через оптимізацію налаштувань двигуна. Зокрема, високої ефективності можна досягти шляхом експлуатації колінчастого валу на знижених обертах за допомогою всережимних регуляторів або через впровадження двигунів із характеристиками «постійної потужності», що критично важливо для стабільної роботи при значних коливаннях тягового навантаження [8, 22]. Дослідження [23, 24] пропонують аналізувати енергетичну ефективність машинно-тракторних агрегатів на основі показників тягового зусилля або крутного моменту двигуна. У таких випадках ключовим цільовим показником виступає мінімізація прямих витрат енергії $E_n \rightarrow \min$.

Водночас, згідно з джерелами [8, 22] подібний підхід не повною мірою відображає галузеву специфіку роботи сільськогосподарської техніки, що іноді обмежує точність прогнозних розрахунків енергомосткості процесів. Інший підхід висвітлено у статті [25], де параметри енергозбереження для транспортно-технологічних комплексів оптимізуються через аналіз граничних значень прискорення, темпів руху та рівня завантаження силового агрегату. Встановлено, що досягти найнижчих показників витрати пального можна за умови забезпечення рівномірного руху агрегату без різких коливань фактичної швидкості.

У роботі [21] запропоновано критерій оптимальності машинно-тракторного агрегату за енергетичними витратами, який базується на математичних очікуваннях таких показників, як годинна продуктивність, витрата палива та ефективна потужність двигуна. Визначення цих параметрів потребує проведення серії експериментальних досліджень, зокрема польових випробувань.

Питання енергоефективності мобільних машин тісно пов'язане зі стійкістю їхнього руху, що має статистичну природу [25, 26]. Стабільність траєкторії агрегату залежить не від абсолютних параметрів (інерції чи енергоємності), а від їхнього системного співвідношення, рівня зовнішніх перешкод та характеристик двигуна, які разом забезпечують стаціонарний режим роботи. Дослідження [16] присвячене оцінці енергоефективності машино-тракторних агрегатів через аналіз ступеня використання їхнього енергетичного потенціалу, що відображає реактивні втрати потужності. Для кількісної оцінки автори впровадили коефіцієнт енергетичної відповідності між кінематичними та силовими параметрами. Встановлено, що для більшості агрегатів цей показник становить лише 20-40%, що свідчить про значні втрати потенціалу (до 60-80%).

Зазначений методологічний підхід доцільно застосовувати для аналізу енергозбереження та вивчення динамічних характеристик як трактора окремо, так і всього комплексу під час роботи [21, 27, 28]. Зважаючи на складність взаємодії системи «агрегат - середовище», базовим етапом дослідження є створення

функціональних моделей компонентів, що враховують їхню будову та специфіку руху. На їхній основі формуються математичні моделі, які описують агрегат як динамічну систему крізь призму енерговитрат. Зокрема, функціонування двигуна внутрішнього згоряння моделюється як взаємозалежність між крутним моментом, обертами колінчастого валу та обсягом подачі пального [8, 29].

Останнім часом оновлення технічної бази агропромислового комплексу України відбувається переважно за рахунок імпорту тракторів від ключових світових брендів. Під час адаптації їхніх моторно-трансмісійних установок до різноманітних моделей техніки постає завдання підтримувати високі енергетичні показники, використовуючи при цьому уніфікований набір базових двигунів та обмежену кількість варіантів трансмісій [30]. У реальних умовах експлуатації під час виконання технологічних операцій навантаження на машинно-тракторний агрегат може змінюватися в межах 10–30 %, що створює значні коливання режимів роботи. Ефективне реагування систем управління на такі зміни можливе лише за умови наявності достатньої кількості передавальних чисел або використання безступеневих трансмісій, здатних забезпечити оптимальне регулювання робочих параметрів [31]. Згідно з дослідженням [8], енерговитрати трактора пропонується оцінювати за питомим тяговим опором машин, виходячи з різниці прискорень вільного розгону трактора та його розгону з робочим знаряддям, що розглядається як ефективний спосіб проведення прискорених випробувань.

1.1.3 Вплив точності руху на енергозбереження при роботі тракторів загального призначення

Досягнення високоточного руху тракторів загального призначення є однією з основних передумов ефективного впровадження ресурсозберігаючих технологій у сільськогосподарське виробництво. Відхилення від заданої траєкторії призводить не лише до перевитрати паливо-мастильних матеріалів, а

й до пошкодження рослин, нерівномірності внесення добрив та збільшення частки ущільненого ґрунту через зайві проходи коліс. Системи управління сучасних колісних тракторів характеризуються значною конструктивною та функціональною різноманітністю, що істотно впливає на формування базових експлуатаційних характеристик техніки [32].

Сучасні інноваційні підходи до розробки електронних, гідравлічних та мехатронних систем управління створюють умови для високоточного регулювання систем тракторів. Це дозволяє підвищити ефективність використання техніки шляхом зниження витрат пального, мінімізації зношування основних вузлів і механізмів, а також покращення маневреності. Одним із провідних напрямів розвитку є впровадження автоматизованих систем управління, що інтегрують супутникову навігацію GPS, датчики зворотного зв'язку, електронні контролери та алгоритми інтелектуального аналізу даних. Такі рішення забезпечують оптимізацію траєкторії руху, підвищення точності виконання агротехнологічних операцій, зменшення енергетичних витрат та зростання загальної продуктивності [33].

Результати сучасних наукових досліджень підтверджують доцільність активного впровадження інтелектуальних і автоматизованих систем управління ходовими частинами тракторної техніки. Особлива увага приділяється використанню супутникових навігаційних систем та сенсорних комплексів зворотного зв'язку, які дозволяють здійснювати постійний моніторинг параметрів руху, стану поверхні поля, характеристик ґрунту та зовнішніх експлуатаційних умов. На основі отриманої інформації системи автоматичного управління здатні оперативно коригувати траєкторію руху машинно-тракторного агрегату, забезпечуючи оптимальні режими роботи [34].

Якість виконання сільськогосподарських технологічних процесів безпосередньо залежить від точності позиціонування агрегату на полі. Дослідження, присвячені роботі агрегатів на схилах із використанням

навігаційних систем, свідчать, що точність позиціонування значною мірою визначається не лише похибками коригувальних сигналів, але й геометричними параметрами ділянки, зокрема кутом поперечного нахилу поверхні [35].

У роботі [36] досліджено механізми стабілізації траєкторії руху машинних агрегатів під час маневрування. Основну увагу приділено методам мінімізації відхилень у складних експлуатаційних умовах: при подоланні складного рельєфу, зміні фізико-механічних властивостей ґрунту, впливі вітрових потоків та інерції. Запропоновані рішення спрямовані на підвищення точності управління та оптимізацію енергоефективності техніки.

Аналіз відомих наукових робіт і публікацій по енергозбереженню тракторів загального призначення показав, що витрати енергії даних тракторів істотно залежать від їх швидкісного режиму та ефективності використання їх двигунів. Оцінка енергозбереження найбільш часто базуються на показниках: швидкості, продуктивності, витрати палива, тягового ККД та буксування рушіїв. За результатами аналізу можна констатувати, що енергозбереження сучасних тракторів забезпечується інтелектуальними бортовими системами, які адаптують режими роботи трактора до зовнішніх збурюючих чинників. При цьому залишається питання оцінки енергозбереження при адаптації трактора у систему точного землеробства, оскільки використання цієї системи дозволяє суттєво підвищити точність руху трактора, як наслідок, покращити продуктивність та паливну економічність.

1.2 Адаптація тракторів в систему точного землеробства

Сучасний розвиток аграрного виробництва вимагає суттєвого підвищення економічної ефективності та скорочення виробничих витрат. За таких умов одним із найбільш результативних напрямів вирішення зазначених завдань є впровадження СТЗ, які забезпечують раціоналізацію виробничих процесів на

основі сучасних інформаційних та навігаційних технологій. Застосування систем точного землеробства сприяє оптимізації використання МТП шляхом підвищення продуктивності, скорочення витрат пального та інших ресурсів, а також мінімізації негативного впливу агровиробництва на довкілля [37].

У цьому контексті адаптація тракторів до функціонування в умовах систем точного землеробства розглядається як один із стратегічно важливих напрямів підвищення ефективності сучасного аграрного виробництва, що дозволяє забезпечити більш раціональне використання технічного потенціалу та ресурсів підприємства. Вона передбачає інтеграцію інформаційно-навігаційних систем, автоматизованих алгоритмів управління та роботизованих технологій у процес виконання польових операцій. Центральне місце у цьому процесі займають способи управління рухом тракторів, які визначають точність, енергоефективність і продуктивність машинно-тракторних агрегатів.

1.2.1 Способи управління трактором в системі точного землеробства

Впровадження систем точного землеробства у структуру машинно-тракторного парку суттєво підвищує загальну ефективність аграрного виробництва. Це забезпечується за рахунок більш раціональної організації процесів обробітку ґрунту, зменшення витрат матеріально-енергетичних ресурсів, зростання продуктивності тракторної техніки, а також покращення якості виконання технологічних операцій [38].

У сучасному аграрному секторі все частіше використовується поняття «точне землеробство» (Precision Agriculture), яке охоплює комплекс високотехнологічних рішень для управління сільськогосподарським виробництвом. Воно базується на застосуванні глобальних навігаційних супутникових систем (GPS), технологій моніторингу врожайності (Yield Monitoring), геоінформаційних систем (GIS), систем диференційованого

внесення ресурсів (Variable Rate Technology), а також засобів дистанційного зондування землі (ДЗЗ). Основною метою таких технологій є отримання максимально можливого обсягу якісної продукції за мінімальних витрат і з дотриманням екологічних вимог [39]. Важливим компонентом СТЗ є засоби паралельного та автоматичного управління рухом (системи паралельного водіння, підрулюючі пристрої та системи автопілотування). Системи паралельного водіння (агронавігатори, курсовказівники) передбачають безпосередню участь оператора у процесі управління. Принцип їх роботи полягає у визначенні поточного місцеположення техніки за допомогою GPS-приймача, порівнянні його із заданою траєкторією та формуванні рекомендацій, які відображаються на дисплеї пристрою. Водночас обмеження точності супутникового позиціонування та апаратної частини зазвичай не дозволяють перевищити рівень точності близько $\pm 0,3$ м, що обмежує можливості застосування таких систем для окремих технологічних операцій (рис. 1.2).



Рисунок 1.2 – Обладнання Outback S-lite для паралельного водіння [39]

У випадку використання підрулюючих систем корекція траєкторії руху здійснюється автоматично спеціальним виконавчим механізмом, який встановлюється на кермо трактора. До таких рішень належать, зокрема, Trimble AgGPS EZ-Steer, Trimble EZ-Pilot, Leica QuickSteer, TeeJet UniPilot Pro, та інші (рис. 1.2) [36]. Застосування подібних систем дозволяє мінімізувати вплив

людини, оскільки процес управління частково або повністю виключає психофізіологічні особливості оператора з контуру керування [40].

Впровадження автопілотів стає закономірним результатом удосконалення технологій допоміжного маневрування. Навігаційний контролер відповідає за генерацію коригувальних сигналів, що зводять до мінімуму похибку при дотриманні заданого курсу. Оскільки керуючий клапан вбудовується безпосередньо в гідравлічний контур ходової системи трактора, вдається нівелювати вплив механічних зазорів (люфтів) та інерційних процесів, властивих традиційному рульовому управлінню. Висока прецизійність маневрування (в межах ± 2 см) забезпечується завдяки моніторингу кута повороту коліс через датчик зворотного зв'язку, що дозволяє системі функціонувати повністю автономно (рис. 1.3) [41, 42].



Рисунок 1.3 – Автопілот TeeJet FieldPilot [42]

Досягнення прецизійних показників у межах дециметрового або сантиметрового діапазону можливе лише за умови впровадження методів диференціальної корекції супутникового сигналу. До основних інструментів такої корекції належать алгоритми постпроцесингу, технологія Precise Point Positioning (PPP), а також методи DGPS та RTK. У практиці точного агровиробництва найбільш затребуваним є режим Real Time Kinematic (RTK), що підтверджується численними дослідженнями [37, 43, 44]. Функціонування RTK-режиму передбачає використання комплексу засобів. Ключовим аспектом досягнення такої точності є безперервна передача коригувальних даних від

опорної (базової) станції до рухомого приймача безпосередньо під час технологічної операції [45]. Принцип побудови та роботи такої системи візуалізовано на рис. 1.4.

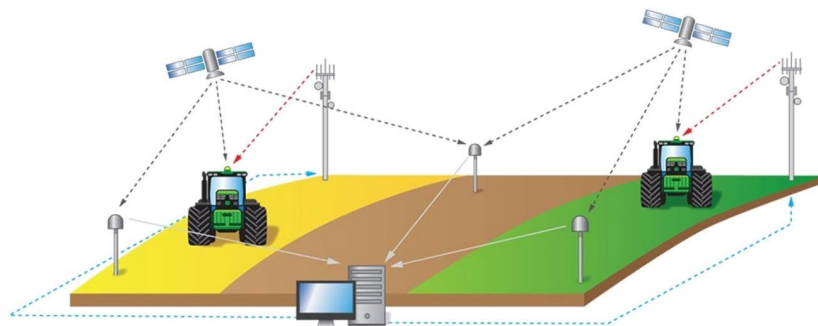


Рисунок 1.4 – Принцип функціонування RTK -системи [46]

Автономні трактори (рис. 1.5) поступово займають свою нішу на ринку с/г, але вони все ще знаходяться в розробці й на ринку їх не так багато [47].



а)



б)

Рисунок 1.5 – Роботизована техніка: а - автономний трактор [47];

б - безпілотна платформа «Скорпіон АГРО» [48]

Інноваційний інструментарій тепер оснащується датчиками для адаптації до зовнішнього середовища в режимі реального часу. Зокрема, впроваджено сенсори для виявлення засмічень у культиваторах та лазерне сканування (LiDAR) для перевірки обробітку ріллі. Ефективність цих рішень підтверджується поточними випробуваннями на полях [48]. Комбінація роботи роботизованої платформи з дроном дозволяє здійснювати моніторинг, тим самим корегуючи дії платформи.

1.2.2 Аналіз конструктивних особливостей автоматичних систем управління (автопілотів)

Функціонування систем автоматичного водіння дозволяє оптимізувати кінематику руху, що є критично важливим для сучасного землеробства. Це забезпечує мінімізацію похибок при проходженні гонів та знижує питомі енерговитрати внаслідок виключення зайвих перекриттів.

Згідно з сучасними дослідженнями, навігаційні системи та автопілоти дозволяють мінімізувати перекриття та пропуски, що забезпечує суттєву економію палива та підвищення продуктивності. При цьому точність позиціонування агрегатів є критичним фактором ефективності таких систем [35].

Серед автоматичних систем управління найбільш поширеними є електричні та гідравлічні підрулювачі. Електричні системи автопілотування забезпечують управління сільськогосподарською технікою без необхідності втручання у гідравлічну систему трактора, що не потребує її конструктивної адаптації виробником. Залежно від конструктивного виконання такі автопілоти можуть монтуватися без демонтажу рульового колеса (наприклад, Raven SmartSteer, OnTrac3) або вимагати встановлення електромеханічного кермового вузла (AgGPS EZ-Pilot, TopCon X25,). Електричні системи є універсальними і можуть застосовуватися на різних моделях тракторів. Технічне забезпечення цих систем включає інтегровані інерційні датчики: гіроскопи, акселерометри, цифрові компаси та сенсори кута повороту коліс, що дозволяє компенсувати рельєфні нерівності [49]. Принцип дії полягає в передачі обертового моменту від електромотора безпосередньо на рульовий вал за сигналами від навігаційного контролера [45]. Такі системи мають низку переваг, серед яких простота монтажу та можливість швидкого перенесення на іншу техніку, висока надійність завдяки мінімальній кількості механічних з'єднань, автономність роботи, оскільки електропривід не залежить безпосередньо від інших систем

трактора, а також захищеність електронних компонентів, розміщених у кабіні, від впливу зовнішнього середовища. Додатковими перевагами є універсальність застосування на різних видах техніки, невисока вартість, значний крутний момент електроприводу та мінімальні вимоги до обслуговування [49].



Рисунок 1.6 – Електричний автопілот Торсон PLS AES-35

До недоліків електричних автопілотів відносять необхідність заміни штатного рульового колеса на комплектне, що постачається разом із системою, а також дещо нижчу швидкість реакції керуючих впливів у порівнянні з гідравлічними аналогами [49].

Гідравлічні системи автопілотування забезпечують досягнення максимальної точності виконання широкого спектра технологічних операцій, таких як суцільна культивування, дискування, сівба, міжрядний обробіток, обприскування та внесення добрив. Вони також дозволяють підвищити продуктивність за рахунок можливості роботи у нічний час, покращують якість міжрядної обробки та сприяють більш ефективному захисту рослин при внесенні засобів захисту [49]. Такі системи інтегруються безпосередньо в гідравлічний контур рульового управління трактора, а управління напрямком руху здійснюється через гідравлічні клапани. Серед основних переваг гідравлічних автопілотів слід відзначити високу чутливість та точність управління, відсутність впливу зношування механічних елементів рульового

валу, відсутність необхідності заміни керма, безпосереднє підключення до гідросистеми, швидку реакцію на керуючі сигнали, а також високу ефективність при виконанні технологічно складних операцій [49]. Крім того, такі системи забезпечують плавність руху та мінімальні затримки в управлінні.



Рисунок 1.7 – Гідравлічний виконавчий модуль Торсон Е-Ні для автоматизованого водіння

До недоліків належать висока вартість обладнання, залежність від технічного стану гідросистеми трактора, складність монтажу, що потребує встановлення на раму та підвищує ризик механічних пошкоджень, значні витрати на обслуговування і ремонт, обмежена сумісність із застарілими моделями техніки, а також залежність ефективності роботи від потужності гідравлічної системи, що додатково впливає на її зношування [50].

Аналіз наукових джерел свідчить, що використання автоматизованих систем управління є одним із найперспективніших напрямів підвищення енергоефективності тракторів у межах технологій точного землеробства. При цьому електричні системи автопілотування забезпечують доступність та простоту впровадження, тоді як гідравлічні системи характеризуються вищою точністю та кращими енергетичними показниками. Вектор майбутніх досліджень має бути зосереджений на розробці чи вдосконаленню адаптивних систем управління, які дозволяють узгодити параметри руху тракторів із змінними умовами навантаження та мінімізувати енерговитрати.

1.2.3 Експлуатаційні характеристики автоматичних систем управління

Управління траєкторією руху агрегату може відбуватися в ручному, напівавтоматичному та автоматичному режимах [51]. Автоматичні комплекси управління рухом машинно-тракторних агрегатів швидко розвиваються завдяки впровадженню сенсорних та інтелектуальних технологій [52]. Загалом системи автоматичного управління складаються з кількох основних компонентів: генерація траєкторії руху, система моніторингу навколишнього середовища (environmental perception), автоматичного управління [53]. Багато дослідників погоджуються, що точність руху колісних транспортних засобів залежить від здатності системи автоматичного управління своєчасно прикладати корегуючи вплив [54, 55]. Напрямки щодо покращення точності руху та відстеження траєкторії в основному спрямовані на вдосконалення систем управління та підвищення її швидкодії.

Ефективність автоматичних систем управління трактором у системах точного землеробства визначається низкою технічних характеристик, серед яких ключовими є частота оновлення навігаційних даних, частота формування керуючих впливів, а також стійкість до зовнішніх перешкод і обмежень сигналу.

Частота оновлення координат є одним із ключових параметрів, що визначає точність систем автоматичного водіння [56]. Аналіз результатів досліджень [57] показав, що точність визначення навігаційних параметрів залежить від сенсорів, частоти оновлення даних і параметрів фільтрації. За результатами досліджень [64], точність GNSS і RTK-навігації безпосередньо обумовлює величину перекриттів і втрат під час польових робіт. Використання RTK-технології дозволяє досягати точності (до 2–3 см), що суттєво зменшує перевитрати пального та матеріалів [58].

Для базових систем оптимальною є частота 5 Гц, тоді як при виконанні високоточних операцій (посів, міжрядний обробіток) доцільно використовувати частоти не менше 10 – 20 Гц. При використанні RTK-корекцій сучасні приймачі

забезпечують оновлення до 20 – 50 Гц, що дозволяє досягати точності позиціонування на рівні 2-5 см [59]. У роботі [60] показано, що при низькій частоті оновлення (1 – 2 Гц) виникає затримка в системі управління, яка призводить до збільшення перекриттів на 5 – 12%, що зумовлює зростання енерговитрат.

Одним із головних обмежень автоматичних систем управління є залежність від якості GNSS-сигналу. Наприклад, в роботі [61] встановили, що поблизу лісосмуг похибка позиціонування може збільшуватись у 2- 4 рази.

Окрему групу факторів становлять навмисні або техногенні перешкоди. Навіть малопотужні пристрої глушіння можуть повністю блокувати GNSS-сигнал у радіусі кількох сотень метрів. З огляду на сучасні реалії України, критичного значення набувають чинники, зумовлені воєнним станом. До основних факторів належать: глушіння GNSS-сигналу (jamming)- повна або часткова втрата сигналу; спуфінг (spoofing) - підміна координат, нестабільність мобільного зв'язку, необхідного для RTK-корекцій.

Землеробство в умовах війни потребує адаптації та додаткових рішень для забезпечення стабільності роботи систем. Навіть короткочасна втрата RTK-сигналу може призводити до зниження точності управління та збільшення перекриттів, що негативно впливає на енергоефективність. За даними European GNSS Agency, втрати сигналу навіть на 5-10 секунд можуть призводити до відхилення траєкторії понад 20-30 см, що має вирішальне значення для реалізації концепції точного землеробства. У науковій праці [62] наведено докази того, що інтеграція GNSS+IMU дозволяє зменшити похибку позиціонування на 30 – 50% у складних умовах сигналу.

Частота керуючого впливу визначає швидкість реакції автоматичної системи на порушення заданої траєкторії переміщення. У сучасних автопілотах цей параметр узгоджується з динамікою руху трактора та характеристиками виконавчих механізмів. Як зазначається у дослідженнях [63] з точного землеробства, ефективність автоматизованого управління досягається лише за

умови безперервного обміну даними між навігаційною системою та виконавчими елементами. При цьому важливо забезпечити баланс між швидкістю реагування та стійкістю системи.

У сучасних системах автопілотування (John Deere AutoTrac, Trimble Autopilot, Topcon VLS) застосовуються замкнені системи управління з використанням ПД-регуляторів та фільтра Калмана, що забезпечує сталість функціонування системи навіть при змінних навантаженнях [59].

В роботі [64] були проведені дослідження систем автоматичного управління трактором при різних частотах керуючого впливу та різних швидкостях руху. Швидкості циклу керування були збільшені з 1,5 с (0,67 Гц) до 0,05 с (20 Гц). За результатами досліджень визначена чітка тенденція до покращення точності руху зі збільшенням частоти керуючого впливу.

Низька частота керуючого впливу призводить до: запізнювання реакції системи; збільшення відхилення від траєкторії; зростання перекриття і енерговитрат. Натомість, надмірно висока частота може викликати коливання системи та підвищене навантаження на гідравлічні або електричні приводи [65]. В проаналізованих роботах є суттєві результати щодо підвищення швидкості циклу управління, проте не має чітких рекомендацій щодо раціональних меж такого підвищення з позиції забезпечення стійкості руху сільськогосподарських агрегатів і збільшення енергоспоживання виконавчих механізмів.

1.3 Дослідження динаміки криволінійного руху машинно-тракторного агрегату при виконанні сільськогосподарських робіт

Криволінійний рух машинно-тракторного агрегату є характерним для більшості сільськогосподарських операцій, зокрема при розворотах, обході перешкод, виконанні технологічних операцій та роботі в умовах складної конфігурації поля. Особливістю такого руху є складна взаємодія між трактором

і причіпними або навісними машинами, що зумовлює необхідність використання математичного моделювання. Проблеми дослідження динаміки, енергоефективності та функціонування тракторів при виконанні технологічних операцій розглядались в роботах відомих вчених, серед яких: Адамчук В.В., Кравчук В.І., Булгаков В.М., Лебедев А.Т., Надикто В.Т., Артьомов М.П., Подригало М.А., Ребров О.Ю., Антощенков Р.В., Калінін Є.І. Галич І.В., Колеснік І.В. та інші.

Широке застосування в аналізі динаміки машинних агрегатів знайшов метод математичного моделювання, що дозволяє детально описувати плоско-паралельний рух та базуються на положеннях теоретичної механіки.

1.3.1 Використання математичних моделей для моделювання плоско-паралельного руху

Плоско-паралельний рух передбачає рух усіх точок агрегату в паралельних площинах, що дозволяє спростити опис системи та звести задачу до двовимірної постановки. Такий підхід широко використовується при дослідженні руху тракторних агрегатів у горизонтальній площині. У роботі [66] отримано систему диференційних рівнянь руху машинно-тракторного агрегату на основі узагальнених координат, кінетичної та потенційної енергії системи. Це дозволяє враховувати як кінематичні, так і динамічні параметри руху.

Аналогічні підходи застосовуються при моделюванні плоско-паралельного руху комбінованих агрегатів, де визначаються залежності між конструктивними параметрами та стійкістю руху [67]. У науковій роботі [68] на основі математичного моделювання було представлено оригінальну систему лінійних диференціальних рівнянь. Цей математичний апарат дає змогу формалізувати процес поперечного зміщення центра мас трактора, зміну кута орієнтації його поздовжньої осі, а також кутові відхилення знаряддя. Водночас

дослідження [69] зосереджене на аналізі динамічних характеристик посівного агрегату в поздовжньо-паралельній площині рис. 1.8.

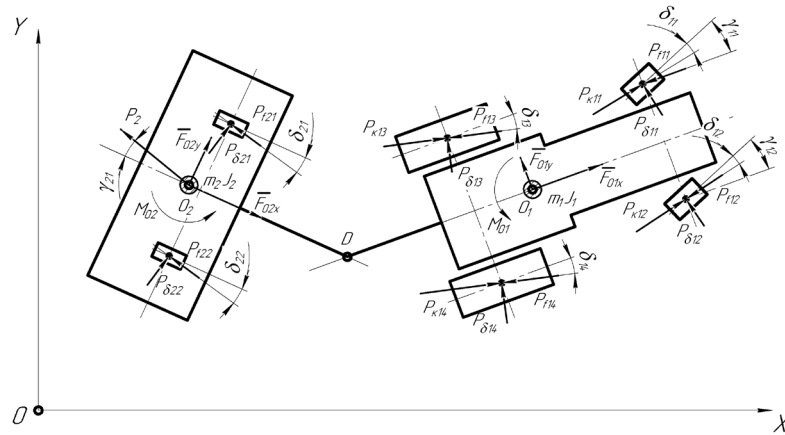


Рисунок 1.8 – Динамічна модель плоско-паралельного руху [69]

Розроблена автором модель дозволяє оцінити, як геометрична конфігурація МТА впливає на стабільність його ходу та амплітуду коливань відносно заданого вектора руху рис 1.8.

Відомо, що найбільш складними з позиції моделювання є ґрунтообробний агрегат, оскільки він є динамічно нестійким. Це зумовлено дестабілізуючим впливом відносно осі трактора (рис. 1.9, R_y), внаслідок чого виникає поворотний момент, що призводить до відхилення траєкторії руху агрегату від заданої [70].

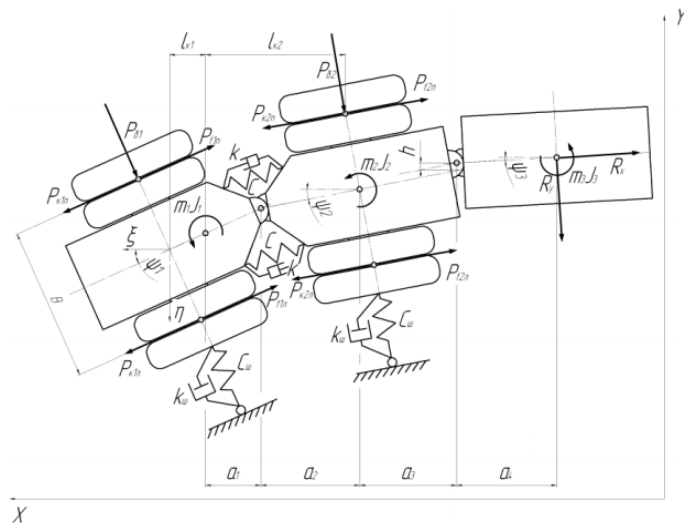


Рисунок 1.9 – Еквівалентна схема машинно-тракторного агрегату [70]

При цьому подібні явища характерні сільськогосподарським агрегатам, у яких наявне виникнення дестабілізуючого впливу через конструктивні особливості чи умови виконання технологічної операції. Вказано, що під час моделювання доцільно прийняти, що основним фактором, який характеризує курсову стійкість агрегату, є курсовий кут першої напіврами трактора, яка сприймає керувальний вплив оператора.

Рух ґрунтообробних агрегатів є найскладнішим з позиції моделювання, особливо при використанні багатоелементних агрегатів. При вивченні таких агрегатів використовуються динамічні моделі, що дозволяють визначити траєкторії руху кожного елемента агрегату [71, 72]. Даний підхід ідентифікує дестабілізуючі чинники та обґрунтовує методи їхньої компенсації. У таких моделях особлива увага приділяється дезорієнтуючим факторам, що характеризують взаємодію елементів агрегату та опорної поверхні [73, 74].

За результатами аналізу наукових робіт, присвячених моделюванню динаміки руху, можна констатувати, що більшість авторів при дослідженні багатомасових механічних систем описують їх плоско-паралельний рух класичними рівняннями в формі Лагранжа. Цей підхід має низку суттєвих переваг: можливість опису складних багатоланкових систем (трактор + агрегат); використання узагальнених координат, що спрощує математичний опис; врахування енергетичних характеристик системи; можливість інтеграції з сучасними методами чисельного моделювання. Завдяки цьому відповідні методи широко застосовується для дослідження стійкості руху, керованості та оптимізації параметрів машинно-тракторних агрегатів. Разом із тим, використання рівнянь Лагранжа має певні обмеження: складність побудови моделей для систем із великою кількістю ступенів свободи; необхідність спрощень (ідеалізація контакту коліс із ґрунтом); складність врахування випадкових (стохастичних) факторів; обмежена придатність для реального часу без спрощення моделі. Як зазначається у дослідженнях, реальні умови роботи

машинного агрегату характеризуються високою невизначеністю, що ускладнює застосування класичних аналітичних моделей без їх адаптації [68].

Основною проблемою, яку необхідно вирішити для підвищення точності моделювання плоско-паралельного руху є врахування дійсних умов роботи трактора (коливань швидкості, змінних значень тягового опору) та описання взаємодії рушіїв з опорною поверхнею, чому не приділена достатня увага у більшості проаналізованих наукових роботах.

1.3.2 Використання імітаційних моделей дослідження руху тракторів та машинно-тракторних агрегатів при зміні періодичності (частоти) керуючого впливу

Управління траєкторією руху агрегату може відбуватися в ручному, напівавтоматичному та автоматичному режимах [75]. Якщо розглядати основні компоненти автоматичних систем, то залежно від конструктивних особливостей та ступеня автоматизації, генерація траєкторії руху та управління кермом можуть бути частково або повністю покладені на систему автоматичного управління рухом. Останнім часом у сільському господарстві спостерігається чітка тенденція до переходу до автоматичного управління рухом трактора з використанням систем точного землеробства [76]. Системи автоматичного управління рухом трактора швидко розвиваються завдяки впровадженню сенсорних та інтелектуальних технологій [77]. Загалом, системи автоматичного управління складаються з кількох основних компонентів: генерація траєкторії, система сприйняття навколишнього середовища, автоматичне управління кермом [78]. На даному рівні аналізу доцільно виділити простіші системи, які мають функції лише прямолінійного руху, та складні, що включають функції повороту, копіювання траєкторії та поєднують GPS-технології, алгоритми розпізнавання образів з технологіями штучного інтелекту [79, 80]. Багато дослідників погоджуються, що точність руху колісних машин залежить від

здатності системи автоматичного управління своєчасно застосовувати коригувальні впливи та ефективно відстежувати інформацію про зміни траєкторії руху [55, 81, 82]. Напрямки підвищення точності руху та відстеження траєкторії в основному спрямовані на вдосконалення систем управління та підвищення їх швидкодії. Залежно від конструктивних особливостей системи автоматичного управління (електричної чи електрогідравлічної), дослідники зосереджуються на прискоренні роботи алгоритмів управління або підвищенні експлуатаційних характеристик виконавчих механізмів [54, 83, 84].

У більшості проаналізованих робіт перевага при проведенні дослідження віддається використанню імітаційних моделей та проведенню цифрових експериментів. Такі підходи дозволяють оцінити вплив параметрів системи управління, зокрема частоти формування керуючих впливів, на точність руху, стабільність траєкторії та енергетичну ефективність агрегату.

У роботі [85] показано, що система автоматичного водіння трактора має щонайменше дві послідовні інтегруючі ланки, що виступає детермінуючим фактором для формування її частотних характеристик та динамічної поведінки. Це означає, що зміна частоти керуючого сигналу безпосередньо впливає на стійкість і точність руху.

У цифрових моделях руху тракторів частота керуючого впливу визначає дискретність корекції траєкторії. За результатами досліджень, проведених у галузі автоматизованих транспортних систем [86], оптимізація траєкторії руху базується на мінімізації цільової функції, яка враховує витрати енергії та інтенсивність керуючих впливів.

Цифрові експерименти показують, що низька частота керуючих впливів призводить до запізнювання реакції системи, накопичення похибки та збільшення поперечного відхилення, а занадто висока частота покращує точність відпрацювання траєкторії, але може спричинити коливання системи через інерційність агрегату. Це підтверджується і в роботах, присвячених

адаптивному рульовому керуванню тракторів, де встановлено, що підвищення швидкості реакції системи дозволяє покращити керованість, однак потребує узгодження з динамікою машини (рис.1.10) [87].

У дослідженні [85] показано, що трактор як об'єкт управління має інтегруючі властивості, тому навіть незначні затримки можуть призводити до накопичення похибки та втрати стійкості. Цифрові експерименти демонструють, що: затримка 0,1 – 0,3 с викликає збільшення поперечного відхилення на 10 – 20%; затримка понад 0,5 с може призводити до автоколиваний системи, при криволінійному русі вплив затримок посилюється.

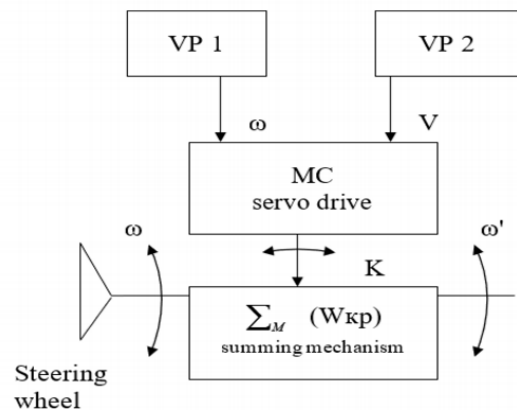


Рисунок 1.10 – Структурна схема рульового приводу [87]

У рамках дослідження [88] представлено приклад інтегрованої гідравліко-механічної моделі системи гідронагріву (ГНТ), реалізованої із застосуванням інструментальних засобів Flow та SimMechanics платформи Matlab/Simulink. Запропонована модель апробована шляхом імітаційного відтворення різних сценаріїв управління, що дозволило оцінити її адекватність.

Точність автоматичного управління в системах точного землеробства визначається сукупною дією похибок вимірювання, часових затримок у каналах управління та характеристик навігаційного сигналу. У сучасних умовах ці фактори мають вирішальну роль у забезпеченні точності польових робіт та оптимізації витрат енергії. Використання математичного апарату найменших

квадратів у запропонованому алгоритмі [89] дає змогу досягти високих показників курсової стійкості (похибка менше 2°) за рахунок активації оціночних функцій лише за оптимальних параметрів швидкості, що є критичним для мінімізації енерговитрат при технологічній адаптації трактора.

Для вирішення проблеми низької точності відстеження кута повороту керованих коліс у системах електрогідравлічного посилення керма розроблено контролер (рис. 1.11) на основі MPC (модельне прогнозне управління) [90]. Результати моделювання та випробувань підтверджують, що запропонований підхід ефективно мінімізує похибку відстеження траєкторії, що є ключовим для підвищення енергоефективності та стабільності руху інтелектуальних транспортних засобів у системах точного землеробства.

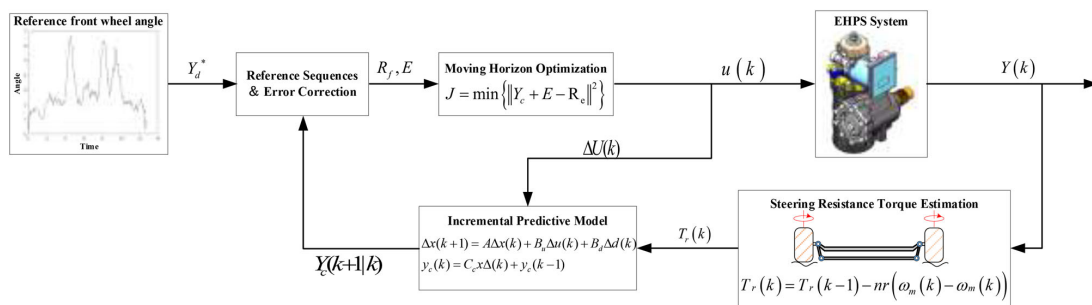


Рисунок 1.11 – Принципова схема MPC-контролера [85]

У дослідженні [91] запропоновано метод автоматичного планування траєкторії з використанням комбінованої моделі (зміщення постійної швидкості та синусоїдальної функції). Поділ процесу обгону на етапи забезпечує точне поздовжнє планування, що в межах структури MPC гарантує плавне та стабільне відстеження траєкторії з високим рівнем комфорту та адаптивності до дорожніх умов. Попри високу швидкість обчислень у реальному часі, модель має обмеження у складних сценаріях через залежність від попередньо визначених параметрів та горизонту прогнозування. Подальше вдосконалення методу спрямоване на підвищення надійності в непередбачуваних умовах та

розширення можливостей МРС для реальних умов експлуатації автономних транспортних засобів, що є перспективним для оптимізації маневрування агрегатів у системах точного землеробства.

Аналіз актуальних наукових праць дає змогу сформулювати ключові закономірності, отримані в результаті цифрових експериментів: наявність оптимальної частоти управління (для кожного типу машинного агрегату існує оптимальний діапазон частот, при якому забезпечується мінімальна похибка руху); вплив інерційності системи (система має обмеження на швидкість реакції [85]); залежність енерговитрат від частоти управління (збільшення частоти керування підвищує точність, але також може збільшувати енергоспоживання виконавчих механізмів); необхідність адаптивних алгоритмів, здатних змінювати параметри керування залежно від умов руху [86].

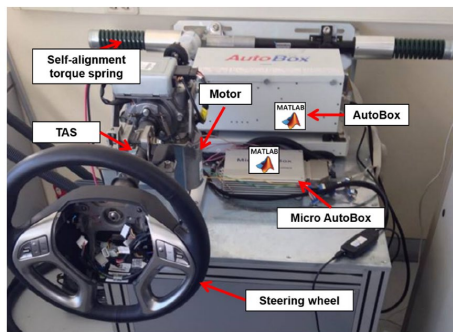
1.3.3 Експериментальні дослідження криволінійного руху тракторів та машинно-тракторних агрегатів при зміні частоти керуючого впливу

Експериментальні дослідження динаміки руху тракторів та машинно-тракторних агрегатів є необхідною складовою обґрунтування їх енергетичної ефективності та адаптації до умов точного землеробства. Основною метою таких досліджень є встановлення закономірностей зміни параметрів руху залежно від режимів руху, умов експлуатації та характеристик систем управління.

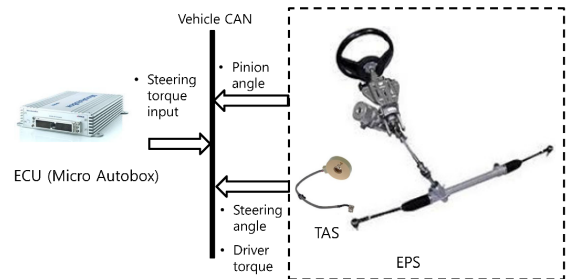
У роботі [92] основну увагу зосереджено на розробленні та експериментальній перевірці конструкції механічної підсистеми автоматичного керма з урахуванням інтеграції із заданим електродвигуном. Результати проведених експериментальних досліджень [92] свідчать, що розроблена конструкція загалом забезпечує необхідний рівень функціональності та може вважатися технічно здійсненою. Водночас виявлено окремі недоліки, зокрема в

роботі механізму перемикання та характеристиках використаного електродвигуна, що обмежують ефективність системи. Відповідні недоліки вдалося виявити, саме при експерименті, що показує необхідність його проведення та неможливість повної заміни імітаційним (цифровим) моделюванням.

У дослідженні [93] систем електропідсилювача керма (EPS) для поперечного керування автономних транспортних засобів розглядається нелінійний метод керування кутом повороту керма (SWA) із використанням самовирівнювального моменту. Для проведення дослідження створено систему EPS HILS для експериментальної перевірки контролера SWA (рис. 1.12).



a)



б)

Рисунок 1.12 – Система EPS HILS для експериментальної перевірки контролера SWA (CAN, мережа контролера; ECU, електронний блок керування; TAS, датчик крутного моменту та кута): а – EPS HILS;

б – Блок-схема системи [93]

Результати апаратно-імітаційного моделювання підтверджують підвищення точності відстеження, зменшення коливань під час повороту керма до нейтрального положення та зниження необхідного керуючого сигналу [93]. Це створює передумови для формування підходів до енергозбереження тракторів у процесі їх технологічної адаптації до умов функціонування в системах точного землеробства.

У статті [95] представлено експериментальне дослідження динамічної поведінки типового легкового автомобіля. Результати цього дослідження можливі для розробки моделі, адаптованої для точного моделювання поведінки транспортного засобу. Це дозволяє краще збалансувати конфлікт між комфортом та характеристиками керуваності на ранніх етапах розробки.

У дослідженні [96] при вирішенні задачі підвищення маневреності тракторного самохідного шасі запропоновано метод експериментальних досліджень з використанням датчиків прискорення, який є актуальним для більшості експериментальних досліджень, оскільки не вимагає втручання у конструкцію трактора чи розробки спеціальних стендів (рис. 1.13).

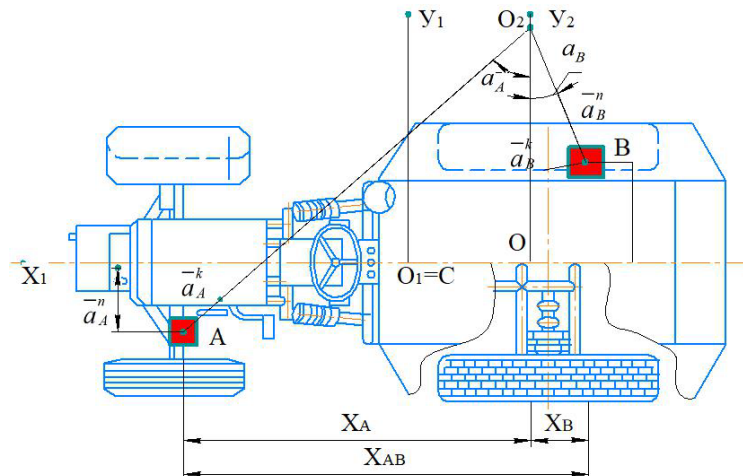


Рисунок 1.13 – Схема розміщення двох акселерометрів для реєстрації лінійних прискорень трактора [96]

У роботі [94] при проведенні експериментальних досліджень запропоновано використання спеціальної стендової платформи, яка дозволила оцінити систему кута повороту керма для автономних транспортних засобів. Експериментальні дослідження в умовах прямолінійного та криволінійного руху підтвердили високу точність системи (до 99,7% та 99,4% відповідно) і суттєве зменшення похибок вимірювання, що свідчить про ефективність запропонованого підходу.

У статті [97] для проведення експерименту запропоновано безконтактний динамічний метод вимірювання кута повороту коліс автономних машин шляхом інтеграції даних про стан транспортного засобу та показників безконтактних датчиків орієнтації (рис. 1.14).

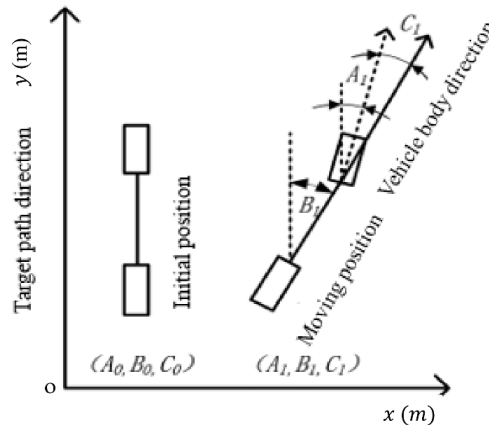


Рисунок 1.14 – Схема принципу безконтактного вимірювання [97]

Польові випробування підтвердили, що точність безконтактного методу (середня абсолютна похибка на прямій - $0,057^\circ$, на повороті - $0,686^\circ$) не поступається традиційним датчикам, проте забезпечує вищу надійність, простоту встановлення та кращу вологозахищеність.

Загалом можна констатувати, що при експериментальних дослідженнях енергозбереження тракторів необхідним є застосування комплексного підходу, який поєднує польові випробування, стендові дослідження та цифрове моделювання. Зокрема, у роботі [98] підкреслюється, що дослідження машинно-тракторного агрегату повинно виконуватися як аналіз динамічної системи з урахуванням взаємодії всіх її елементів у реальних умовах експлуатації.

Висновки за розділом 1

1. Аналіз відомих наукових робіт показав перспективи використання автоматизованих систем управління для покращення енергозбереження

тракторів у межах технологій точного землеробства. Для сучасних тракторів енергозбереження забезпечується інтелектуальними бортовими системами, які адаптують режими роботи трактора до зовнішніх збурюючих чинників. При цьому залишається питання оцінки енергозбереження при їх використанні, оскільки відмінні за конструкцією та функціональними можливостями систем забезпечують різний вплив на підвищення точності руху трактора, покращення продуктивності та паливної економічності.

2. Виявлені суттєві результати щодо підвищення швидкості циклу управління автоматичної системи. Проте низька або надмірна частота керуючого впливу мають негативний вплив на точність руху, енергозбереження та ресурс виконавчих механізмів, тому необхідним є визначення раціональних меж частотного діапазону керуючих впливів з позиції забезпечення стійкості руху та енергозбереження тракторів у складі машинно-тракторних агрегатів.

3. Для описання динаміки руху ґрунтообробного агрегату доцільно використати класичні рівняння в формі Лагранжа, оскільки цей підхід має низку суттєвих переваг. Основною проблемою, яку необхідно вирішити для підвищення точності моделювання плоско-паралельного руху є врахування дійсних умов роботи трактора (коливань швидкості, змінних значень тягового опору) та взаємодії рушіїв з опорною поверхнею.

4. Експериментальних дослідженнях енергозбереження тракторів потребують застосування комплексного підходу, який поєднує польові випробування, стендові дослідження та цифрове моделювання. Дослідження машинно-тракторного агрегату повинно виконуватися як аналіз динамічної системи з урахуванням взаємодії всіх її елементів у реальних умовах експлуатації.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ СТІЙКОСТІ РУХУ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ НА ГРУНТООБРОБНІЙ ОПЕРАЦІЇ

Сьогодні одним з актуальних завдань, які ставляться перед аграріями та науковцями, є забезпечення автоматизації процесу управління машинно-тракторним агрегатом. Рух машинно-тракторного агрегату за криволінійними траєкторіями спостерігається на всіх сільськогосподарських роботах, як технологічних (тягових), так і на транспортних.

Великий інтерес викликає дослідження криволінійного руху машинно-тракторного агрегату при виконанні енергоємних операцій (наприклад, дискуванні), що пов'язано з виникненням збурювальних сил з боку зовнішніх чинників (опорної поверхні, дії сил інерції) та забезпечує відхилення від заданої траєкторії руху. Такий стан речей призводить до збільшення енерговитрат та зменшення ефективності та продуктивності машинно-тракторного агрегату [97].

Багаторічний досвід науковців при теоретичному дослідженні криволінійного руху машинно-тракторного агрегату ґрунтується на складанні аналітичних диференціальних рівнянь при плоско-паралельному русі за криволінійними траєкторіями. Формування диференціальних рівнянь забезпечує визначення динамічних властивостей машинно-тракторного агрегату, що надає підґрунтя для аналізу систем управління об'єкта дослідження.

На основі моделювання плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату встановлені нові взаємозв'язки між частотним впливом на управління колісного трактора та фізико-геометричними показниками колісних рушіїв на курсову стійкість машинно-тракторного агрегату.

2.1 Математичне моделювання плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату

Процес формування математичної моделі машинно-тракторного агрегату передбачає впровадження ряду припущень, що надає можливість для спрощення загальної моделі:

- процесами в силовому агрегаті трактора, які виникають в ході експлуатації – нехтуємо;
- дією дисипативних сил наявних в МТА – нехтуємо;
- остови машинно-тракторного агрегату (напіврам та дискової борони) вважаємо абсолютно твердими, а весь агрегат досліджується симетричним щодо поздовжньої площини;
- внутрішніми зазорами, що виникли в ході експлуатації, між напіврамами шарнірно-зчленованого трактора нехтуємо;
- дослідження руху машинно-тракторного агрегату відбувається на горизонтальній поверхні, яка паралельна площині XOY (рис. 2.1), та формує відповідні ступені свободи досліджуваної системи;
- керуючий вплив оператора машинно-тракторного агрегату здійснюється за рахунок зміни кута першої напіврами шарнірно-зчленованого трактора, що характеризує курсову стійкість при експлуатації;
- у досліджуваній багатомасовій системі враховуємо рухи, які впливають на якість виконання технологічного процесу.

Складання системи диференціальних рівнянь плоско-паралельного руху досліджуваного машинно-тракторного агрегату ґрунтується на розгляді трьохмасової математичної моделі з наявними п'ятьма незалежними узагальненими координатами (рис. 2.1). Таким чином, рух досліджуваної складної механічної системи описуємо п'ятьма диференціальними рівняннями відносно вказаних незалежних узагальнених координат.

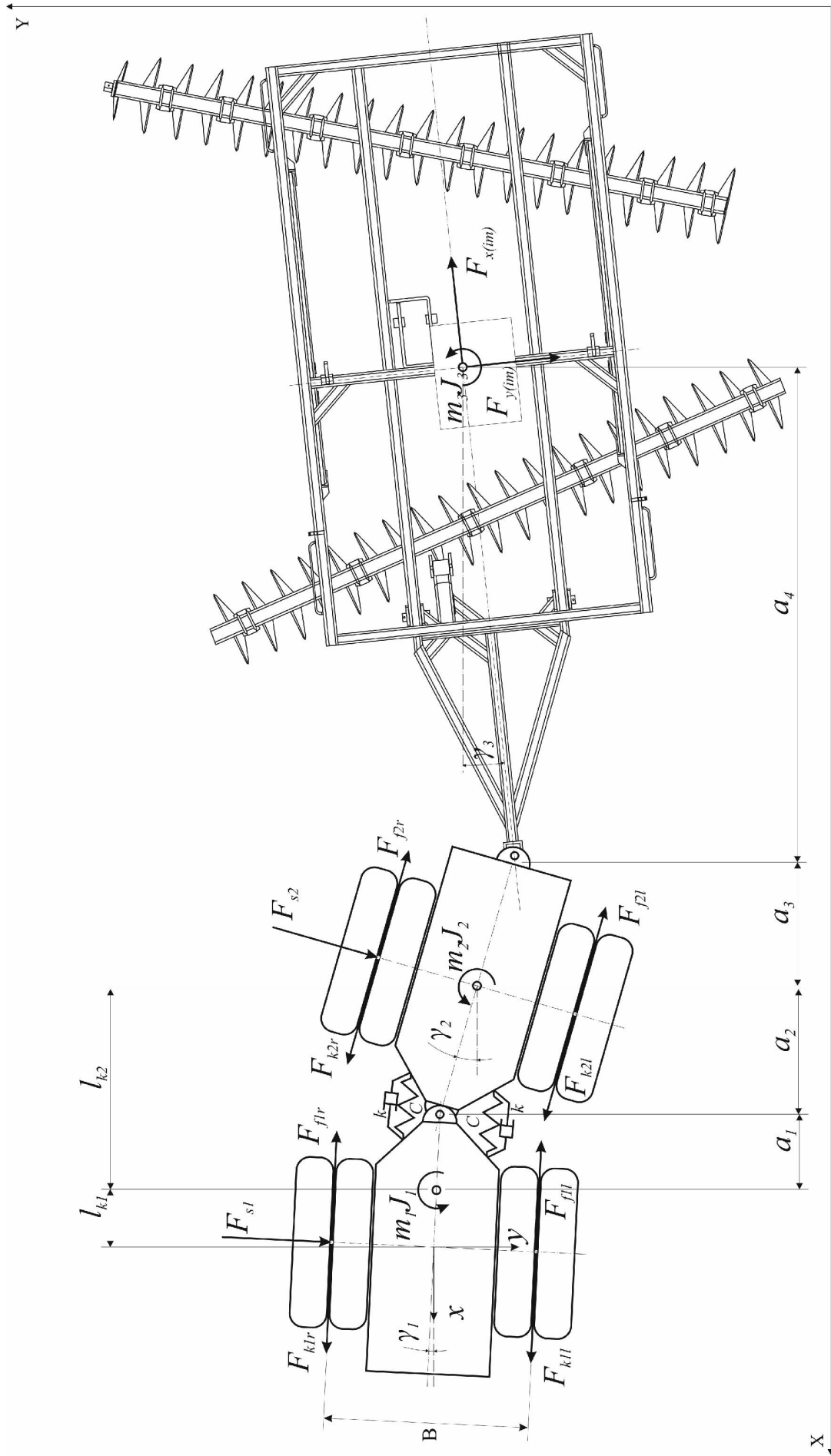


Рисунок 2.1 – Еквівалентна схема машинно-тракторного агрегату

На рис. 2.1 позначено наступні параметри:

J_1, J_2, J_3 – момент інерції передньої та задньої напіврам трактора та дискової борони, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

m_1, m_2, m_3 – маса передньої та задньої напіврам трактора та дискової борони, кг ;

F_{kir} – сили тяги правого переднього ($i = 1$) та заднього ($i = 2$) коліс трактора, Н ;

F_{kil} – сили тяги лівого переднього ($i = 1$) та заднього ($i = 2$) коліс трактора, Н ;

F_{fir} – сили опору кочення правого переднього ($i = 1$) та заднього ($i = 2$) коліс трактора, Н ;

F_{fil} – сили опору кочення лівого переднього ($i = 1$) та заднього ($i = 2$) коліс трактора, Н ;

F_{si} – сили бічного відведення переднього ($i = 1$) та заднього ($i = 2$) коліс трактора, Н ;

C – приведена жорсткість лівого та правого гідроциліндрів трактора, $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$;

$F_{x(im)}$ – проекція сили опору дискової борони на вісь X , Н ;

$F_{y(im)}$ – проекція сили опору дискової борони на вісь Y , Н ;

x_{o1} – горизонтальне (поздовжнє) переміщення центру мас передньої напіврами трактора, м ;

y_{o1} – бічне (поперечне) переміщення центру мас передньої напіврами трактора, м ;

γ_1 – кут повороту передньої напіврами трактора відносно її поздовжньої вісі переміщення, град ;

γ_2 – кут повороту задньої напіврами трактора відносно повздовжньої вісі переміщення його передньої піврами;

γ_3 – кут повороту дискової борони відносно повздовжньої вісі переміщення передньої напіврами трактора, град ;

a_1 – відстань від центру мас передньої напіврамі до вісі центрального шарніру, м;

a_2 – відстань від вісі центрального шарніру до центру мас задньої напіврамі трактора, м;

a_3 – відстань від центру мас задньої напіврамі трактора до точки причепу, м;

a_4 – відстань від точки зчеплення до центру мас дискової борони, м;

l_{k1} – відстань від центру мас передньої напіврамі трактора до вісі переднього мосту, м;

l_{k2} – відстань від центру мас передньої напіврамі трактора до вісі заднього мосту, м;

v – колісна база трактора, м.

Оскільки досліджувана механічна система є багатомасовою, то її плоско-паралельний рух опишемо класичними рівняннями в формі Лагранжа 2-го роду [65, 68, 98, 99]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial q'} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial \Pi}{\partial q} + \frac{\partial \Phi}{\partial q'} = Q_{\text{зовн}}, \quad (2.1)$$

де T – кінетична енергія механічної системи, що розглядається;

Π – потенційна енергія механічної системи, що розглядається;

Φ – дисипативна функція системи; q – узагальнена координата;

$Q_{\text{зовн}}$ – збурювальна зовнішня сила.

В наведених допущеннях закладено не врахування дисипації енергії в системі, тоді:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial q'} = 0. \quad (2.2)$$

Кінетична енергія машинно-тракторного агрегату відносно площини XOY складається з двох доданків, які характеризують поступальний та обертовий рух системи. В загальному вигляді рівняння має наступний вид:

$$T = \frac{(M \cdot (X')^2 + J \cdot (\gamma')^2)}{2}, \quad (2.3)$$

або

$$T = \frac{m_1((X'_1)^2 + (Y'_1)^2)}{2} + \frac{m_2((X'_2)^2 + (Y'_2)^2)}{2} + \frac{m_3((X'_3)^2 + (Y'_3)^2)}{2} + \frac{J_1(\gamma'_1)^2 + J_2(\gamma'_2)^2 + J_3(\gamma'_3)^2}{2}, \quad (2.4)$$

де X_i, Y_i – геометричне положення центрів мас досліджуваних елементів машинно-тракторного агрегату, які знаходяться з наступних рівнянь

$$X_1 = x_{o1} + l_{k1} \cos \gamma_1;$$

$$Y_1 = y_{o1} + l_{k1} \sin \gamma_1;$$

$$X_2 = X_1 + a_2 \cos \gamma_2;$$

$$Y_2 = Y_1 + a_2 \sin \gamma_2;$$

$$X_3 = X_2 + a_3 \cos \gamma_2 + a_4 \cos \gamma_3;$$

$$Y_3 = Y_2 + a_3 \sin \gamma_2 + a_4 \sin \gamma_3.$$

Потенційна енергія машинно-тракторного агрегату відносно площини XOY складається із врахування деформації пружних зв'язків між напіврамами трактора C_1 та тягово-зчіпного пристрою C_2 .

$$\Pi_1 = \frac{C_1(\gamma_1 - \gamma_2)}{2}; \quad (2.5)$$

$$\Pi_2 = \frac{C_2(\gamma_2 - \gamma_3)}{2}; \quad (2.6)$$

Як узагальнені координати досліджуваної системи приймаємо відповідні переміщення x_{o1} , y_{o1} та кутами повороту складових машинно-тракторного агрегату γ_1 , γ_2 , γ_3 . Зважаючи на це, рівняння Лагранжа 2-го роду виглядатиме наступним чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial (x_{o1})'} \right) - \frac{\partial T}{\partial (x_{o1})} + \frac{\partial \Pi}{\partial (x_{o1})} = Q_{x_{o1}}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial (y_{o1})'} \right) - \frac{\partial T}{\partial (y_{o1})} + \frac{\partial \Pi}{\partial (y_{o1})} = Q_{y_{o1}}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial (\gamma_1)'} \right) - \frac{\partial T}{\partial (\gamma_1)} + \frac{\partial \Pi}{\partial (\gamma_1)} = Q_{\gamma_1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial (\gamma_2)'} \right) - \frac{\partial T}{\partial (\gamma_2)} + \frac{\partial \Pi}{\partial (\gamma_2)} = Q_{\gamma_2}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial (\gamma_3)'} \right) - \frac{\partial T}{\partial (\gamma_3)} + \frac{\partial \Pi}{\partial (\gamma_3)} = Q_{\gamma_3}. \end{array} \right. \quad (2.7)$$

Відзначимо, що при диференціюванні системи рівнянь (2.7) з урахуванням рівнянь (2.4 – 2.6) з'являються швидкості $(x_{o1})'$, $(y_{o1})'$, $(\gamma_1)'$, $(\gamma_2)'$, $(\gamma_3)'$, які при малих відхиленнях переміщень x_{o1} , y_{o1} та кутів γ_1 , γ_2 , γ_3 матимуть мінімальні значення, що дає підстави до нехтування ними. Такий процес пояснюється великою інерцією мас машинно-тракторного агрегату і реальною експлуатацією, адже при малих відхиленнях досліджувані елементи не встигають розвинути велику швидкість [65]. Зважаючи на це, також виникає можливість нехтувати наступними добутками $\gamma_1 \cdot (\gamma_1')^2$, $\gamma_2 \cdot (\gamma_2')^2$, $\gamma_3 \cdot (\gamma_3')^2$, як малими величинами.

$$\begin{cases} A_{11}x''_{o1} + A_{12}y''_{o1} + A_{13}\gamma''_1 + A_{14}\gamma''_2 + A_{15}\gamma''_3 = Q_{x_{o1}}; \\ A_{21}x''_{o1} + A_{22}y''_{o1} + A_{23}\gamma''_1 + A_{24}\gamma''_2 + A_{25}\gamma''_3 = Q_{y_{o1}}; \\ A_{31}x''_{o1} + A_{32}y''_{o1} + A_{33}\gamma''_1 + A_{34}\gamma''_2 + A_{35}\gamma''_3 + C_1(\gamma_1 - \gamma_2) = Q_{\gamma_1}; \\ A_{41}x''_{o1} + A_{42}y''_{o1} + A_{43}\gamma''_1 + A_{44}\gamma''_2 + A_{45}\gamma''_3 - C_1(\gamma_1 - \gamma_2) + C_2(\gamma_2 - \gamma_3) = Q_{\gamma_2}; \\ A_{51}x''_{o1} + A_{52}y''_{o1} + A_{53}\gamma''_1 + A_{54}\gamma''_2 + A_{55}\gamma''_3 - C_2(\gamma_2 - \gamma_3) = Q_{\gamma_3}. \end{cases} \quad (2.8)$$

де $A_{11} = m_1 + m_2 + m_3$; $A_{12} = 0$; $A_{13} = -m_1 l_{k1} \sin \gamma_1 - m_2 a_1 \sin \gamma_1 - m_3 a_1 \sin \gamma_1$;
 $A_{14} = -m_2 a_2 \sin \gamma_2 - m_3 a_2 \sin \gamma_2 - m_3 a_3 \sin \gamma_2$; $A_{15} = -m_3 a_4 \sin \gamma_3$; $A_{21} = 0$;
 $A_{22} = m_1 + m_2 + m_3$; $A_{23} = m_1 l_{k1} \cos \gamma_1 + m_2 a_1 \cos \gamma_1 + m_3 a_1 \cos \gamma_1$;
 $A_{24} = m_2 a_2 \cos \gamma_2 + m_3 a_2 \cos \gamma_2 + m_3 a_3 \cos \gamma_2$; $A_{25} = m_3 a_4 \cos \gamma_3$;
 $A_{31} = -\sin \gamma_1 (m_1 l_{k1} + m_2 a_2 + m_3 a_1)$; $A_{32} = \cos \gamma_1 (m_1 l_{k1} + m_2 a_2 + m_3 a_1)$;
 $A_{33} = J_1 + a_1 (m_2 a_2 + m_3 a_2 + m_3 a_3 + m_3 a_4)$; $A_{34} = a_1 (m_2 a_2 + m_3 a_2 + m_3 a_3)$;
 $A_{35} = m_3 a_1 a_4$; $A_{41} = -\sin \gamma_2 (m_2 a_2 + m_3 a_2 + m_3 a_3)$; $A_{42} = \cos \gamma_2 (m_2 a_2 + m_3 a_2 + m_3 a_3)$;
 $A_{43} = a_1 (m_2 a_2 + m_3 a_2 + m_3 a_3)$; $A_{44} = J_2 + a_2 (m_2 a_1 + m_3 a_1 + m_3 a_4) + a_3 (m_3 a_1 + m_3 a_4)$;
 $A_{45} = m_3 (a_2 + a_3) a_4$; $A_{51} = -m_3 a_4 \sin \gamma_3$; $A_{52} = m_3 a_4 \cos \gamma_3$; $A_{53} = m_3 a_1 a_4$;
 $A_{54} = m_3 (a_2 + a_3) a_4$; $A_{55} = J_3 + m_3 (a_1 + a_2 + a_3) a_4$.

Останнім невідомим складником в системі диференціальних рівнянь (2.8) залишаються узагальнюючі сили $Q_{x_{o1}}$, $Q_{y_{o1}}$, Q_{γ_1} , Q_{γ_2} , Q_{γ_3} , які визначають переміщення машинно-тракторного агрегату за відповідними узагальнюючими координатами

$$Q_{x_{o1}} = (F_{k1r} - F_{f1r} + F_{k1l} - F_{f1l}) \cos \gamma_1 + (F_{k2r} - F_{f2r} + F_{k2l} - F_{f2l}) \cos \gamma_2 - F_{s1} \sin \gamma_1 - F_{s2} \sin \gamma_2 - F_{x(im)} \cos \gamma_3 - F_{y(im)} \sin \gamma_3; \quad (2.9)$$

$$Q_{y_{o1}} = (F_{k1r} - F_{f1r} + F_{k1l} - F_{f1l}) \sin \gamma_1 + (F_{k2r} - F_{f2r} + F_{k2l} - F_{f2l}) \sin \gamma_2 + F_{s1} \cos \gamma_1 + F_{s2} \cos \gamma_2 - F_{x(im)} \sin \gamma_3 + F_{y(im)} \cos \gamma_3; \quad (2.10)$$

$$Q_{\gamma_1} = \frac{B(F_{k1r} - F_{f1r} - F_{k1l} + F_{f1l})}{2} - F_{s1} l_{k1}; \quad (2.11)$$

$$Q_{\gamma_2} = \frac{B(F_{k1r} - F_{f1r} - F_{k1l} + F_{f1l})}{2} - F_{s2}l_{k2} + \quad (2.12)$$

$$+ F_{x(im)}(a_1 + a_2 + a_3)\sin(\gamma_3 - \gamma_2) + F_{y(im)}(a_1 + a_2 + a_3)\cos(\gamma_3 - \gamma_2);$$

$$Q_{\gamma_1} = F_{y(im)}a_4. \quad (2.13)$$

Таким чином, наведено математичну модель машинно-тракторного агрегату при виконанні енергоємної операції, що дозволяє оцінити показники стійкості колісного трактора в ході плоско-паралельного руху.

2.2 Формування математичного апарату для визначення сил, які діють на рушії при плоско-паралельному русі

2.2.1 Бічні сили

Аналізуючи систему рівнянь (2.8), однією з невідомих складових є бічна сила P_{si} , яка характеризує зміщення шини в боковій проекції руху. В ході подальших досліджень величина даної сили матиме привілейоване значення, адже вплив на рух машинно-тракторного агрегату спостерігається за показниками швидкості, прискорення, траєкторії руху і т.д. Класичним є рівняння, що обчислює зміну бічної сили за рахунок кута бічного зміщення [100 – 103]:

$$F_{si} = k_y \cdot \delta_i, \quad (2.14)$$

де k_y – коефіцієнт опору бічного зміщення шини;

δ_i – кут бічного зміщення.

Автори з роботи [102] застосовують рівняння (2.14) при обчисленні малих значень кутів відведення шин та наводять на рис. 2.2 залежність зміни бічної сили F_{si} від кута бічного зміщення δ_i . На рис. 2.2 залежність $F_{si}(\delta_i)$ поділена на ділянки [100, 102]:

- ділянка OC : відведення колісної шини супроводжується при відсутньому ковзанню ($k_y = \text{const}$);
- ділянка CD : перехідна ділянка від відведення до ковзання шини. Це свідчить про наявність бічних сил на окремих ділянках поверхні шини;
- ділянка DE : початок повного ковзання шини, що потребує врахування зчеплення шин з ґрунтовим середовищем.

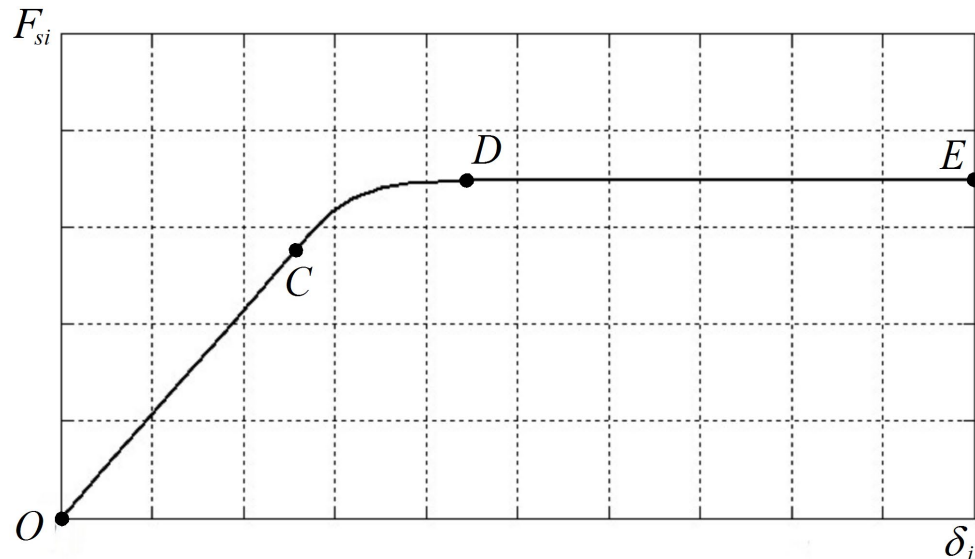


Рисунок 2.2 – Залежність зміни бічної сили F_{si} від кута бічного зміщення δ_i

Зважаючи на вище наведене, нехтування кутами відведення шин є неприпустимим. Тому в основу даної методики закладено умова відсутності бічного руху в напрямках нормалі до напрямку абсолютних швидкостей вісі та шин (рис. 2.3).

За даними з роботи [103] коефіцієнт k_y в значній мірі залежить від навантаження на колісний рушій та інших факторів, що впливають на обчислення взаємодії рушія з ґрунтовою поверхнею при великих кутах зміщення, значних коливаннях навантажень на рушії та кута розвалу коліс. Знаходження за цією методикою величини бічної сили ускладнено необхідністю проведення експериментальних досліджень для конкретної колісної шини. Під час експериментальних досліджень необхідно ідентифікувати максимальне

значення коефіцієнта опору зміщення; коефіцієнт, що визначає частку навантаженості контакту шини вертикальними силами та ін.

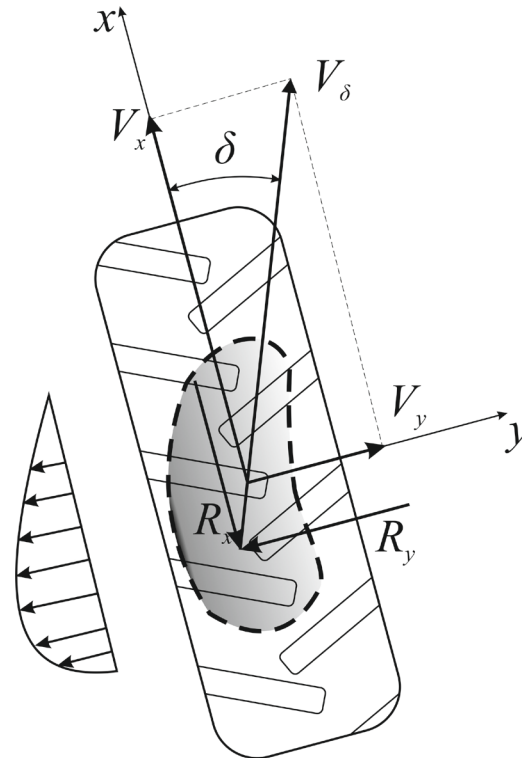


Рисунок 2.3 – Схема дії поздовжніх та поперечних сил на шину

Існує методика визначення бічної сили, яка ґрунтується на встановленні показників кочення колісних шин [103, 104]. Пружність колісної шини складається з бічної F_s та тангенціальної F_t жорсткостей, які мають лінійну залежність від нормальної (радіальної) жорсткості F_z , як для автомобільних, так і для тракторних шин:

$$F_s = (0,35 \dots 0,60) F_z; \quad (2.15)$$

$$F_t = (0,85 \dots 1,20) F_z. \quad (2.16)$$

Таким чином, представлено шляхи знаходження бічної сили тракторної шини, які залучено до обчислення математичної моделі плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату.

2.2.2 Радіальні сили

Нормальний розподіл радіальних сил, який діє на мости колісного трактора, обчислюється за наступною формулою:

$$G_1 = G \frac{l_{k2}}{L}; \quad (2.17)$$

$$G_2 = G \frac{l_{k1}}{L}, \quad (2.18)$$

де G – вага трактора;

L – поздовжня колісна база трактора.

Значення розподілу радіальних сил є основною складовою для встановлення дотичної сили тяги ведучих коліс трактора

$$F_{k1} = (C_c \cdot S + G_i \cdot \operatorname{tg} \varphi_c) \cdot \left\{ 1 - \frac{k_c \cdot (1 - \delta_{ki})}{a_{ki} \cdot \delta_{ki}} \cdot \left[1 - e^{-\frac{a_{ki} \cdot \delta_{ki}}{k_c \cdot (1 - \delta_{ki})}} \right] \right\}; \quad (2.19)$$

де C_c – напруга зсуву в ґрунті;

S – площа плями контакту шини з опорною поверхнею;

φ_c – кут внутрішнього тертя в ґрунті;

k_c – коефіцієнт деформації в ґрунті;

δ_{ki} – буксування ведучих коліс;

a_{ki} – довжина плями контакту шини з опорною поверхнею.

З формули (2.19) випливає, що велику роль відіграє значення буксування ведучих коліс. Чисельним шляхом цей показник встановлюється шляхом зіставлення дійсної та теоретичної швидкостей руху. Інший шлях пошуку ґрунтується на проведенні експериментальних досліджень. Тому з метою спрощення загальної математичної моделі плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату прийнято вважати буксування ведучих коліс рівним 5%. Однією з не визначених сил, які задіяні в системі рівнянь (2.8) є сила опору

кочення. Колісні рушії машинно-тракторного агрегату задіяні в різних умовах експлуатації, що характеризується різноманітною навантагою та геометрією, а також фактичними характеристиками поверхні (табл. 2.1), тому загальну силу опору кочення [99, 105] прийнято обчислювати наступним чином:

$$F_{fi} = f \cdot G, \quad (2.20)$$

де f – коефіцієнт опору кочення.

Таблиця 2.1 – Коефіцієнт опору коченню шин сільськогосподарських тракторів з різноманітними опорними поверхнями [105]

Тип і стан опорної поверхні	Значення коефіцієнта опору коченню
Асфальт	0,018
Бруківка	0,020
Дорога:	
грунтова суха	0,030...0,050
грунтова на глині	0,040
снігова укатана	0,030...0,050
Луг:	
скошений	0,070...0,090
некошений	0,080...0,100
Стерня	0,080...0,120
Злежана оранка	0,120...0,140
Поле:	
свіжозоране	0,120...0,220
культивоване	0,160...0,200
підготовлене під посів	0,160...0,180
Пісок:	
вологий	0,100...0,150
сухий	0,160...0,220
Задерніле болото	0,200...0,250
Глибокий сніг (0,4 м)	0,180...0,200
Цілина, щільний переліг	0,050...0,070
2–3-річний переліг, скошена лука	0,060...0,080

При визначенні поздовжньої сили опору $F_{x(im)}$ сільськогосподарського знаряддя використовують наступне рівняння [106]:

$$F_{x(im)} = f \cdot m_3 \cdot g + 2an \cdot \sin \alpha \cos \beta \sqrt{a(D \cos \beta - a)} \cdot (k_{im} + \varepsilon v^2), \quad (2.21)$$

де a – глибина обробки;

n – загальна кількість дисків;

α – кут диска по відношенню до напрямку руху;

β – кут нахилу диску у вертикальній площині;

ε – величина, що характеризує витрати енергії на відкидання пласту ґрунту;

D – діаметр диску;

v – швидкість руху;

k_{im} – питомий опір борони на робочій швидкості.

Більш точно визначити силу опору $F_{x(im)}$ можна при проведенні експериментального дослідження з використанням тензометричної ланки. У реальній експлуатації значення сили $F_{x(im)}$ буде коливатися навколо середнього значення. Після математичної обробки методом Фур'є експериментальні результати можна використати для підвищення точності моделювання руху машинно-тракторного агрегату.

Бічну силу $F_{y(im)}$ дискової борони можна визначити з використанням моделі Кулона-Мора, що дозволяє описати реакцію ґрунту на диск. Після перетворень бічна сила, що діє на одиничний диск дорівнює [107–109]:

$$F_y = (c + K_p \cdot \gamma \cdot z \cdot \tan \varphi) \cdot (a \cdot D \cdot \sin \beta) \cdot \sin \alpha \cos \beta, \quad (2.22)$$

де c – питоме зчеплення ґрунту;

φ – кут внутрішнього тертя ґрунту (характеризує шорсткість та сипучість);

K_p – безрозмірний коефіцієнт (бічного/пасивного тиску), який враховує призму зсуву біля диску та умови ущільнення ($K_p = (1 + \sin \varphi)/(1 - \sin \varphi)$);

γ – питома вага (об'ємна вага) ґрунту.

Сила $F_{y(im)}$ розраховується, як сумарна дія бічних сил дисків першої та другої батареї дисків борони.

Проте представлене рівняння це спрощена модель Кулона-Мора з врахуванням пасивного тиску і вона не дозволяє точно визначити бічну силу. Тому на практиці її замінюють емпіричним рівнянням, за можливості проведення каліброваних експериментів [107–109]:

$$F_y = k_1 \cdot b \cdot a + k_2 \cdot b \cdot a^2 + k_3 \cdot v^2 \cdot b \cdot a \quad (2.23)$$

де b – ефективна ширина контакту диску з ґрунтом ($b = D \cdot \sin \beta$);

k_i – коефіцієнти, які отримані при польовій калібровці для конкретного ґрунту, диску, швидкості.

Таким чином, наведено математичні розв'язки сил, які діють на машинно-тракторний агрегат при плоско-паралельному русі. Оскільки значення k_{im} у реальних експлуатаційних умовах на має статичного значення, і може відрізнитися по ширині смуги обробки через нерівномірність характеристик агрофону, було прийнято, що силу $F_{x(im)}$ у даному дослідженні доцільно визначати при проведенні пошукового експерименту.

2.3 Визначення основних характеристик тракторної шини

2.3.1 Математичні розв'язки фізико-геометричних показників шини

Ефективність сільськогосподарських робіт характеризується запобіганням енергетичних втрат машинно-тракторним агрегатом та ущільненням ґрунтової опорної поверхні, що забезпечує сталий розвиток аграрного сектору.

Сільськогосподарські трактори та аграрні агрегати підвищили вагові та габаритні розміри з метою збільшення продуктивності сільськогосподарських робіт [110]. Така тенденція значним чином спричиняє ущільнення ґрунту, що є чинником для зменшення врожайності. На ущільнення ґрунту при експлуатації машинно-тракторного агрегату значним чином впливають геометричні показники шини, які мають змінну характеристику при взаємодії ґрунтової опорної поверхні та тракторного колеса. При виконанні сільськогосподарських робіт такі показники, як опір кочення, розсіювання енергії, ущільнення ґрунтової опорної поверхні та буксування мають безпосередній взаємозв'язок з геометричними показниками тракторної шини.

Етап визначення геометричних характеристик сільськогосподарських шин реалізується шляхом проведення експериментальних або числових досліджень. Числові дослідження сьогодні можуть ґрунтуватися на побудові складних математичних моделей, які враховують нелінійну зміну характеристик шини за допомогою штучних нейронних мереж [111]. Точне моделювання визначення геометричних характеристик тракторних шин є складним завданням через складну та нелінійну природу поведінки шин. Традиційні підходи до математичного моделювання, такі як емпіричні формули та аналіз кінцевих елементів, широко використовуються, але часто мають обмеження щодо точності та ефективності обчислень.

В даній роботі використовується емпірична модель ідентифікації характеристик тракторних сільськогосподарських шин, яка побудована на основі робіт професора Реброва [112 – 114]. Дана методика має достатню апробаційну характеристику та базується на визначенні радіальної деформації шин, як функції об'єму шини та надлишкового внутрішнього тиску. В роботі [112] стверджується, що зменшення об'єму тракторної шини (рис. 2.4) спричинено перш за все збільшенням внутрішнього тиску в шині, що має нелінійну залежність, яка характеризується радіальною деформацією і змінним об'ємом.

В роботі [112] представлено рівняння, яке описує зміну радіальної деформації шини залежно від її габаритних та фізичних показників

$$f_{sh} = \frac{c_2 \cdot G_i}{2(p_{sh} + p_0)} + \sqrt{\left(\frac{c_2 \cdot G_i}{2(p_{sh} + p_0)}\right)^2 + c_1 \cdot G_i}, \quad (2.24)$$

де c_1, c_2 – сталі коефіцієнти, які наведено в рівняннях (2.25) та (2.26), відповідно [112]; G_i – навантаження на шину;

p_0 – сталий коефіцієнт, який характеризує тиск, що залежить від жорсткості каркасу при нульових показниках внутрішнього тиску.

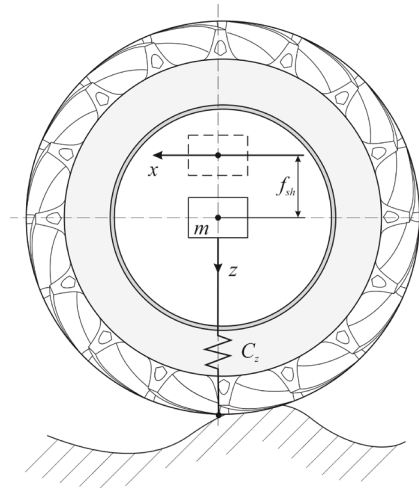


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема тракторної шини

$$c_1 = \frac{(x_1^2 + x_2^2)(y_1 + y_2) - (x_1 + x_2)(x_1 y_1 + x_2 y_2)}{2(x_1^2 + x_2^2) - (x_1 + x_2)^2}; \quad (2.25)$$

$$c_2 = \frac{2(x_1 y_1 + x_2 y_2) - (x_1 + x_2)(y_1 + y_2)}{2(x_1^2 + x_2^2) - (x_1 + x_2)^2}; \quad (2.26)$$

$$x_1 = \frac{0,5D - r_c}{p_{ш.\min} + p_0}; \quad (2.27)$$

$$x_2 = \frac{0,5D - r_c}{p_{ш.\max} + p_0}; \quad (2.28)$$

$$y_1 = \frac{(0,5D - r_c)^2}{Q_{p.\min}}; \quad (2.29)$$

$$y_2 = \frac{(0,5D - r_c)^2}{Q_{p.\max}}, \quad (2.30)$$

де D – зовнішній діаметр шини; r_c – статичний радіус шини;
 $p_{sh.\min}$ та $p_{sh.\max}$ – мінімально та максимально допустимий тиск в шині;
 $Q_{p.\min}$ та $Q_{p.\max}$ – максимально допустиме навантаження при мінімально та
максимально допустимому тиску.

$$p_0 = 16,7 \cdot n_c \sqrt{\frac{D}{b} - 1,4} - 28, \quad (2.31)$$

де n_c – норма шаруватості шини [112];
 b – ширина профілю шини.

Визначення геометричних показників тракторних шин в ході експлуатації ґрунтується на обчисленні геометричного рівняння еліпсу, таким чином площа плями контакту шини виглядає наступним чином:

$$F_k = \frac{\pi \cdot a_k \cdot b_k}{4}, \quad (2.32)$$

$$r_k = 0,5 \cdot D - f_{sh}; \quad (2.33)$$

де a_k, b_k – довжина та ширина плями контакту шини [112].

З роботи [114] відомо, що обчислення довжини та ширини плями контакту шини при взаємодії з ґрунтом виглядає наступним чином:

$$a_k = \frac{20,5}{11,9 + \left| \frac{D}{b} - \frac{|n_c - 9|}{2} - 3 \right|} \sqrt{D \cdot f_{sh} - f_{sh}^2}; \quad (2.34)$$

$$b_k = 2 \sqrt{\frac{2(b + H)}{2,5} \cdot f_{sh} - f_{sh}^2}, \quad (2.35)$$

де H – висота профілю шини [114].

$$H = 0,5(D - 0,0254 \cdot D_m), \quad (2.36)$$

де D_m – номінальний посадковий діаметр обода, дюйм.

За даними з роботи [112] розв’язання рівнянь (2.24 – 2.34) ускладнено за рахунок не визначеності показника норми шаруватості n_c . Тому цей показник необхідно обчислювати за рахунок рішення наступної системи рівнянь

$$\begin{cases} \left(\frac{c_2 \cdot G_k}{2(p_{sh} + p_0)} \right)^2 + c_1 \cdot G_k \geq 0; \\ \frac{F_{\pi}}{5000} = \frac{20,5 \cdot \pi / \sqrt{(F_k / F_{\pi})}}{11,9 + \left| \frac{D}{b} - \frac{|n_c - 9|}{2} - 3 \right|} \sqrt{D \cdot f_{sh} - f_{sh}^2} \cdot \sqrt{\frac{2(b + H)}{2,5 \sqrt{(F_k / F_{\pi})}} \cdot f_{sh} - f_{sh}^2}. \end{cases} \quad (2.37)$$

де F_{π} – номінальна контурна площа плями контакту, значення якої надається заводом-виробником [112].

Жорсткість тракторної шини визначається шляхом обчислення похідної радіального навантаження на шину від її радіальної деформації [112]. Визначення радіального навантаження, яке діє на шину визначається наступним чином:

$$F_{sh} = \frac{f_{sh}^2}{c_1 + c_2 \cdot \frac{f_{sh}}{p_{sh} + p_0}}; \quad (2.38)$$

$$F_z = \frac{\partial F_{sh}}{\partial f_{sh}}. \quad (2.38)$$

Або

$$F_z = \frac{2f_{sh}}{c_1 + c_2 \cdot \frac{f_{sh}}{p_{sh} + p_0}} - \frac{c_2 \cdot f_{sh}^2}{(p_{sh} + p_0) \cdot \left(c_1 + c_2 \cdot \frac{f_{sh}}{p_{sh} + p_0} \right)^2}. \quad (2.39)$$

Отже, представлено математичні розв’язки, які надають змогу визначити фізичні та геометричні характеристики тракторних шин при експлуатації.

2.3.2 Аналіз фізичних та геометричних характеристик тракторних шин для Case IH Steiger 600

Колісний трактор Case IH Steiger 600 оснащується шинами Firestone 710/70 R42 MAXI TRACTION R1 173D/170E TL (рис. 2.5). Технічні характеристики шини представлено в табл. 2.2.



Рисунок 2.5 – Тракторна шина Firestone 710/70 R42

Таблиця 2.2 – Технічні характеристики шини Firestone 710/70 R42 [19]

Показники	Firestone 710/70 R42
Діаметр обода (мм)	1067
Ширина (мм)	737
Загальний діаметр (мм)	2052
Статичний радіус (мм)	900
Окружність кочення (мм)	6121
Глибина протектора (мм)	58,4
Максимальне навантаження при тиску (кг)	7500 (при 240 кПа)

На рис. 2.6 та 2.7 представлено результати зміни геометричних показників шини Firestone 710/70 R42 залежно від навантаження на шину та внутрішнього тиску в ній.

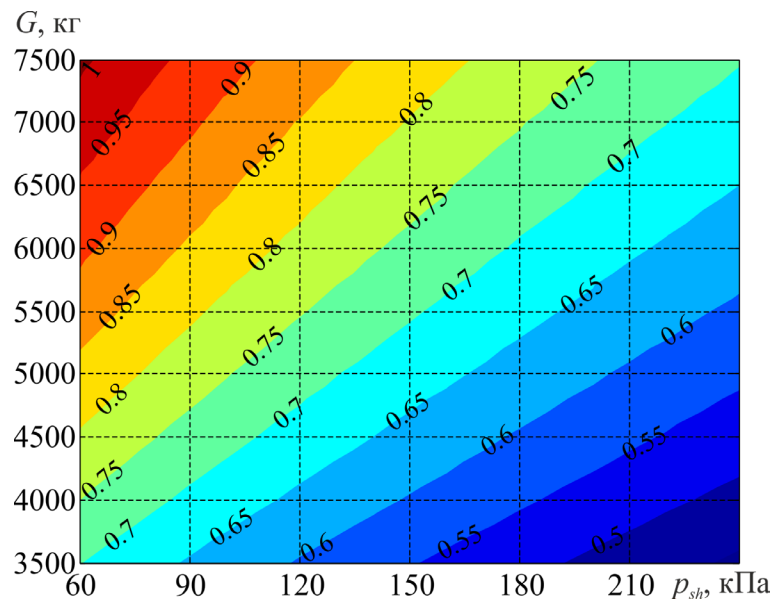


Рисунок 2.6 – Залежність зміни довжини плями контакту шини a_k Firestone 710/70 R42 від навантаження на шину G та тиску в шині p_{sh}

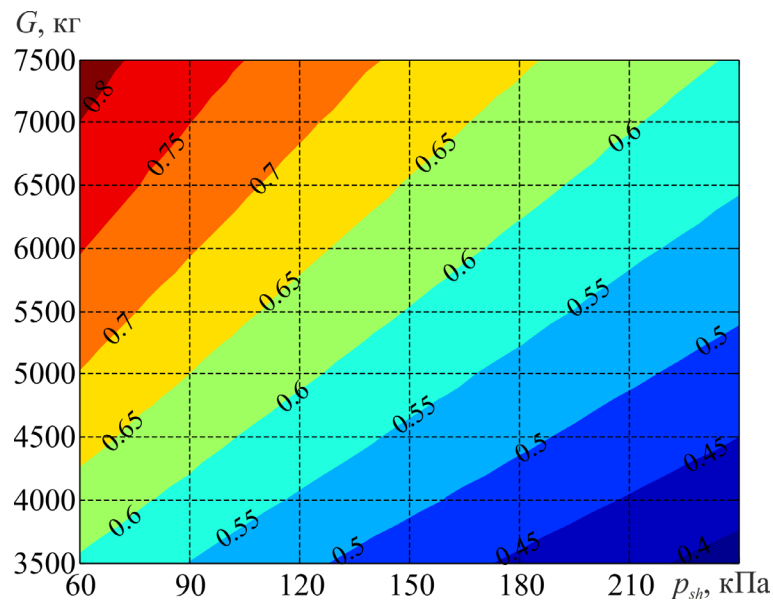


Рисунок 2.7 – Залежність зміни ширини плями контакту шини b_k Firestone 710/70 R42 від навантаження на шину G та тиску в шині p_{sh}

На рис. 2.6 показано, що довжина плями контакту шини змінюється від 0,7 до 1,0 м при тиску в 60 кПа, а також від 0,4 до 0,7 м при тиску в 240 кПа. На рис. 2.7 показано, що ширина плями контакту шини змінюється від 0,6 до 0,8 м при тиску в 60 кПа, а також від 0,4 до 0,6 м при тиску в 240 кПа.

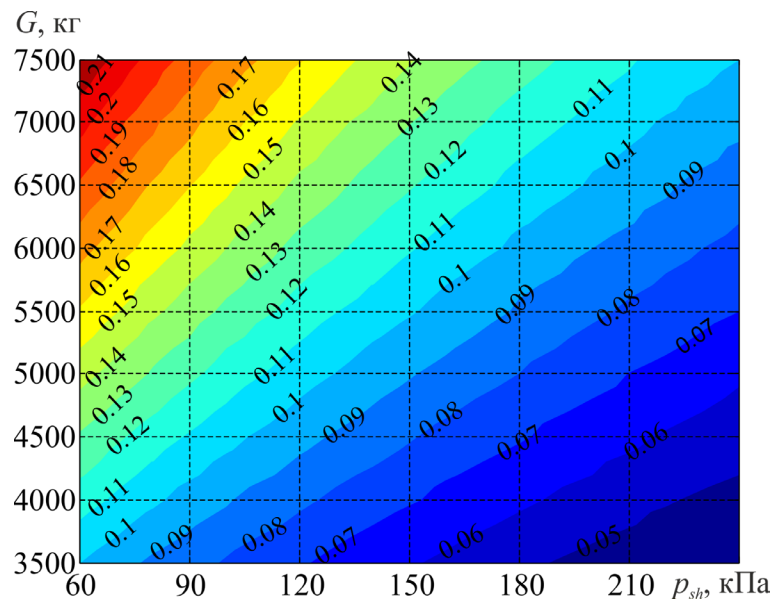


Рисунок 2.8 – Залежність зміни радіальної деформації шини f_{sh} Firestone 710/70 R42 від навантаження на шину G та тиску в шині p_{sh}

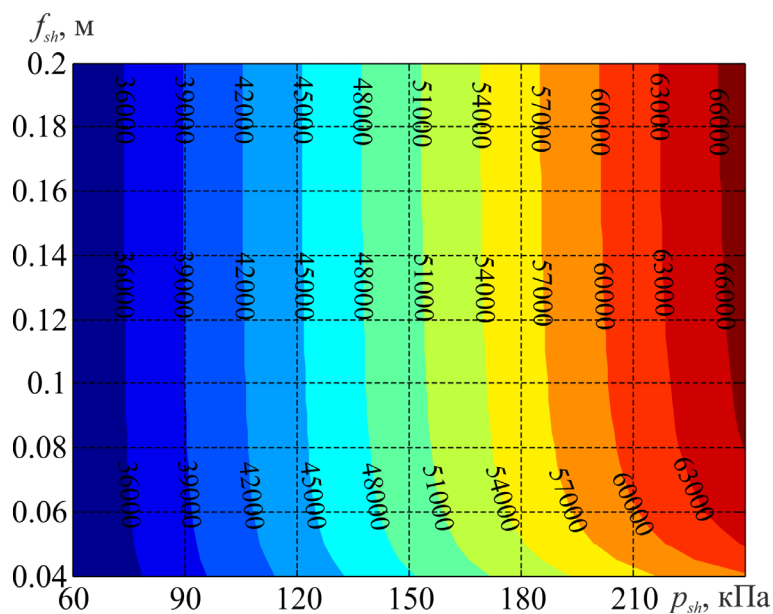


Рисунок 2.9 – Залежність зміни радіальної жорсткості шини F_z Firestone 710/70 R42 від радіальної деформації шини f_{sh} та тиску в шині p_{sh}

На рис. 2.8 наведено зміну радіальної деформації шини Firestone 710/70 R42 залежно від навантаження на шину та внутрішнього тиску в шині, яка показала, що деформація змінюється від 0,1 до 0,21 м при тиску в 60 кПа, а також від 0,045 до 0,1 м при тиску в 240 кПа.

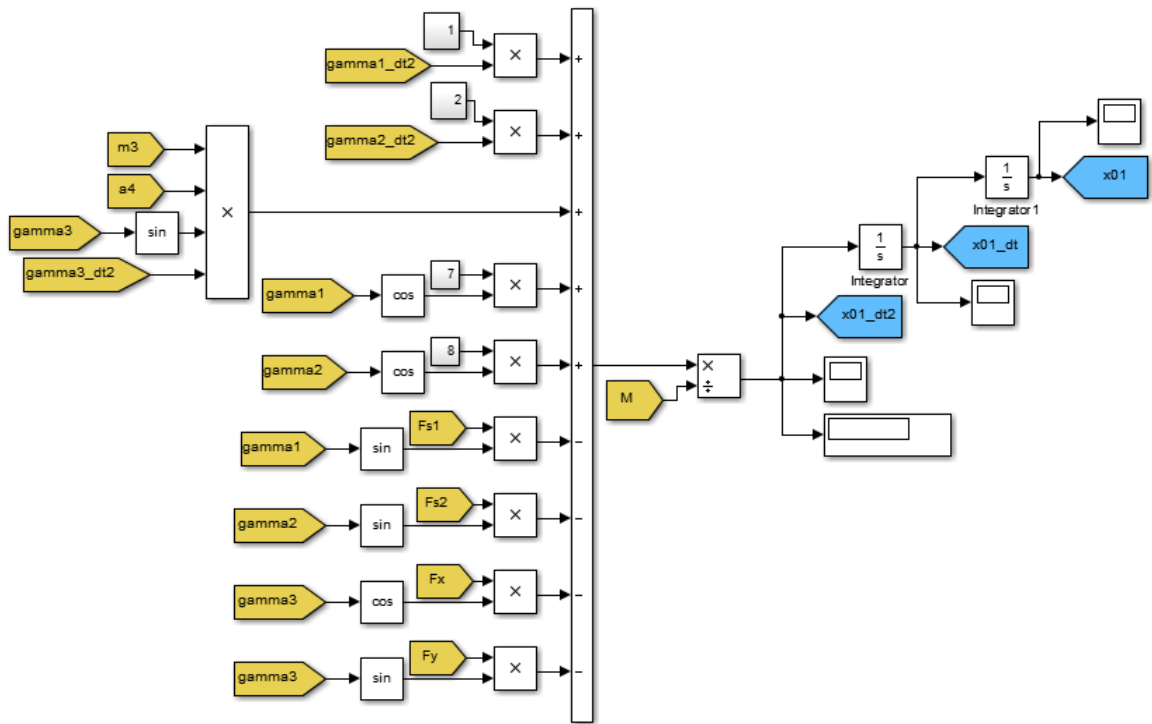
На рис. 2.9 показано, що радіальна жорсткість шини має нелінійну зміну лише при малих величинах радіальної деформації. Радіальна жорсткість шини змінюється від 33 до 63 кН/м при деформації шини 0,04 м, а також від 33 до 66 кН/м при деформації шини 0,2 м. Визначення величини радіальної жорсткості шини дозволяє визначити бічну жорсткість шини (застосовуючи формулу (2/15)), що в подальшому встановлює бічні реакції на шину при дослідженні плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату. Для подальших розрахунків внутрішній тиск в шині складатиме 200 кПа.

2.4 Аналіз результатів математичного моделювання плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату

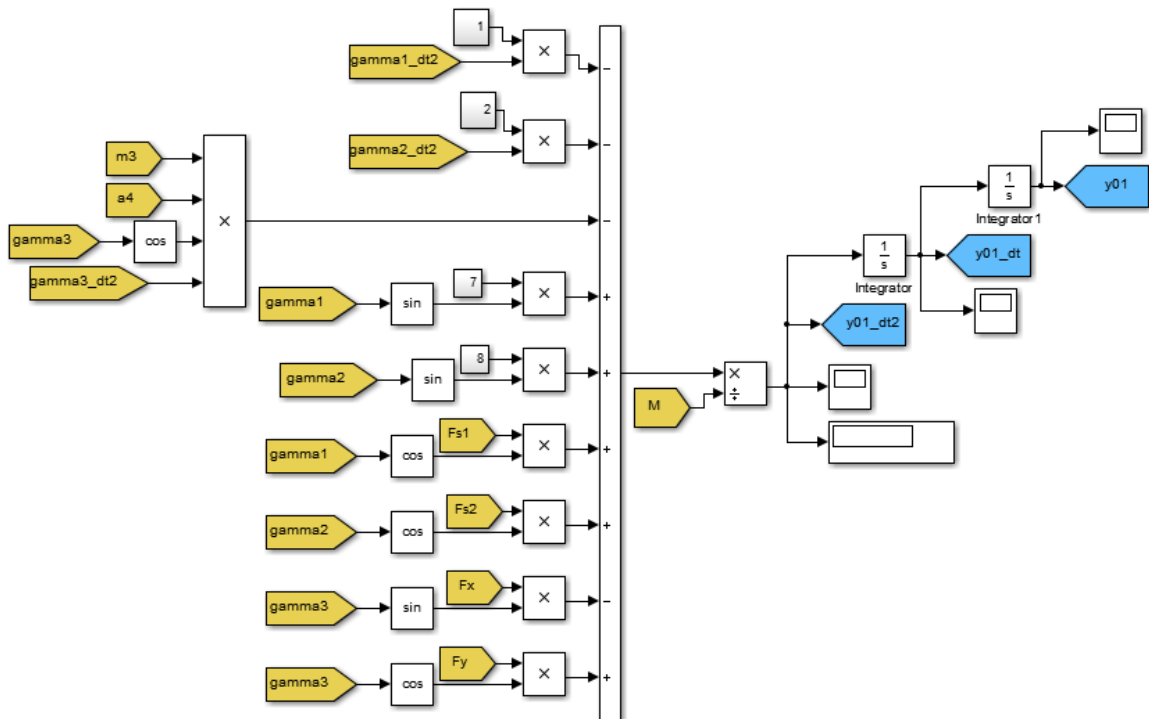
В математичній моделі, що наведена в підрозділі 2.1, розглядається динамічна система в загальному вигляді, в якій керуючий вплив здійснюється зміною кута повороту першої напіврами трактора γ_1 . Зміна керуючого впливу реалізується за синусоїдальним законом.

Реалізація математичної моделі здійснюється в системі динамічного моделювання MatLab за допомогою бібліотеки SimuLink (рис. 2.10). В ході моделювання використовувався чисельний метод ode5 (Dormand-Prince) з фіксованим кроком 0,001.

В ході математичного моделювання отримано результати, наведені на рис. 2.11 – 2.17, що відображають переміщення та кути складових елементів машинно-тракторного агрегату при експлуатації з дисковою бороною при корегуванні керуючим впливом кута першої напіврами трактора з частотою 0,65; 2, 3 та 10 Гц. При цьому амплітуда кута переміщення корегувалася методом підбору з метою отримання сталого руху машинно-тракторного агрегату.



a



б

Рисунок 2.10 – Визначення переміщення центру мас передньої напіврами трактора: а – горизонтальне; б – бічне

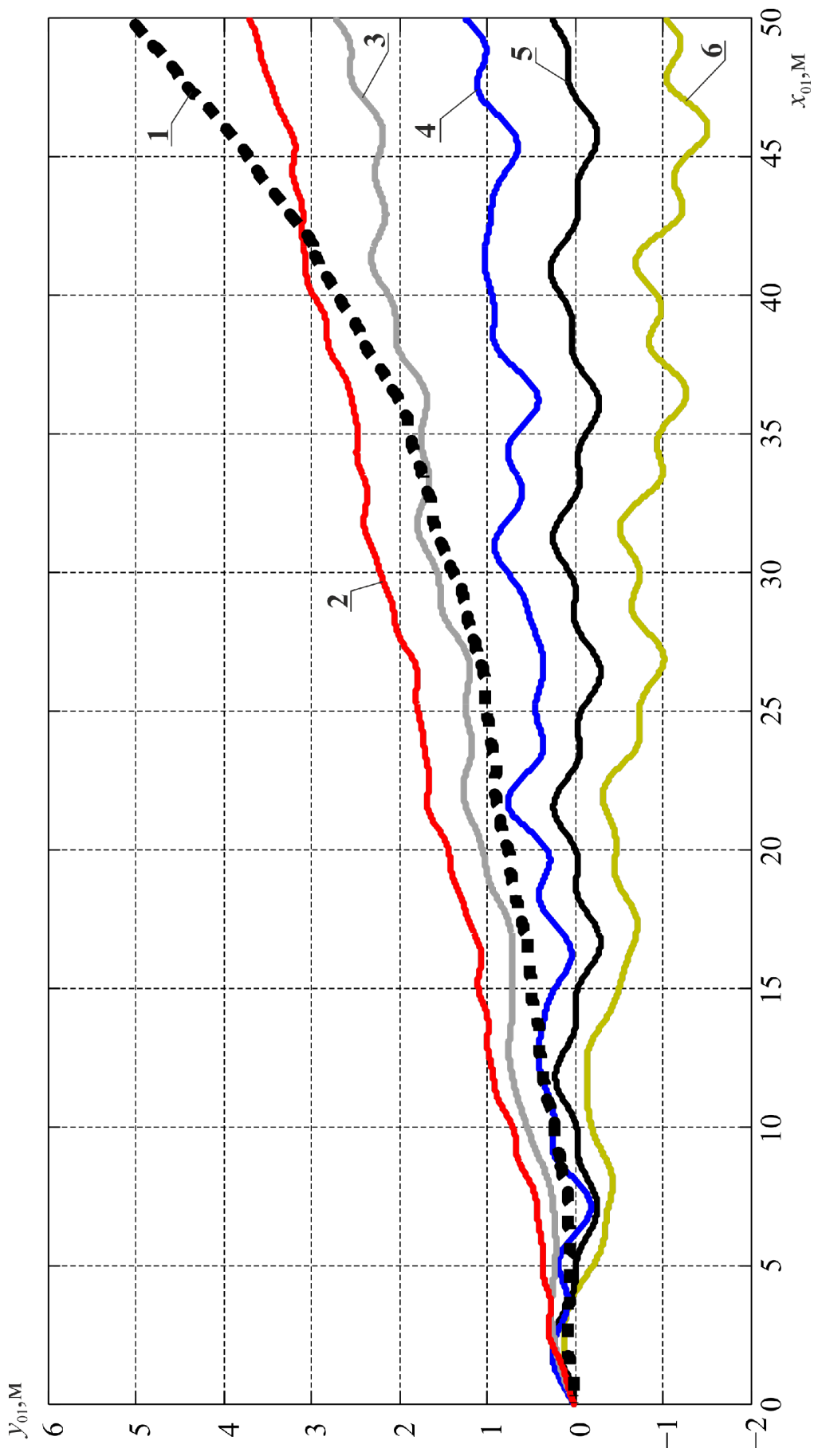


Рисунок 2.11 – Результат моделювання зміни переміщення центру мас передньої напіврамі трактора при частоті керуючого впливу в 0,65 Гц при амплітуді:

1 – 0 рад; 2 – 0,1 рад; 3 – 0,2 рад; 4 – 0,3 рад; 5 – 0,318 рад; 6 – 0,35 рад

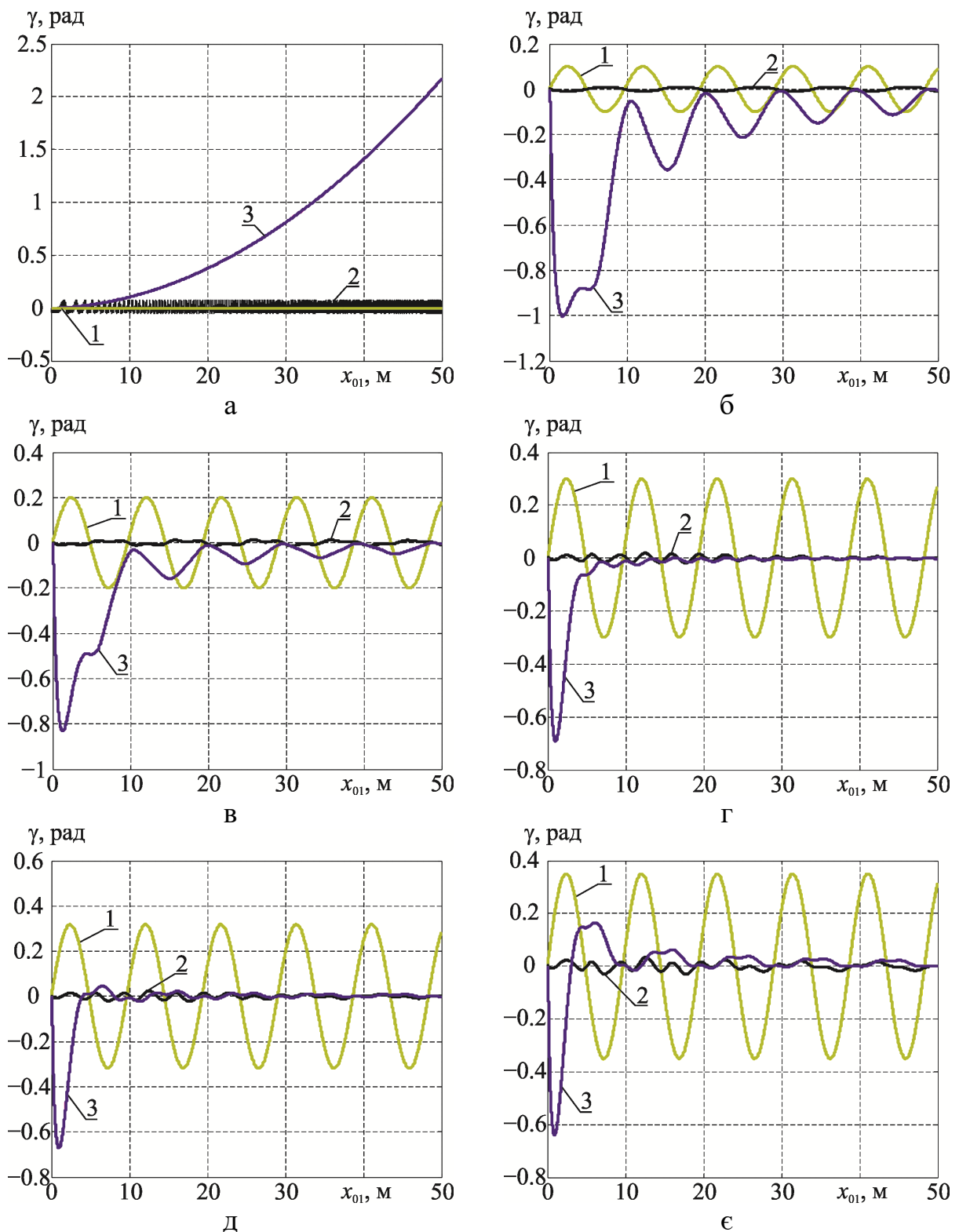


Рисунок 2.12 – Зміна кутів повороту елементів машинно-тракторного агрегату при частоті керуючого впливу 0,65 Гц при амплітуді: а – 0 рад; б – 0,1 рад; в – 0,2 рад; г – 0,3 рад; д – 0,318 рад; е – 0,35 рад; 1 – передньої напіврами трактора; 2 – задньої напіврами трактора; 3 – кут дискової борони

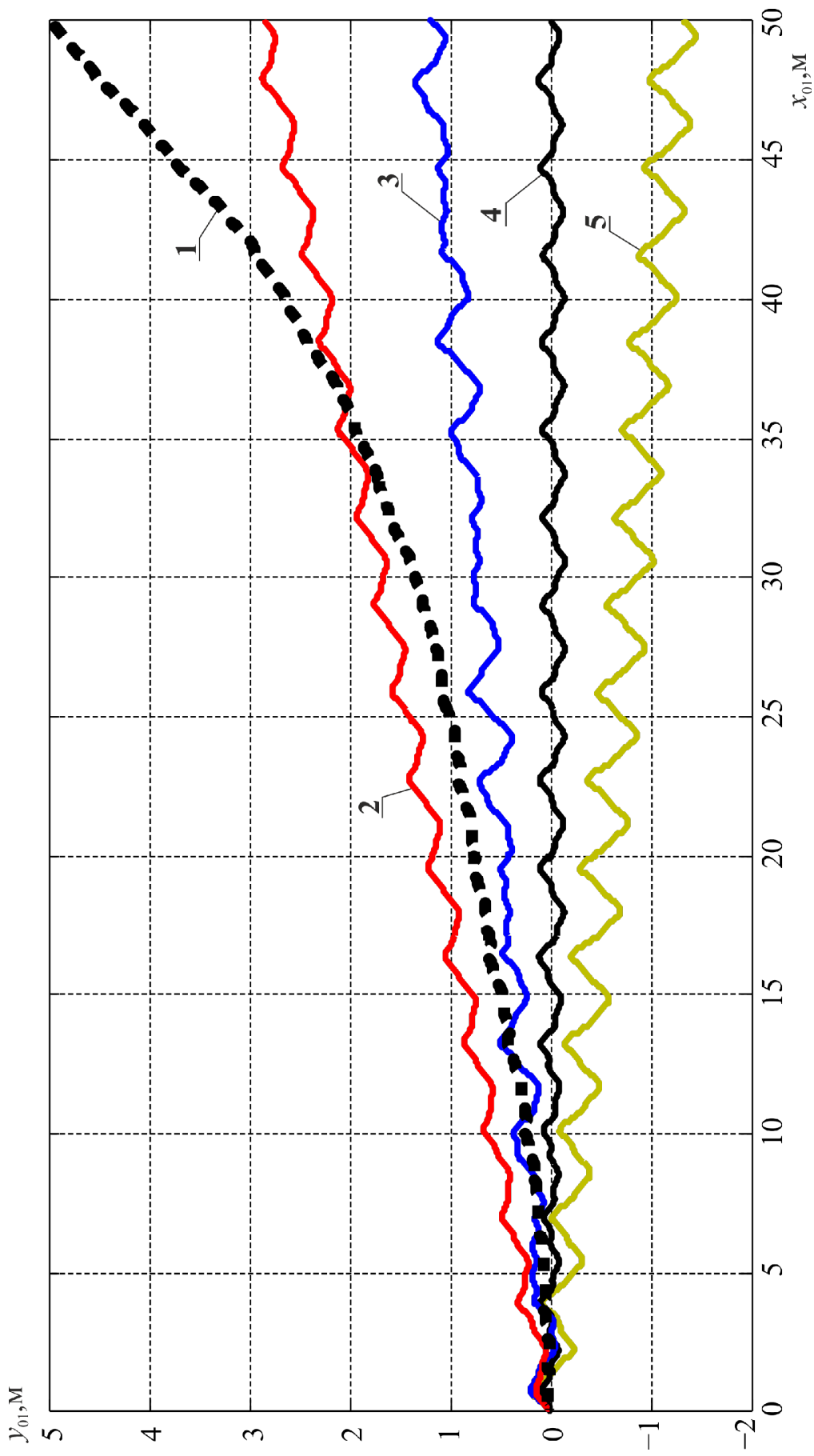


Рисунок 2.13 – Результат моделювання зміни переміщення центру мас передньої напіврами трактора при частоті керуючого впливу в 2 Гц при амплітуді:

1 – 0 рад; 2 – 0,1 рад; 3 – 0,2 рад; 4 – 0,27 рад; 5 – 0,3 рад

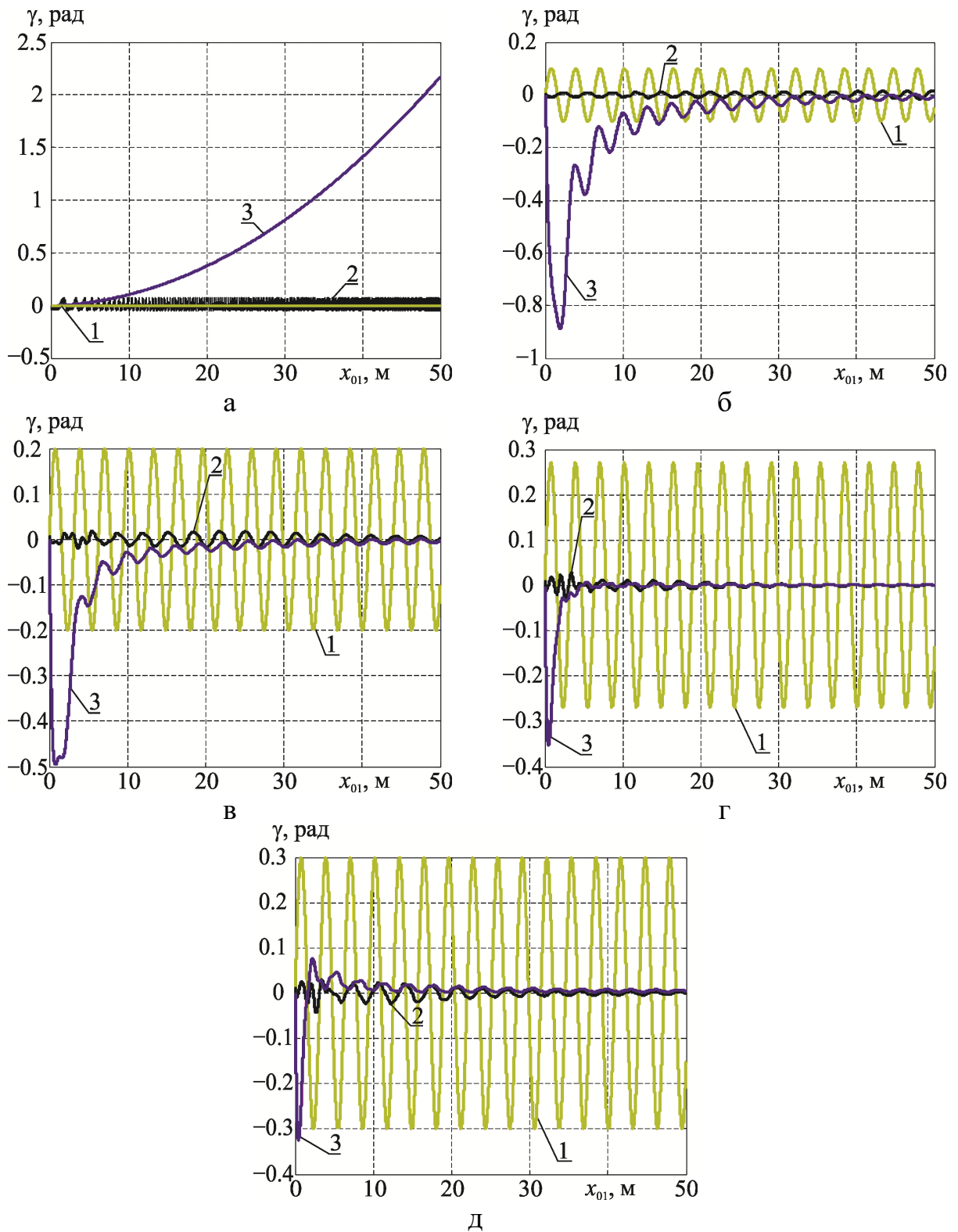


Рисунок 2.14 – Зміна кутів повороту елементів машинно-тракторного агрегату при частоті керуючого впливу 2 Гц при амплітуді:

а – 0 рад; б – 0,1 рад; в – 0,2 рад; г – 0,27 рад; д – 0,3 рад; 1 – передньої напіврамі трактора; 2 – задньої напіврамі трактора; 3 – кут дискової борони

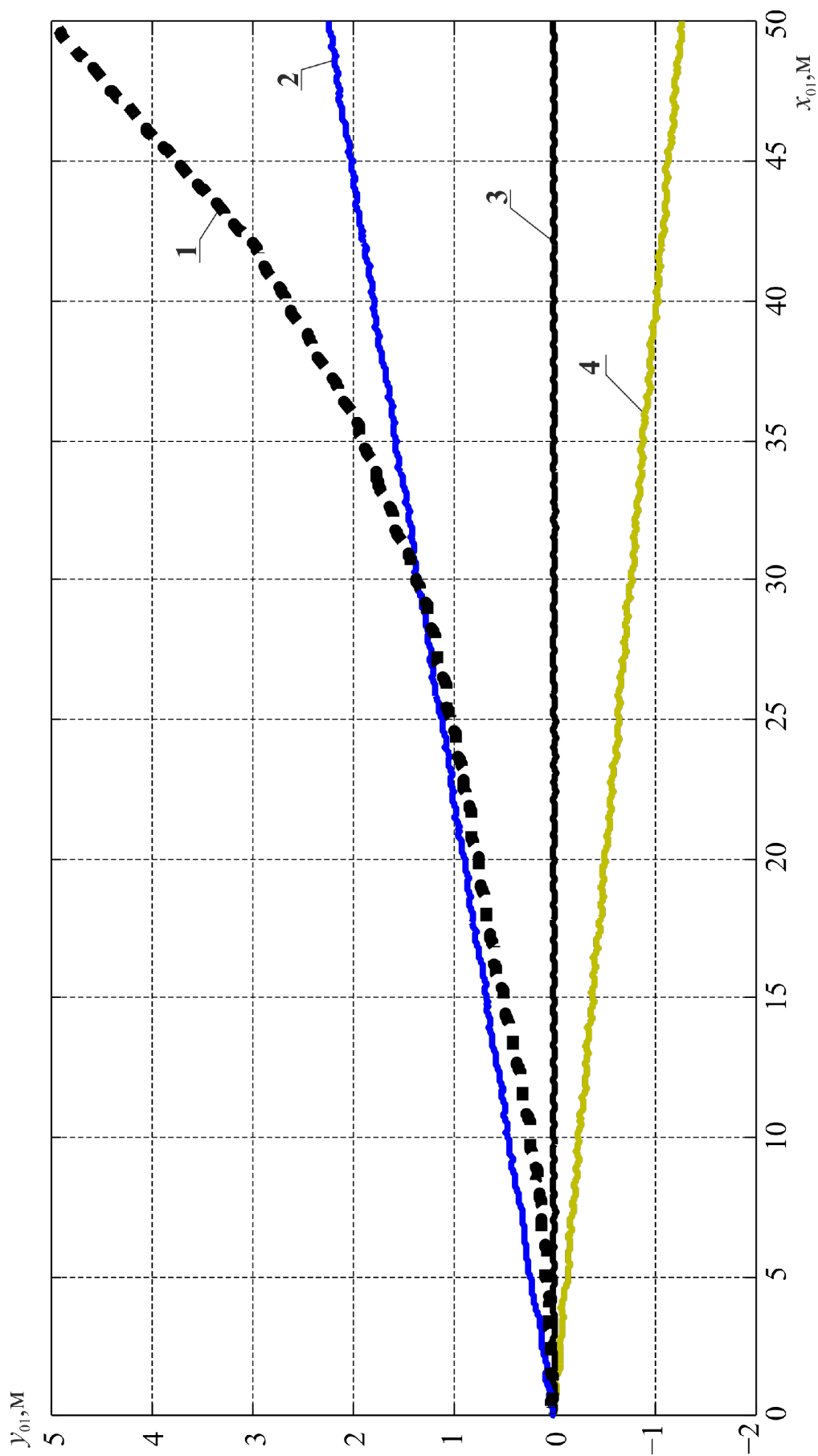


Рисунок 2.15 – Результат моделювання зміни переміщення центру мас передньої напіврами трактора при частоті керуючого впливу в 10 Гц при амплітуді:

1 – 0 рад; 2 – 0,1 рад; 3 – 0,16 рад; 4 – 0,2 рад

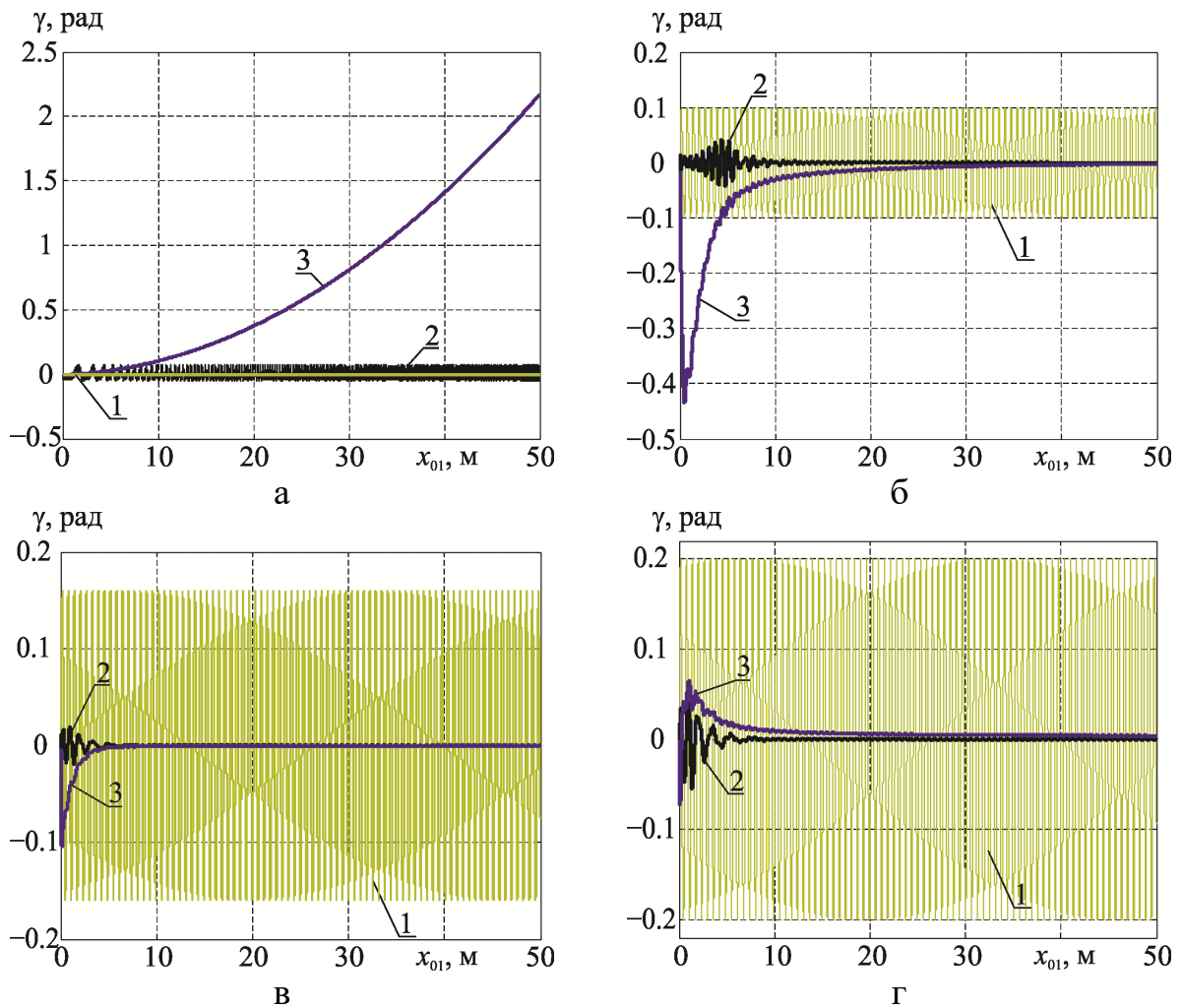


Рисунок 2.16 – Зміна кутів повороту елементів машинно-тракторного агрегату при частоті керуючого впливу в 10 Гц при амплітуді: а – 0 рад; б – 0,1 рад; в – 0,16 рад; г – 0,2 рад; 1 – передньої напіврами трактора; 2 – задньої напіврами трактора; 3 – кут дискової борони

Аналіз отриманих результатів показав, що за перші 10 м машинно-тракторний агрегат здійснює перехідний процес. Більш наочно це можна помітити при частоті керуючого впливу в 10 Гц. В ході математичного моделювання встановлено, що досягнення стійкого руху МТА здійснюється при наступних умовах:

- при частоті 0,65 Гц та амплітуді 0,32 рад = 20,37 град;
- при частоті 2 Гц та амплітуді 0,27 рад = 17,19 град;
- при частоті 3 Гц та амплітуді 0,237 рад = 15,09 град;
- при частоті 10 Гц та амплітуді 0,16 рад = 10,19 град.

При відсутності керуючого впливу спостерігається нестійкий рух машинно-тракторного агрегату, що підтверджується експоненціальною зміною траєкторії руху та зміною кутів складових агрегату. Як показали теоретичні дослідження, використання синусоїдального закону зміни вимагає точного підбору амплітуди керуючого впливу, що у випадку автоматичної системи покладено на алгоритми управління. Зміна переміщення центру мас сільськогосподарського знаряддя (відхилення від прямолінійної траєкторії) за різних частот керуючого впливу у залежності від пройденого агрегатом шляху наведені на рис. 2.17 – 2.20.

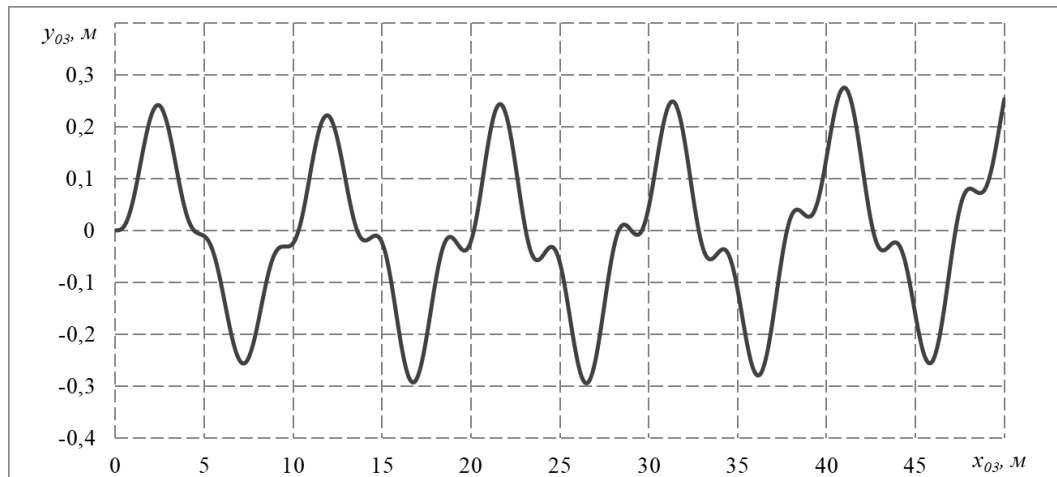


Рисунок 2.17 – Зміна переміщення центру мас знаряддя при частоті керуючого впливу 0,65 Гц (амплітуді 0,32 рад = 20,37 град)

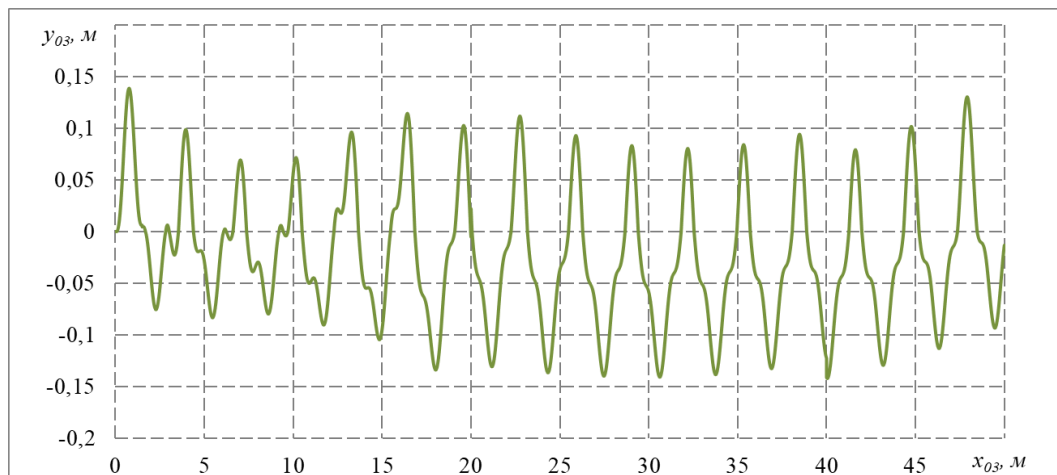


Рисунок 2.18 – Зміна переміщення центру мас знаряддя при частоті керуючого впливу 2 Гц (амплітуді 0,27 рад = 17,19 град)

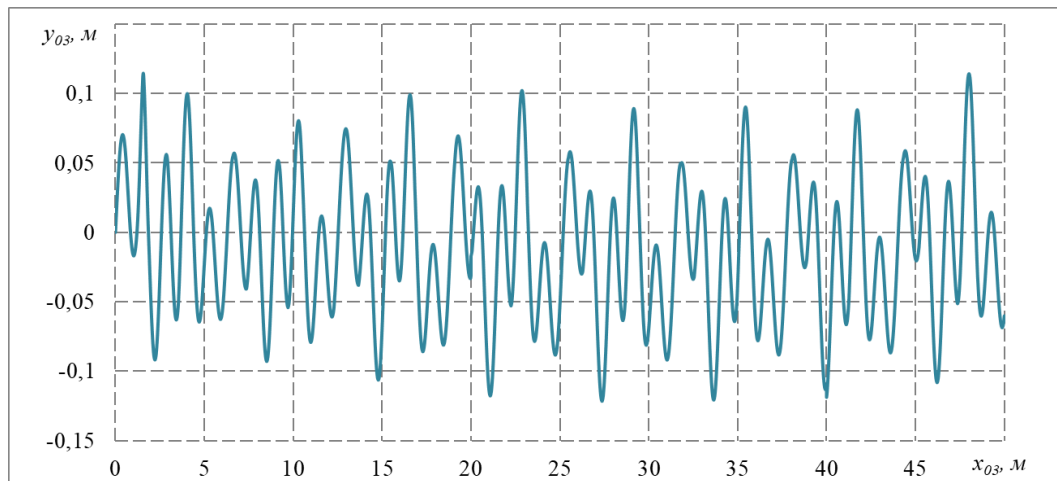


Рисунок 2.19 – Зміна переміщення центру мас зняряддя при частоті керуючого впливу 3 Гц (амплітуді 0,237 рад = 15,09 град)

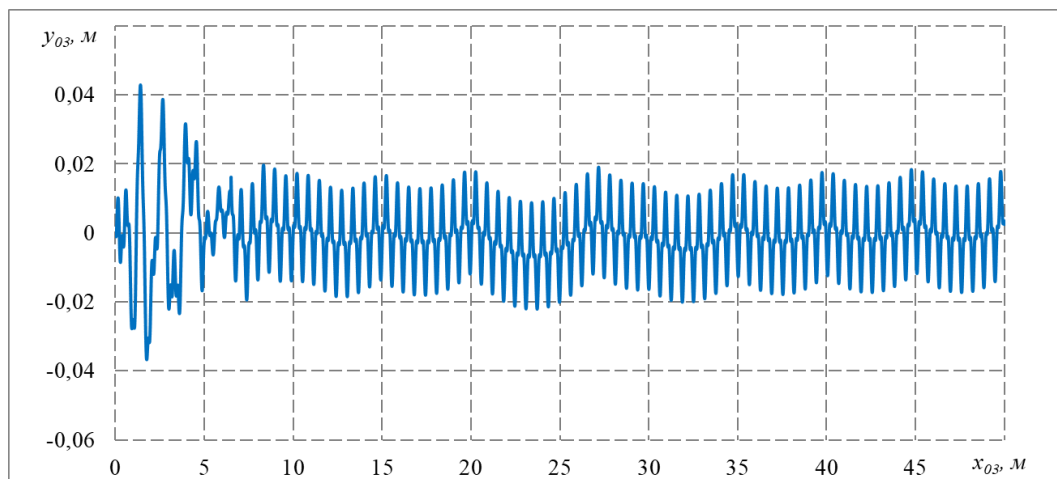


Рисунок 2.20 – Зміна переміщення центру мас зняряддя при частоті керуючого впливу 10 Гц (амплітуді 0,16 рад = 10,19 град)

З аналізу отриманих результатів наявна чітка тенденція підвищення точності руху агрегату при збільшенні частоти керуючого впливу. При цьому амплітуда цього впливу зменшується, тому з позиції витраченої енергії зберігається певний баланс між збільшенням витрати енергії на забезпечення більшої частоти керуючого впливу, і її зменшенням через зменшення амплітуди цього впливу. В даному дослідженні оцінка зміни енергозбереження агрегату буде проведена експериментально при визначенні годинної витрати палива при різних частот керуючого впливу.

Статистична обробка результатів імітаційного моделювання переміщення центру мас сільськогосподарського знаряддя у складі ґрунтообробного агрегату на ведена в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 Результати моделювання переміщення центру мас сільськогосподарського знаряддя

Частота керуючого впливу, Гц	Середньоквадратичне відхилення, м	Максимальне відхилення, м
0,65	0,15588	0,467639
2	0,073784	0,221351
3	0,050816	0,152449
10	0,01024	0,03072

Відомо, що при дискуванні землі повністю уникнути накладання смуг обробки (перекриття) при кожному проході неможливо, оскільки для забезпечення повного покриття поля без пропусків потрібно компенсувати відхилення агрегату від завданої траєкторії руху. У випадку неправильного визначення величини перекриття, можливі пропуски – ділянки з необробленою рослинністю та бур'янами. На даний час при ручному управлінні агрегатом на операції дискування мінімальне перекриття становить 5 % від ширини захвату сільськогосподарського знаряддя, тобто 0,39 м для розглянутої дискової борони. Проте максимальну продуктивність ґрунтообробного агрегату можливо забезпечити при мінімізації величини перекриття (збільшення фактичної ширини смуги обробки) при збереженні нормованої якості виконання технологічної операції.

Оскільки розглядається використання автоматичної системи управління AFS з комерційним сигналом та наземною RTK станцією (найточніший сигнал на даний час), то за даними виробника можна забезпечити відхилення агрегату в межах 0,025 – 0,05 см. Проте така точність руху можлива лише для першої

піврами трактора, а для сільськогосподарського знаряддя з огляду на його кінематичну довжину та наявність випадкових збурень раціональне значення перекриття становить 0,1 – 0,2 м.

Якщо представити результати імітаційного моделювання у графічній формі рис. 2.21, то можна чітко визначити взаємозв'язки між частотою керуючого впливу та відхиленням центру мас сільськогосподарського знаряддя від траєкторії руху.

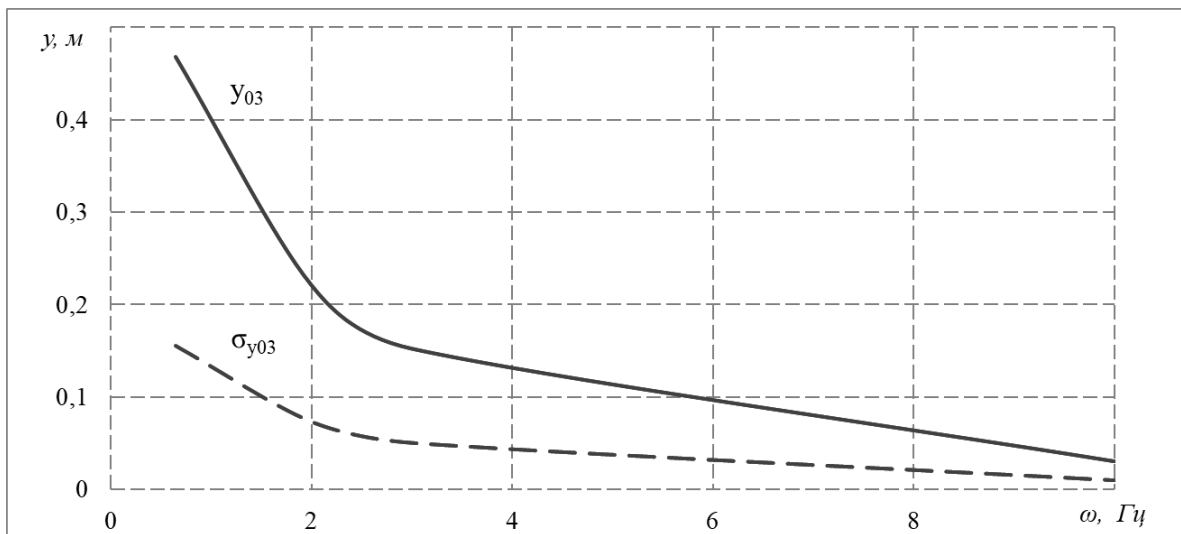


Рисунок 2.21 – Залежність зміни відхилення центру мас ґрунтообробного знаряддя від частоти керуючого впливу системи управління рухом

З наведених даних видно, що керуючий вплив на частоті 0,65 Гц, що обраний при моделюванні, як потенційні можливості оператора-водія при ручному способі управління, не забезпечує мінімальне перекриття (0,39 м), тобто для якісного виконання технологічної операції необхідне збільшення перекриття до 0,47 – 0,5 м. Відповідне веде до зниження продуктивності та погіршення енергозбереження трактору. З огляду на те, що в математичну модель не закладалися параметри людини щодо прийняття рішень, реакції, часу спостереження та інш., то результати при проведенні експериментального дослідження ручного управління будуть прогнозовано гірші за моделювання.

Мінімальна частота керуючого впливу для досягнення перекриття 0,39 м – 1,06 Гц, що є недосяжним для людини (максимум 0,7 [116, 117]) і потребує використання автоматичної системи управління.

Підвищити продуктивність розглянутого агрегату при перекритті 0,1 – 0,2 м можна при частоті керуючого впливу від 2,1 Гц до 6 Гц. При цьому подальше збільшення частоти керуючого впливу для цієї технологічної операції не є раціональним, оскільки зменшення перекриття через наявність випадкових збурень системи призведе до появи пропусків.

Можливість автоматичної системи управління забезпечити відповідні частоти управління потребує експериментального дослідження, оскільки в інформаційних джерелах, чи технічних характеристиках виробника не має відповідної інформації. Наявна інформація щодо оновлення даних відстеження траєкторії руху, яка дорівнює 10 Гц, але з огляду на швидкодію алгоритмів управління та виконавчих механізмів, частота керуючого впливу буде суттєво меншою за це значення. Тому доцільно визначити потенційні можливості системи автоматичного управління та адаптувати отримані результати імітаційного моделювання з врахуванням технічних характеристик системи точного землеробства AFS.

Висновки за розділом 2

1. Наведено математичну модель машинно-тракторного агрегату, який здійснює плоско-паралельний рух при виконанні енергоємної операції – дискування. На основі представленої моделі стає можливим оцінка показників стійкості машинно-тракторного агрегату при корегуванні керуючим впливом кута першої напіврами трактора.

2. З метою уточнення результатів математичної моделі машинно-тракторного агрегату при плоско-паралельному русі сформовано математичні

розв'язки для визначення сил, які діють на рушії. Врахування цих компонент має нелінійну характеристику, що дозволяє розвинути загальну математичну модель.

3. Представлено математичний апарат для визначення характеристик шини. Встановлено зміну радіальної деформації шини Firestone 710/70 R42, яка складає варіювання від 0,1 до 0,21 м при тиску в шині 60 кПа, а також від 0,045 до 0,1 м при тиску в шині в 240 кПа. Також встановлено зміну радіальної жорсткості шини, що приймає значення від 33 до 63 кН/м при деформації шини 0,04 м, а також від 33 до 66 кН/м при деформації шини 0,2 м.

4. Встановлено переміщення та кути складових елементів машинно-тракторного агрегату при експлуатації з дисковою бороною з урахуванням корегувального керуючого впливу кута першої напіврами колісного трактора з частотою 0,65; 2, 3 та 10 Гц. Визначено, що досягнення стійкого руху машинно-тракторного агрегату Case IH Steiger 600 з дисковою бороною здійснюється при частоті 0,65 Гц та амплітуді 0,32 рад; при частоті 2 Гц та амплітуді 0,27 рад; при частоті 3 Гц та амплітуді 0,237 рад; при частоті 10 Гц та амплітуді 0,16 рад.

5. Встановлено взаємозв'язки між частотою керуючого впливу системи автоматичного управління та величиною відхилення сільськогосподарського знаряддя від завданої траєкторії руху, які дозволили визначити діапазон частот керуючого впливу 2,1 – 6 Гц, що забезпечує раціональне значення перекриття між сусідніми смугами обробки у 0,1 – 0,2 м. Виявлена необхідність експериментального дослідження можливостей автоматичної системи управління AFS забезпечити підвищення частот управління, оскільки в інформаційних джерелах, чи технічних характеристиках виробника не має відповідної інформації.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИЧНІ ЗАСАДИ ПРОВЕДЕННЯ ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГРУНТООБРОБНОГО АГРЕГАТУ

3.1. Мета, об'єкт та задачі польових досліджень

Проведення польових досліджень поділено на два етапи. Перший етап має на меті отримання параметрів для використання в математичному моделюванні плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату (пошуковий експеримент). Метою другого є перевірка адекватності моделі руху ґрунтообробного агрегату при різних частотах керуючого впливу системи точного землеробства та вплив цих частот на ступінь відхилення агрегату від заданої траєкторії. Об'єктом дослідження обрано ґрунтообробний агрегат на базі трактора Case IH Steiger 600 при виконанні дискування рис. 3.1.



Рисунок 3.1 – Трактор Case IH Steiger 600 при агрегуванні з
дисковою бороною Wishek 812N

Технічні характеристики трактора Case IH Steiger 600:

Номінальна потужність ДВЗ, N_e , кВт – 447;

Номінальна питома витрата палива, g_e , г/кВт·год. – 236;

Запас крутного моменту ДВЗ, % – 40,1;

Тягова потужність, N_T , кВт – 403.36;

Експлуатаційна маса, m_e , кг – 23024;

Цей агрегат обрано як об'єкт дослідження, оскільки дискова борона Wishek 812N (рис. 3.2) через свої конструктивні особливості (V-подібна рама) створює додатковий збурюючий фактор, що сприяє відхиленню від заданої траєкторії руху. Тому на оператора або автоматичну систему управління підвищується навантаження, відповідне забезпечує можливість дослідження потенційних можливостей системи та напрямки подальшого вдосконалення.



Рисунок 3.2 – Дискова борона Wishek 812N з V-подібною рамою

Технічні характеристики трактора Wishek 812N:

Робоча ширина 7,86 м (25'9")

Кількість дискових батареї 28 дисків спереду і 29 ззаду

Робоча швидкість 6...10 км/год

Робоча глибина До 20 см

Вага 10370 кг

Мета першого етапу польових досліджень вимагає вирішення наступних задач:

- уточнення значення поздовжньої сили опору $F_{x(im)}$ сільськогосподарського знаряддя з врахуванням динамічних складових руху, які неможливо розрахувати теоретично через стохастичний характер зміни опору на різних ділянках поля для окремих дисків борони;

- визначення максимально можливої частоти керуючого впливу при ручному управлінні та різних експлуатаційних налаштуваннях автоматичної системи

управління рухом трактора. Відповідне уточнення є необхідним, оскільки у вільному пошуку немає інформації щодо частотних меж керуючих впливів;

- визначення характеристик агрофону (вологість, твердість, щільність) для уточнення вихідних параметрів при моделюванні сил, які діють на рушії за плоско-паралельного руху.

Відповідно меті другого – сформовані наступні задачі:

- розробити методика та порядок проведення польових досліджень ґрунтообробного агрегату;

- виконати польові дослідження агрегату в умовах експлуатації при різних частотах керуючого впливу;

- провести аналіз експериментальних даних та порівняти з результатами імітаційного моделювання;

- надати висновок щодо адекватності математичної моделі.

Польові дослідження проводилися на полі СТОВ «Промінь» Сумської області конфігурація якого наведена на рис. 3.3

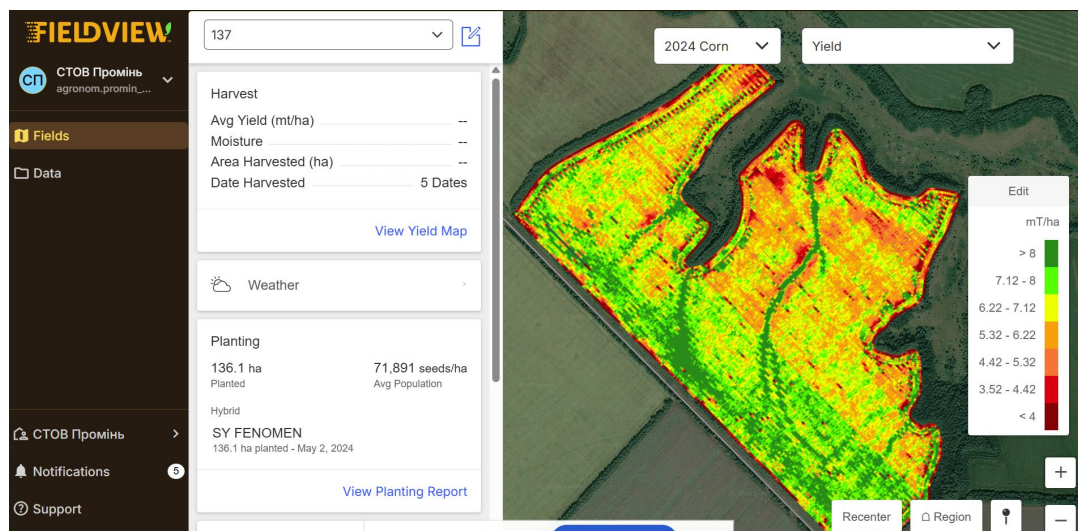


Рисунок 3.3 – Місце проведення польових досліджень

Перший та другий етапи польових дослідження проводились послідовно з мінімальним проміжком часу для зменшення розбіжностей у характеристиках агрофону.

3.2 Визначення поздовжньої сили опору сільськогосподарського знаряддя та характеристик агрофону

Сила опору сільськогосподарського знаряддя визначається відповідно до методичних рекомендацій наведених у ДСТУ ISO 789-9:2019, ДСТУ 7416:2013 [118, 119]. Тяговий опір визначається за допомогою тензометричної ланки (рис.3.4), що здатна вимірювати зусилля величиною до 100 кН з класом точності 0,05, значення гістерезису $\pm 0,03\%$ НПВ.

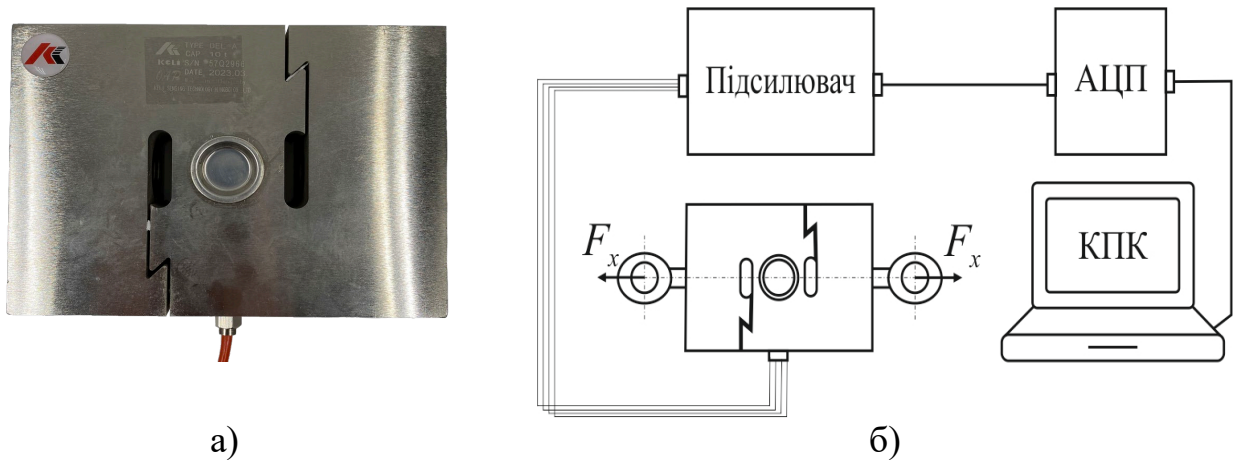


Рисунок 3.4 – Загальний вигляд (а) та блок-схема (б) приладу для визначення тягового зусилля (сили опору).

Результати вимірювання поздовжньої сили опору $F_{x(im)}$ сільськогосподарського знаряддя наведені на рис. 3.5.

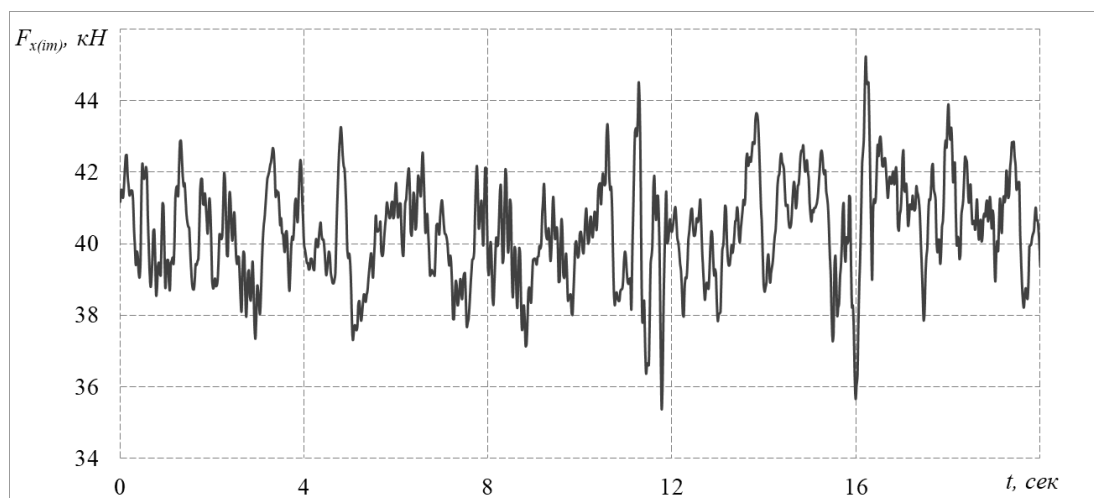


Рисунок 3.5 – Сила опору дискової борони Wishek 812N

За результатами вимірювань визначено, що середнє значення сили опору дискової борони $F_{x(im)} = 40,34$ кН при швидкості $V = 9,3$ км/год ($2,58$ м/с). При цьому коливання сили опору відбувається у широкому діапазоні, так мінімальне значення $F_{x(im) \min} = 35,39$ кН, а максимальне $F_{x(im) \max} = 45,22$ кН. Оскільки відомо, що рух машинно-тракторного агрегату не може викликати високочастотні коливання, то отриманий сигнал сили опору можна обробити за допомогою перетворення Фур'є та представити, як суму гармонік (рис. 3.6).

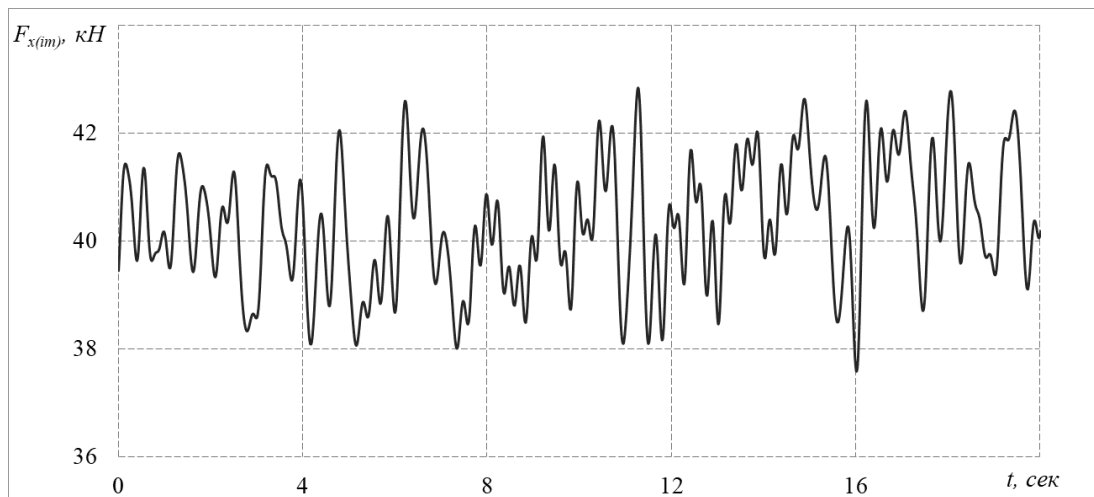


Рисунок 3.6 – Частотна фільтрація сили опору методом Фур'є

Отриману суму гармонік використано в математичній моделі для підвищення відповідності імітаційного моделювання реальним експлуатаційним умовам.

3.3 Дослідження частотних характеристик системи автоматичного управління трактором

На тракторі Case IH Steiger 600 встановлено гідравлічний автопілот Auto Guidance Ready Kit № 4303550, який має опціональне налаштування чутливості та підсилення рульового управління. Зміна налаштувань чутливості машини зумовлює зміну частоти керуючого впливу системи управління (рис. 3.7). На даний час виробники у технічних характеристиках пристрою управління не

вказують частотні або часові характеристики – шкала має значення у відсотках. Для проведення даного дослідження необхідно співставлення траєкторії руху агрегату за різних частот керуючого впливу, тому необхідно визначити відповідність частотних характеристик та експлуатаційних налаштувань системи автоматичного управління.

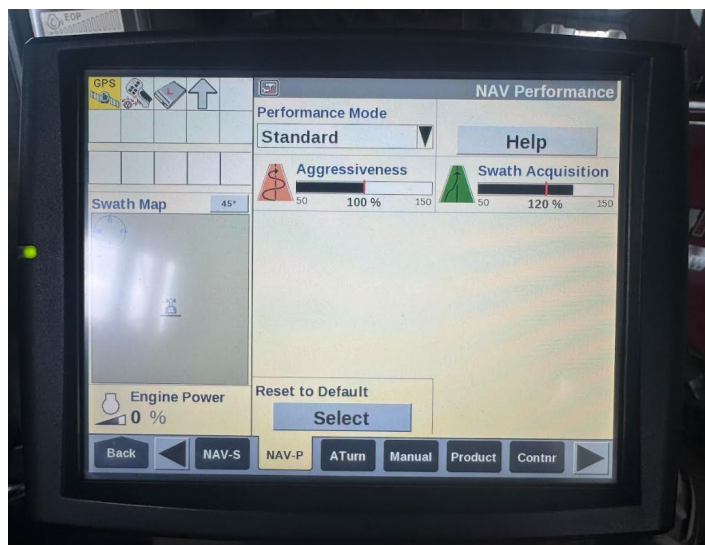


Рисунок 3.7 – Налаштування чутливості системи автоматичного управління

На першому етапі автором проведено опитування експертів у галузі використання систем точного землеробства, за їх даними встановлено, що у випадку використання систем автоматичного управління час відстеження траєкторії варіюється у залежності від фірми виробника та становить від 5 до 10 Гц [120], а максимальна швидкодія керуючих впливів буде обмежуватися технічними можливостями системи, які для більшості виробників знаходяться в межах 2 – 4 Гц [120]. При цьому адаптація системи до конкретних умов експлуатації відбувається завдяки налаштуванням, якими оператор може змінити частоту керуючих впливів. На даний час для таких налаштувань використовується метод підбору, який базується на визначенні відхилення від заданої траєкторії руху. При виконанні технологічної операції тракторист налаштовує систему для конкретних умов експлуатації. При такому підході кваліфікація тракториста може суттєво впливати на ефективність роботи

системи автоматичного управління та якість виконання технологічної операції. Оскільки точних даних, щодо частоти керуючих впливів або максимальної кількості підрулювань автоматичною системою управління не виявлено, то для співставлення результатів імітаційного моделювання та польових досліджень необхідним є визначення конкретних частот, що відповідають експлуатаційним налаштуванням системи рис. 3.7.

Частотні характеристики керуючих впливів можна отримати при аналізі частоти і амплітуди кутового переміщення рульового колеса $\varphi_{рк}$ під час руху агрегату по заданій траєкторії. Для чого використовується апробований в роботі [121] пристрій для визначення кутового прискорення рульового колеса рис. 3.8.

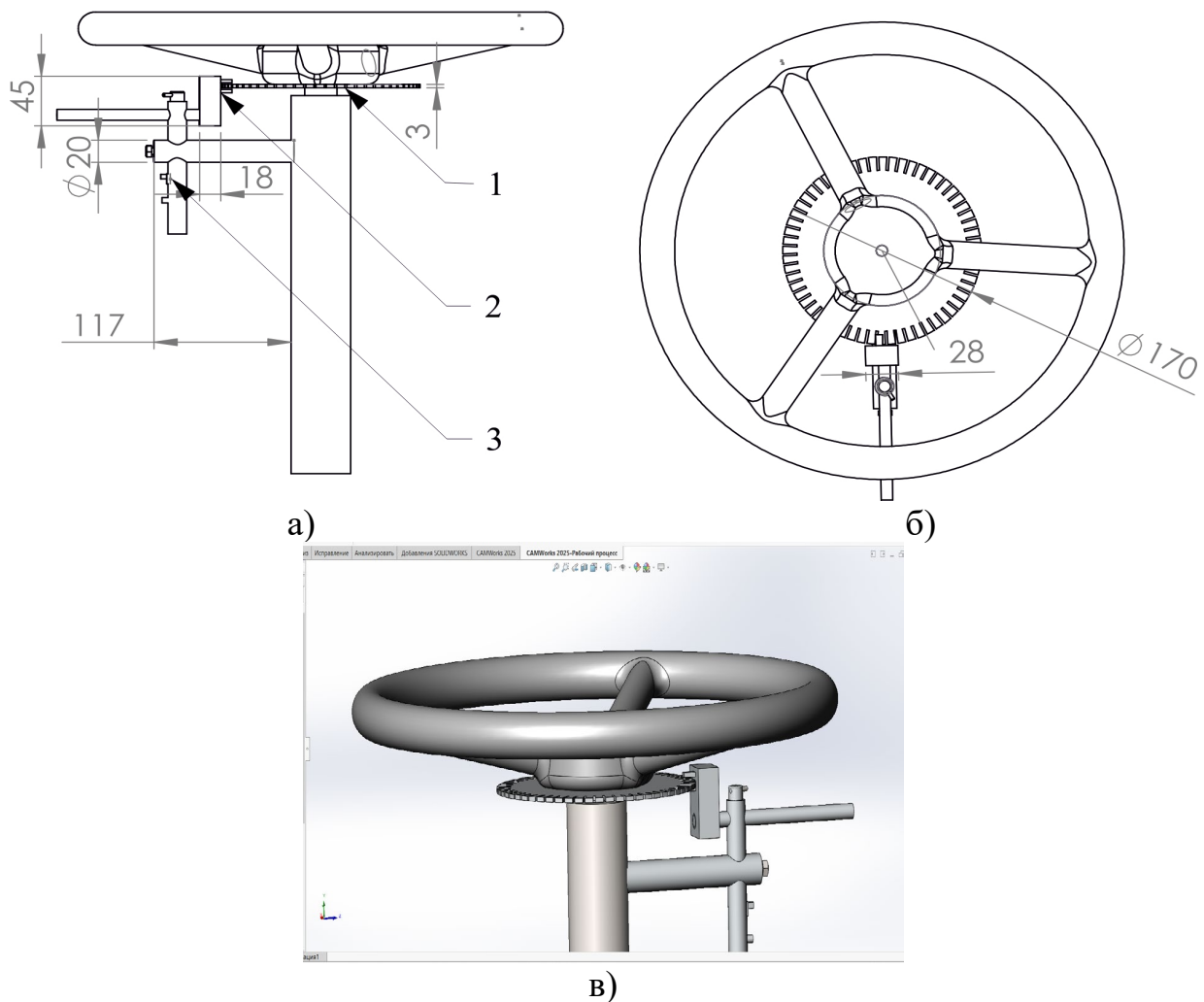


Рисунок 3.8 – Пристрій для визначення кутового прискорення рульового колеса:
а) вид збоку; б) вид згори; 3-D модель пристрою [121]

Пристрій складається з фонічного колеса – 1, яке нерухомо закріплюється на рульовому колесі і обертається разом з ним; оптичної пари – 2, яка відстежує проходження зубців фонічного колеса та дозволяє отримати сигнал кутової швидкості; системи штанг та кронштейнів – 3, які дозволяють зафіксувати оптичну пару та фонічне колесо на будь-якій системі управління трактора.

При проведенні дослідження фонічне колесо встановлюється на рульове колесо до нього підводиться оптична пара, сигнал з якої фільтрується, підсилюється та передається до записуючого пристрою.

Сигнал отриманий від оптичної пари фільтрується та записується на ноутбук чи аудіопристрій і в подальшому використовується для математичного аналізу.

Приклад отриманого сигналу кутової швидкості рульового колеса для ручного управління оператором наведено на рис. 3.9

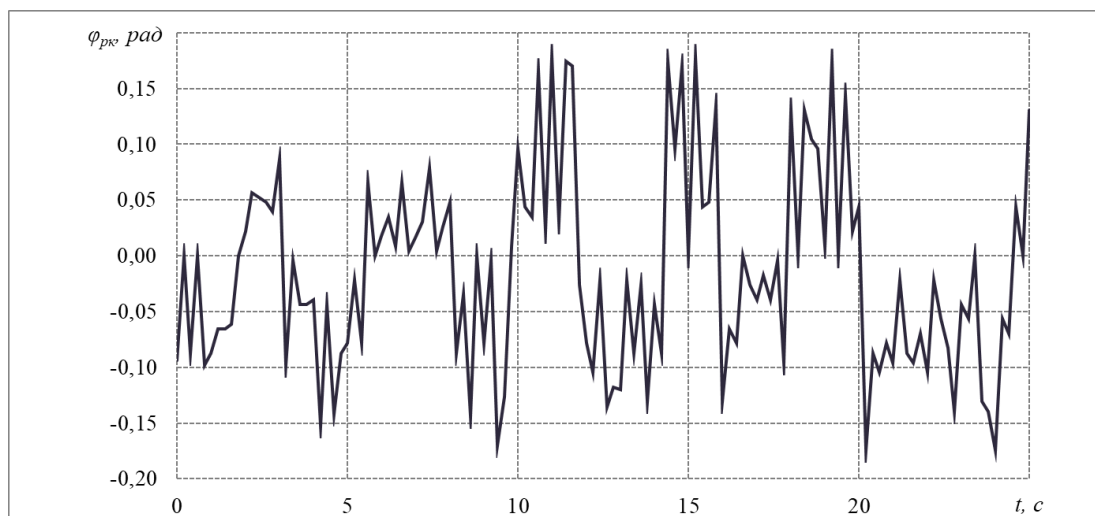


Рисунок 3.9 – Фрагмент сигналу кутового переміщення рульового колеса трактора

Оскільки досліджувалась робота агрегату, якому властиве постійне відхилення від прямолінійної траєкторії руху через розвертаючий момент сільськогосподарського знаряддя, то частота керуючого впливу обмежена максимальною швидкістю системи управління. Отриманий сигнал кутового переміщення проаналізовано спектральним методом, завдяки чому визначено основні частоти, на яких відбувається прикладення керуючого впливу. Відомо,

що при ручному управлінні частота керуючого впливу не може перевищувати 0,7 Гц, тому для можливості порівняння з відомими значення частоти управління була отримана базова характеристика при ручному управлінні (рис. 3.10, а). Для автоматичної системи управління частота керуючого впливу визначалася для експлуатаційних налаштувань системи 50, 100 та 150 %, тобто був охоплений увесь діапазон зміни налаштувань системи (рис. 3.10, б, в, г).

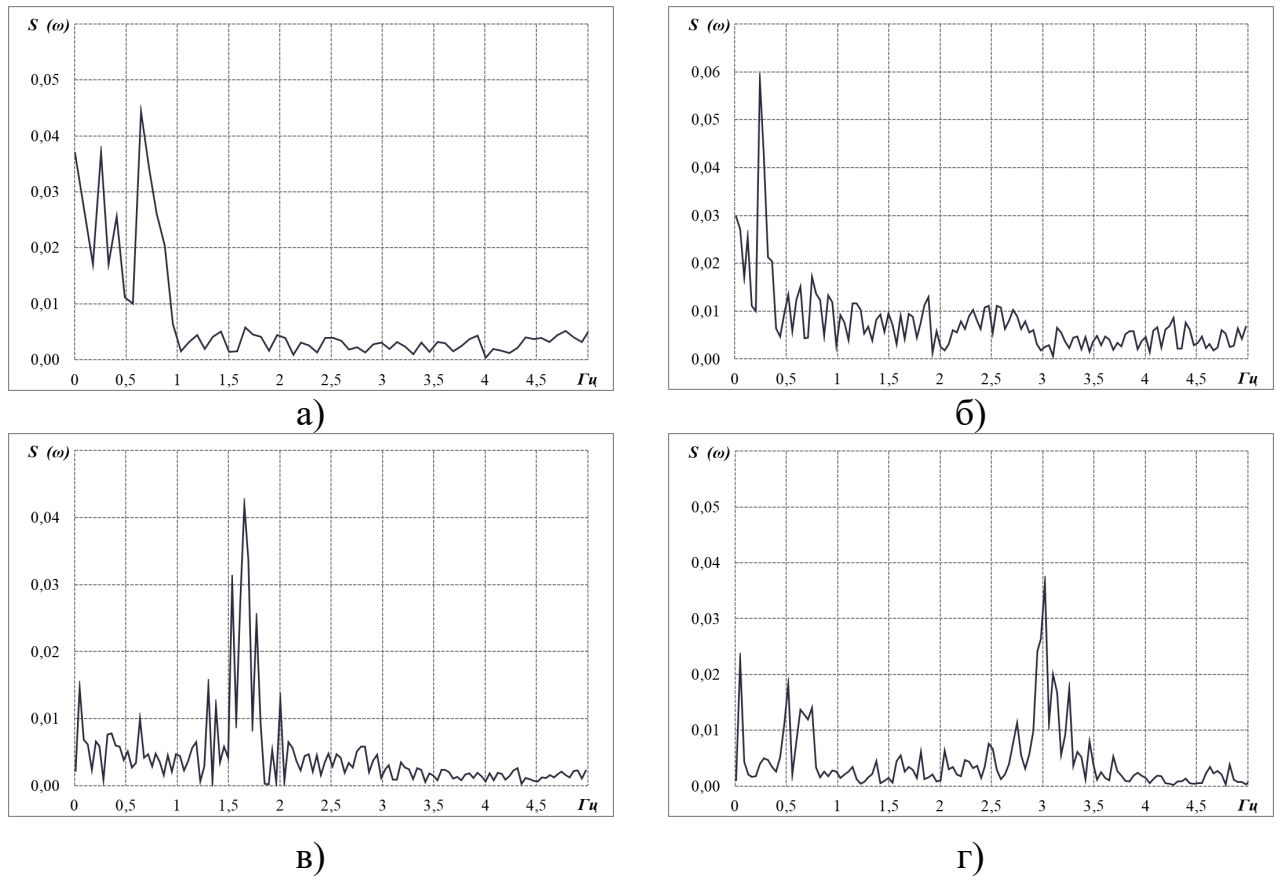


Рисунок 3.10 – Спектральна густина кутового переміщення рульового колеса за різних налаштувань автоматичної системи управління

Після проведення серії експериментів, частотні характеристики системи автоматичного управління трактора Case IH Steiger 600 можна представити у графічній інтерпретації взаємозв'язку максимальної частоти керуючого впливу та процентного рівня чутливості (жорсткості) системи (рис. 3.11). Позначимо експлуатаційні налаштування χ , %.

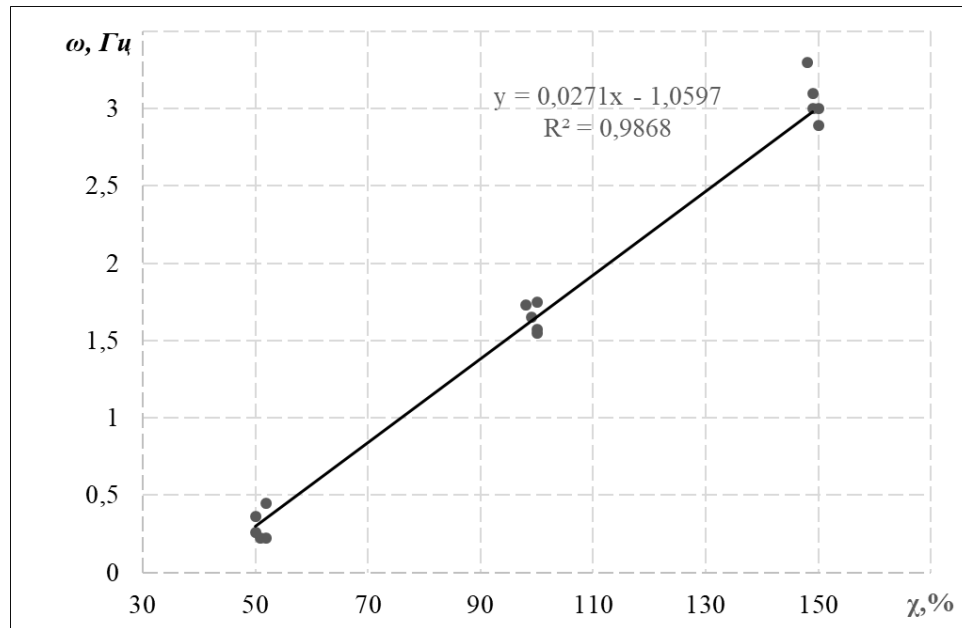


Рисунок 3.11 – Залежність частоти керуючого впливу від експлуатаційних налаштувань ситеми автоматичного управління

З аналізу рис. 3.11 зрозуміло, між частотою керуючих впливів і налаштуваннями системи є лінійна залежність, яка може бути описана рівнянням регресії при коефіцієнті детермінації $R^2=0,986$:

$$y = 0,0271 x - 1,0597. \quad (3.1)$$

Використовуючи рівняння 3.1 можна визначити необхідні експлуатаційні налаштування системи автоматичного управління для співставлення теоретичних і експериментальних результатів дослідження плоско-паралельного руху ґрунтообробного агрегату.

3.4 Визначення характеристик агрофону

Експериментальне дослідження твердості та щільності ґрунту проводилося з використанням твердомір ґрунту «Лан – М PRO» [122, 123]. Конструктивно він виконаний як металевий щуп зі змінним наконечником та електронно-обчислювальним блоком. Усередині блоку твердоміра встановленні

датчики для визначення сили та відстані. При цьому датчик відстані виходить назовні блоку і спрямований по напрямку щупа (рис. 3. 12).

У твердоміра є два наконечника [122, 123] діаметром 1/2 дюйма (твердий ґрунт) та діаметром 3/4 дюйма (пухкий ґрунт). В даному дослідженні використовувався менший наконечник.

Перед проведенням дослідю поверхня ґрунту вирівнюється, після чого на вирівняний ґрунт розмінюється відбиваюча пластина, таким чином, щоб коротка сторона була спрямована до дослідника. У отвір пластини вставляється наконечник щупу так, щоб між пластиною та щупом був кут дев'яносто градусів. Вмикається «Вимір» і щуп твердоміра рівномірно заглиблюється у ґрунт. На дисплеї електронного блоку відображаються глибина та зусилля. Експериментальні результати зберігаються на карті пам'яті і, в подальшому, обробляються спеціалізованим програмним забезпеченням.



а)



б)

Рисунок. 3.12 – Твердомір ґрунту «Лан - М PRO» (а) проведення дослідю (б)

Для отримання усереднених показників твердості та щільності на необробленій частині поля, випадковим чином було обрано п'ять ділянок 1 м на 1 м, де з кроком 10 см були проведенні вимірювання.

Вологість ґрунту визначалась гравіметричним методом у відповідності до методики, наведеної у ДСТУ Б В.2.1-17:2009 [124]. Використаний метод є найпоширенішим для визначення вологості ґрунту, його використання не потребує складного спеціального обладнання [125], а його суть полягає у відбиранні зразків ґрунту та визначенні їх ваги до та після висушування:

$$W = \frac{100 \cdot (m_g - m_c)}{(m_c - m_e)}, \quad (3.2)$$

де m_g – маса вологого зразка ґрунту з ємністю для пакування, г;

m_c – маса сухого зразка ґрунту з ємністю для пакування, г;

m_e – маса ємності, г.

Узагальнені характеристики агрофону представлені в таблиці 3.1 для різних за глибиною шарів ґрунту.

Таблиця 3.1 – Узагальнені характеристики агрофону

Шари ґрунту	Вологість, %	Щільність, г/см ³	Твердість, МПа
0-10 см	15±1,2	1,14±0,02	1,76±0,05
10-20 см	16±1,4	1,22±0,02	2,1±0,05
20-30 см	16,5±1,7	1,34±0,03	3,3±0,05

За результатами вимірювань можна зазначити, що середній показник вологості для оброблюваних шарів ґрунту на дослідному полі був у межах 15-16,5 %, що характеризує нестачу вологи і зумовлює підвищення твердості, та як наслідок, тягового опору сільськогосподарського знаряддя.

3.5 Програма та методика експериментальних досліджень

Дослідження системи автоматичного управління виконувалась на полі з довжиною гону 1500 м з нахилом не більше 2%. Відрізок поля був розподілений на частини по 100 м. Відповідно до задач другого етапу польових досліджень визначалися наступні параметри роботи ґрунтообробного агрегату при виконанні технологічної операції:

- швидкість руху;
- курсовий кут першої напіврамі трактора (керуючий вплив);
- дійсна траєкторія руху сільськогосподарського знаряддя;
- витрату палива
- буксування рушіїв.

Для реєстрації і моніторингу оговорених параметрів в роботі використано поєднання бортових систем трактора та елементи комплексу приладів, який апробовано в роботі [126]. Даний вимірювально-реєстраційний комплекс було удосконалено у частині програмного забезпечення особисто автором. За результатами модернізації комплексу отримано патент на корисну модель [127].

Діагностичний комплекс моніторингу динамічних параметрів (рис. 3.13) має 4 основні модулі: радар (визначення швидкості), інерційний датчик прискорення (прискорення-сповільнення та кутові переміщення елементів агрегату) датчик на основі ефекту Холла (оберти рушіїв) та ПО (удосконалене для проведення цього дослідження). Перевагою даного комплексу є можливість використання дублюючих систем для визначення параметрів, що вимірюються. Так, наприклад, швидкість можна визначити двома шляхами: за допомогою датчиків прискорення та радару. Буксування рушіїв визначається за допомогою радару та датчика обертів колеса або розраховується за даними бортових систем, як різниця швидкостей отриманих від системи GPS та зумовленої обертами двигуна й передавальним числом трансмісії на даній передачі. Такий

підхід дозволяє підвищити контроль за точністю отриманих даних, що веде до підвищення якості проведеного експерименту.

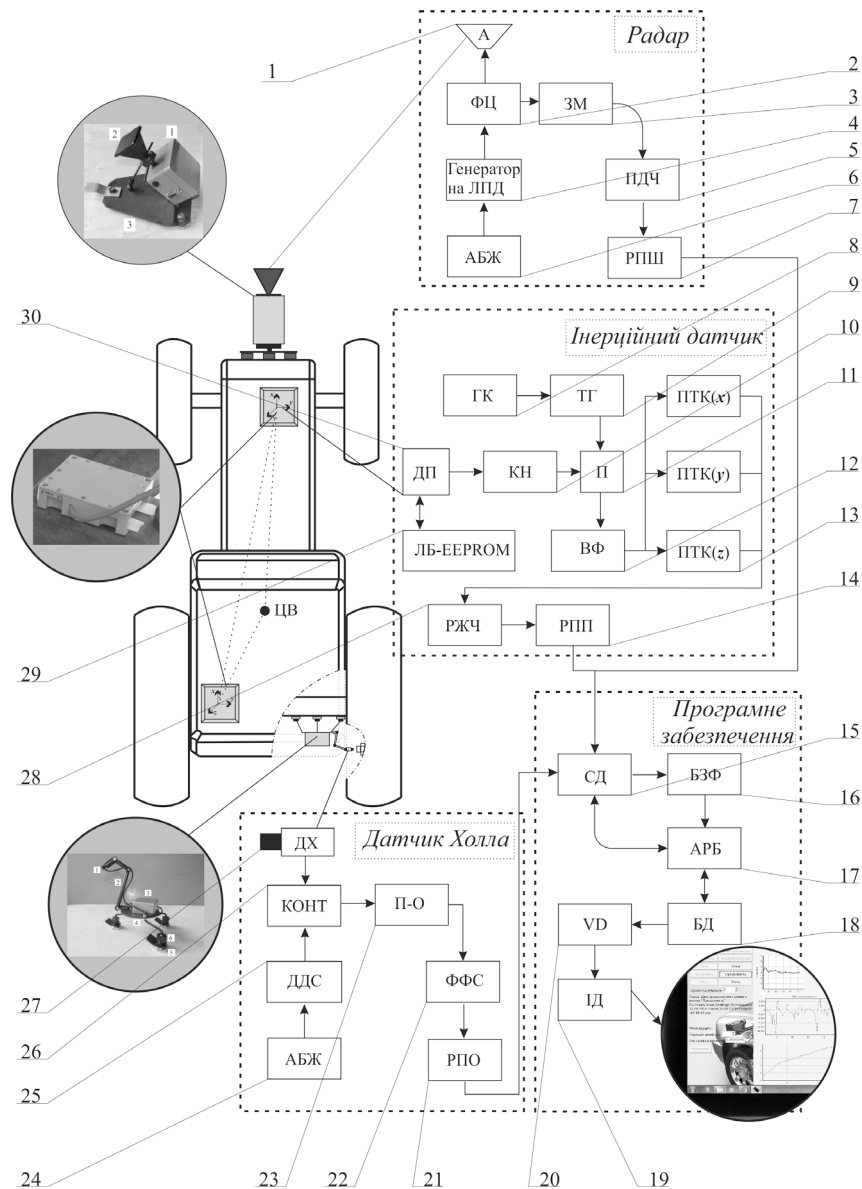


Рисунок 3.13 – Діагностичний комплекс моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів [127]

Дійсна швидкість руху моніториться за допомогою радару 8 мм діапазону (рис. 3.14). Генератор ЛПД (4) та феритовий циркулятор ФЦ (2) створюють випромінювання на відповідній частоті, коли сигнал відбивається від поверхні поля він приймається антеною А 1. В подальшому сигнал підсилюється ПДЧ 5 та

направляється до реєстраційного пристрою РПШ 7, де фіксується поточне значення швидкості. Живлення радару відбувається від автономного джерела АДЖ, яке дозволяє проводити дослідження протягом двох годин без підзарядки.

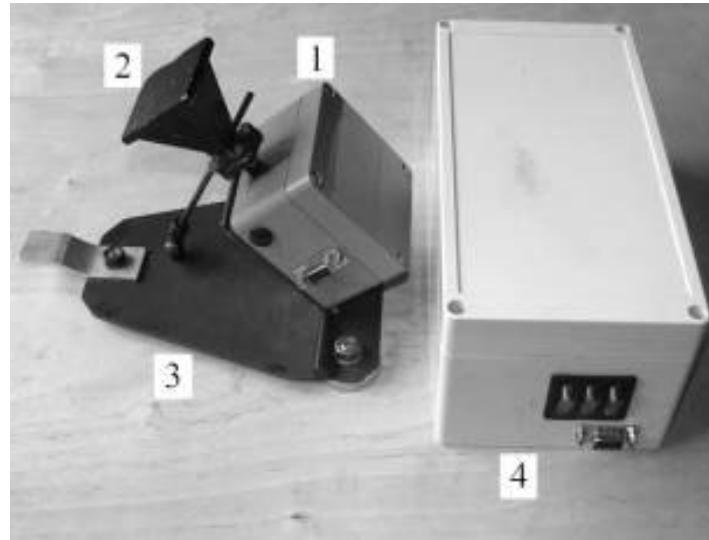


Рисунок 3.14 – Загальний вигляд радару: 1, 2 радар з антеною;
3 – платформа на магнітах; 4 – блок живлення

Визначення динамічних параметрів відбувається за допомогою датчиків прискорення ДП 30 (Freescale Semiconductor моделі ММА 7260 QT – рис.3.15).

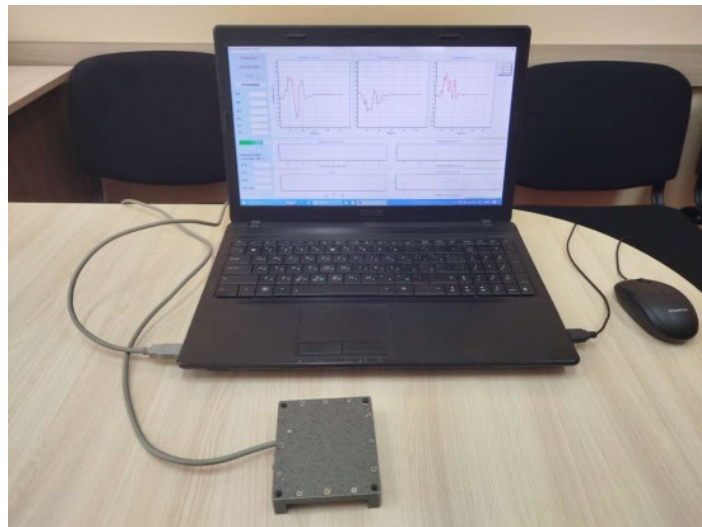


Рисунок 3.15 – Датчик прискорення (акселерометр Freescale ММА 7260 QT # 445, ММА 7260 QT # 446 та ПЗ для моніторингу даних

Дані перетворюються з аналогового на цифровий сигнал KH 10 та підсилюються (підсилювачем $П$ 11) з використанням генераторів: тактового $ТГ$ 9 та частоти $ГЧ$ 8. Далі сигнал обробляється фільтром низьких частот $ВФ$ 12 та відбувається температурна компенсація $ПТК$ 13 для кожного датчика. У схемі датчиків передбачена можливість зміни рівня чутливості $РЖЧ$ 28 (встановлюється відповідно до амплітуди коливання прискорення). Отриманий сигнал зберігається у реєстраційному пристрої $РПП$ 14 та передається до основного блоку обробки даних. При проведенні дослідження дійсне положення датчиків фіксується системою сомотестування та корекції положення 29, яка дозволяє відкалібрувати датчики та нівелювати похибки установки.

Визначення точки, кінематичні параметри якої будуть характеризувати динаміку зміни параметрів при криволінійному русі, є достатньо складною задачею. Для визначення кутів елементів машинно-тракторного агрегату параметри руху необхідно визначати у напрямі поздовжньої осі кожного елемента.

У роботі [128, 129] вказано, що у якості контрольної точки можна обрати полюс повороту, який співпадає з центром пружності транспортного засобу в площині, яка паралельна площині поверхні поля. Миттєвий центр повороту розташований на поздовжній осі транспортного засобу і вирізняється серед інших точок цієї осі мінімальними показниками лінійної швидкості та прискорення. Оскільки положення цього центру постійно змінюється під час руху, для підвищення точності вимірювання характеристик криволінійного руху доцільно використовувати диференціальний підхід. Він полягає у встановленні двох акселерометрів у різних контрольних точках.

На рис. 3.16 представлена схема розміщення датчиків прискорення для визначення параметрів руху. При цьому, з врахуванням, що шини трактора еластичні у бічному напрямі то полюс повороту знаходиться у точці D , а миттєвий центр повороту у точці O_2 [103, 131].

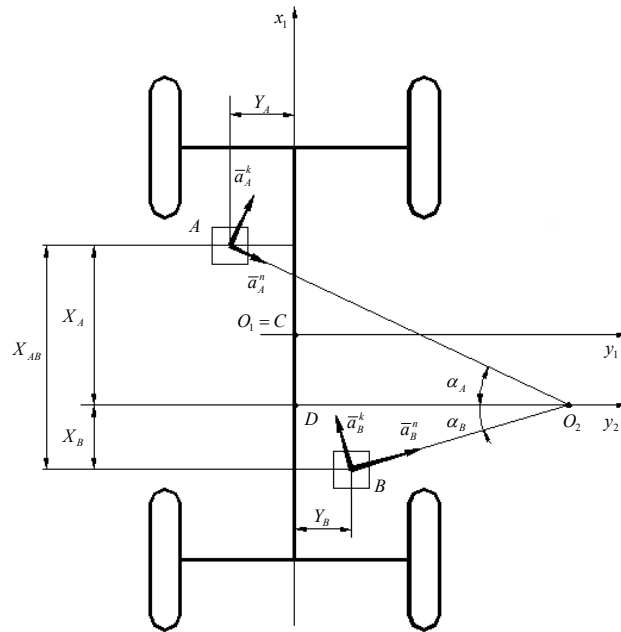


Рисунок 3.16 – Схема розташування датчиків прискорень на транспортному засобі [103, 131]

На рисунку 3.16 компоненти прискорень точок встановлення датчиків (контрольних точок) A і B позначаються як \bar{a}_A^k , \bar{a}_A^n , \bar{a}_B^k , \bar{a}_B^n , а координати цих точок – X_A , X_B , Y_A , Y_B . визначають кути між акселерометрами та миттєвим центром повороту. По відношенню до миттєвого центру повороту, кути α_A , α_B , які формуються між прямою $O_2 D$ та прямими, що проходять через точку O_2 та центр датчика характеризують положення точок A і B [103, 131].

У площині, що паралельна поверхні поля точка D є центром пружності. У нашому випадку її положення зміщується залежно від кута складання рами трактора та кутів відведення першої та другої напіврам трактора.

Для визначення кутової швидкості транспортного засобу у площині паралельній поверхні поля, використовується наступне рівняння [103, 131]:

$$\omega = \sqrt{\frac{(a_{AX_1} - a_{BX_1}) \cdot (Y_B - Y_A) + X_{AB} \cdot (a_{AY_1} - a_{BY_1})}{(Y_B - Y_A)^2 + X_{AB}^2}}. \quad (3.3)$$

Кутове прискорення трактору [103, 131]:

$$\varepsilon = \frac{(a_{AX_1} - a_{BX_1}) \cdot (Y_B - Y_A) + X_{AB} \cdot (a_{AY_1} - a_{BY_1})}{(Y_B - Y_A)^2 + X_{AB}^2}. \quad (3.4)$$

Координати миттєвого центра повороту [103, 131]:

$$X_A = \frac{0,5 \cdot X_{AB} \cdot (\varepsilon^2 + \omega^4) + \varepsilon \cdot \bar{a}_{Y_1} - \omega^2 \cdot \bar{a}_{X_1}}{0,5\varepsilon^2 + \omega^4}, \quad (3.5)$$

$$X_B = X_{AB} - X_A. \quad (3.6)$$

Миттєвий радіус повороту трактору [103, 131]:

$$R_D = \frac{\bar{a}_{Y_1} + 0,5\varepsilon X_{AB}}{\omega^2} - \frac{\varepsilon}{\omega^2} \left(\frac{0,5 X_{AB} (\varepsilon^2 + \omega^4) + \varepsilon \bar{a}_{Y_1} - \omega^2 \bar{a}_{X_1}}{0,5\varepsilon^2 + \omega^4} \right) + 0,5 \cdot Y_{AB}. \quad (3.7)$$

Для вирішення задачі визначення кутів відхилення елементів машинно-тракторного агрегату при виконанні ґрунтообробної операції цю методику адаптовано та удосконалено в роботі [132]. Де, на базі інформації отриманої від датчиків прискорення, які розміщені в контрольних точках, визначається кут повороту трактора та сільськогосподарського знаряддя.

Плоскопаралельний рух абсолютно твердого тіла можна уявити таким, що складається з поступального руху визначеного деякою точкою. При цьому прискорення будь-якої умовної точки, яка належить цьому тілу, буде визначено геометричною сумою трьох прискорень [130].

$$\vec{a}_M = \vec{a}_o + \vec{a}_b + \vec{a}_c \quad (3.8)$$

де \vec{a}_o – прискорення в точці O' ; \vec{a}_b – обертальне прискорення, \vec{a}_c – доцентрове прискорення.

Як узагальнені координати приймаються координати осі центрального шарніру та точки кріплення сільськогосподарського знаряддя до трактора, а

кутами повороту є кути напіврам трактора $\gamma_1(t)$, $\gamma_2(t)$ і зняряддя $\gamma_3(t)$ відносно осі OX нерухомої системи координат (рис. 3.17).

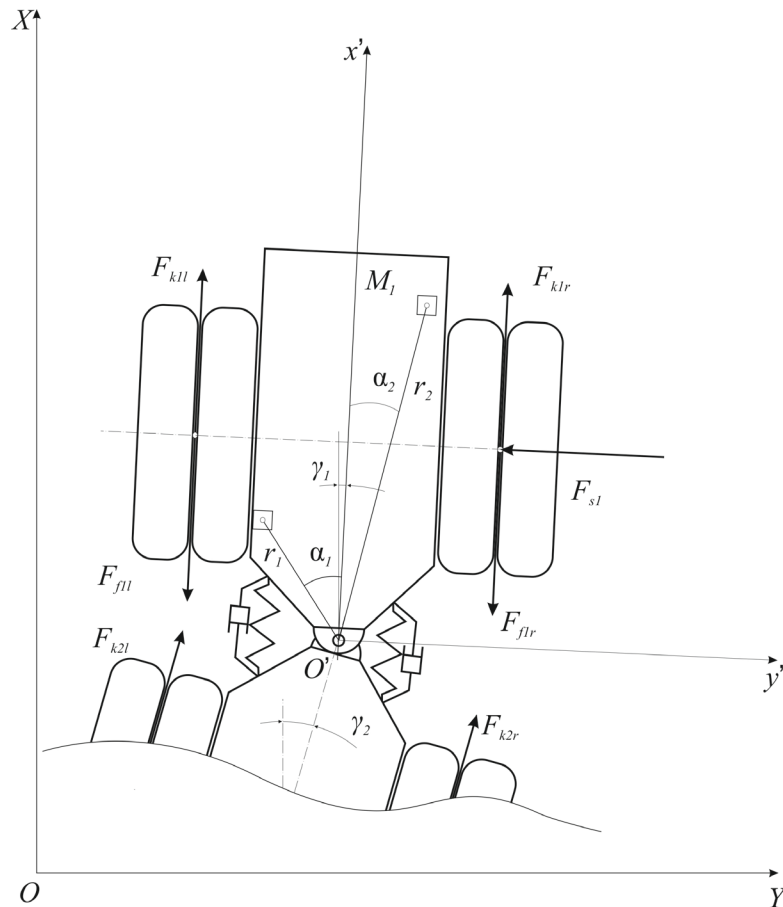


Рисунок 3.17 – Розрахункова модель із розташуванням датчиків у контрольних точках M_1 і M_2 на тракторі

Прискорення \vec{a}_o має компоненти, $a_x^o = \ddot{x}'$, $a_y^o = \ddot{y}'$. Доцентрове прискорення спрямовано по прямій, яка проведена через M і та дорівнює:

$$a_c = r_n \cdot \dot{\gamma}_1^2 \quad (3.9)$$

де r_n – відстань між центрами датчиків M і точкою O' .

Прискорення \vec{a}_b спрямоване вздовж прямої перпендикулярної до оговореної прямої:

$$a_b = r_n \cdot \ddot{\gamma}_1 \quad (3.10)$$

Значення куту $\gamma_1(t)$ можна отримати з системи рівнянь:

$$\begin{cases} a_{x1} = \ddot{x}' - r_1 \cdot \ddot{\gamma}_1 \sin(\gamma_1 + \alpha_1) - r_1 \cdot \dot{\gamma}_1^2 \cos(\gamma_1 + \alpha_1), \\ a_{y1} = \ddot{y}' + r_1 \cdot \ddot{\gamma}_1 \cos(\gamma_1 + \alpha_1) - r_1 \cdot \dot{\gamma}_1^2 \sin(\gamma_1 + \alpha_1), \\ a_{x2} = \ddot{x}' - r_2 \cdot \ddot{\gamma}_1 \sin(\gamma_1 - \alpha_2) - r_2 \cdot \dot{\gamma}_1^2 \cos(\gamma_1 - \alpha_2), \\ a_{y2} = \ddot{y}' + r_2 \cdot \ddot{\gamma}_1 \cos(\gamma_1 - \alpha_2) - r_2 \cdot \dot{\gamma}_1^2 \sin(\gamma_1 - \alpha_2). \end{cases} \quad (3.11)$$

де r_1 і r_2 , радіуси, що визначені відстанню між точками M_1 і O та M_2 і O , α_1 і α_2 – кути зумовлені місцем встановлення датчика M_1 та M_2 .

У випадку дослідження трактора з шарнірно-зчленованою рамою, ґрунтообробний агрегат описується тримасовою моделлю у якій кути повороту визначаються для кожної напіврами та ґрунтообробного знаряддя у відповідності до системи рівнянь (3.11).

Використання оговореної методики в даному дослідженні ускладнене, оскільки для визначення кутів повороту елементів машинно-тракторного агрегату необхідно чітко знати положення центру мас та привести прискорення, отримані від датчиків до цієї точки. Оговорена проблема вирішена в роботі [133, 134], де розглядається просторова модель руху транспортно-технологічного агрегату. Оскільки в даному дослідженні вертикальні коливання не розглядаються, модель можна спростити, виключивши при розрахунках вертикальну вісь. Для прискорення обробітку отриманої інформації з датчиків прискорення у програмну частину діагностичного комплексу моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів, додається блок розрахунку кутів повороту елементів сільськогосподарського агрегату.

У відповідності до вимог методик [128-134], правило встановлення датчиків (рис. 3.14) на елементи машинно-тракторного агрегату полягає у наступному: на кожен елемент агрегату встановлюється мінімум два датчики прискорення у довільних точках з чітким визначенням їх положення по відношенню до геометричного центру або точок з'єднання елементів. Для підвищення точності отриманих результатів, датчики повинні встановлюватись

по різні боки від поздовжньої осьової лінії елементу. Оскільки розглядається плоско-паралельний рух, тобто вертикальні прискорення не враховуються, то датчики повинні знаходитися в одній площині, паралельній поверхні поля. Найбільш прийнятними місцями розміщення є остов трактора та рама сільськогосподарського знаряддя. Визначення буксування рушіїв відбувається з відношення зниження дійсної швидкості руху до теоретичної швидкості (розрахункове значення):

$$\delta = \frac{V_T - V_d}{V_T} \cdot 100 \% \quad (3.12)$$

де V_d – дійсна швидкість руху (у цьому дослідженні визначається за допомогою радара рис. 3.14); V_T – теоретична швидкість руху.

Для розрахунку теоретичної швидкості необхідним є визначення кількості обертів колеса при відомому радіусі колеса, що працює без навантаження. Для визначення обертів, використовуємо датчик Холла ДХ, який живиться від автономного джерела АДЖ, вбудованого у корпус приладу. Отриманий сигнал фільтрується від наявних флуктуаційних помилок та записується, як в самому пристрої так, і передається до програмного забезпечення комплексу для подальшої обробки та синхронізації з іншими сигналами (рис. 3.18) [135].



Рисунок 3.18 – Пристрій для визначення обертів колеса:

1 – датчик Холла; 2 – система кронштейнів; 3 – корпус пристрою з підсилювачем та автономним джерелом живлення; 4 – пластина з кронштейнами для кріплення 6 на неодимових магнітах

Уніфікована конструкція кронштейнів для кріплення забезпечує можливість встановлення датчика на всіх моделях сучасних тракторів, як вітчизняного, так і закордонного виробництва. Для визначення витрати палива використовувались ботові системи трактора. На даний час для отримання цієї інформації використовуються два джерела. Перше це датчик рівня палива, що встановлений в баці трактора, а друге це інформація щодо кількості впорскнутого в циліндри палива від блоку керування двигуном, яка передається по CAN-шині. Останнє джерело надає вичерпну інформацію щодо змін годинної витрати палива, оскільки базується на моніторингу кількості палива, яка безпосередньо потрапила в середину циліндра. Для її розрахунку використовується інформації від датчиків тиску в паливній рампі, датчиків температури та часу впорскування палива. Використання бортових систем для наукових цілей при дослідженні сільськогосподарської [136, 137] та автомобільної техніки [138], на даний час вже широко використовується світовою науковою спільнотою, що підтверджує можливість їх використання в даній роботі.

Показники витрати палива можна отримати безпосередньо по CAN-шині на моніторі в кабіні трактора або з використанням телематичної системи AFS Connect (рис. 3.19), яка дозволяє відстежувати в режимі реального часу характеристики роботи двигуна: оберти, завантаження, витрату палива та інше.



Рисунок 3.19 – Інтерфейс телематичної системи AFS Connect

Телематична система AFS Connect дозволяє формувати зміни відповідних параметрів у формі звіту в форматі Microsoft Excel, що полегшує подальшу обробку і використання даних.

У випадку відсутності на тракторі відповідних бортових систем, доцільним є використання пристроїв типу датчика ИП-179, який є нечутливий до умов експлуатації трактора та широко використовуються при проведенні польових досліджень. Його апробація підтверджена в роботах [99, 126]. Сучасними аналогами цього датчика є витратоміри палива DFM (рис. 3. 18) [139], які використовують такий самий принцип роботи, але мають ряд переваг, у тому числі, можливість передавати дані до телематичної системи, що автоматизує збір інформації та полегшує її використання у подальшій систематизації досліджень та аналізі.



Рисунок 3.20 – Витратоміри палива DFM підключений у систему живлення двигуна [139]

У конструкції витратоміру палива DFM передбачені дві вимірювальні камери, які дозволяють відстежувати кількість палива, що подається в двигун, та кількість палива, що повертається по зворотній паливній магістралі. Оскільки на двигуні Cursor 13 Tier II використовується система подачі палива Common Rail з електрогідравлічними форсунками, то чіткий контроль кількості палива, що йде по зворотній магістралі є необхідним для точного визначення годинної витрати палива.

Порядок проведення експерименту:

- трактор прогрівається до робочих показників двигуна та гідравлічної рідини;
- на елементи ґрунтообробного агрегату (трактор та сільськогосподарське знаряддя) встановлюється вимірювальне;
- вимірювальні пристрої калібруються та підготовлюються до проведення замірів;
- на обраній ділянці проводиться тестовий заїзд, на основі якого при необхідності проводиться додаткове калібрування;
- передачами трансмісії та зміною обертів двигуна встановлюється робоча швидкість агрегату;
- обирається метод управління (ручний або автоматичний), у разі автоматичного методу управління, встановлюються налаштування системи відповідно частотам керуючих імпульсів 0,65 Гц, 2 Гц, 3 Гц;
- при стабілізації швидкості трактора (досягнення усталеного режиму руху) за допомогою реєстраційного комплексу фіксуються наступні параметри:
 - а) компоненти вектору прискорення напіврам трактора та сільськогосподарського знаряддя $a_x, a_y, a_z, \text{ м/с}^2$;
 - б) дійсна швидкість руху $V_0, \text{ м/с}$;
 - в) оберти рушіїв (для отримання теоретичної швидкості руху) $V_T, \text{ м/с}$;
 - г) витрата палива $G_T, \text{ кг/год}$;
- досліди для кожного методу управління повторюються не менше п'яти разів;
- після завершення досліджень проводиться самотестування приладів та порівняння поточних значень з результатами калібрування;
- проводиться попередній аналіз отриманих експериментальних даних.

Розміщення вимірювального обладнання на об'єкті дослідження наведено на рис. 3. 21.



Рисунок 3.21 – Місця розміщення вимірювального обладнання:

а) радар; б) пристрій для визначення обертів колеса (встановлюється на першій та другій піврамах трактора); в), г) датчики прискорення в точках M_1 та M_2 на кожному елементі ґрунтообробного агрегату

ПЗ «Vehicle dynamics» проводить попередню обробку та синхронізацію потоків інформації від датчиків, що забезпечує погодження отриманих даних щодо динамічних параметрів руху агрегату. Фільтрація отриманих даних відбувається з врахуванням частоти дискретизації потоку даних від кожного датчика. В подальшому дані архівуються та записуються на знімному носії або ноутбучі. Спостереження за зміною даних в режимі реального часу реалізовано у програмному вікні «Vehicle dynamics» на екрані телефону або ноутбуку (рис. 3.22). Аналіз отриманих динамічних параметрів, завдяки оговореній програмі, може відбуватися безпосередньо при русі агрегату по полю, або в умовах лабораторії де польовий дослід відтворюється на базі даних датчиків та бортових систем.

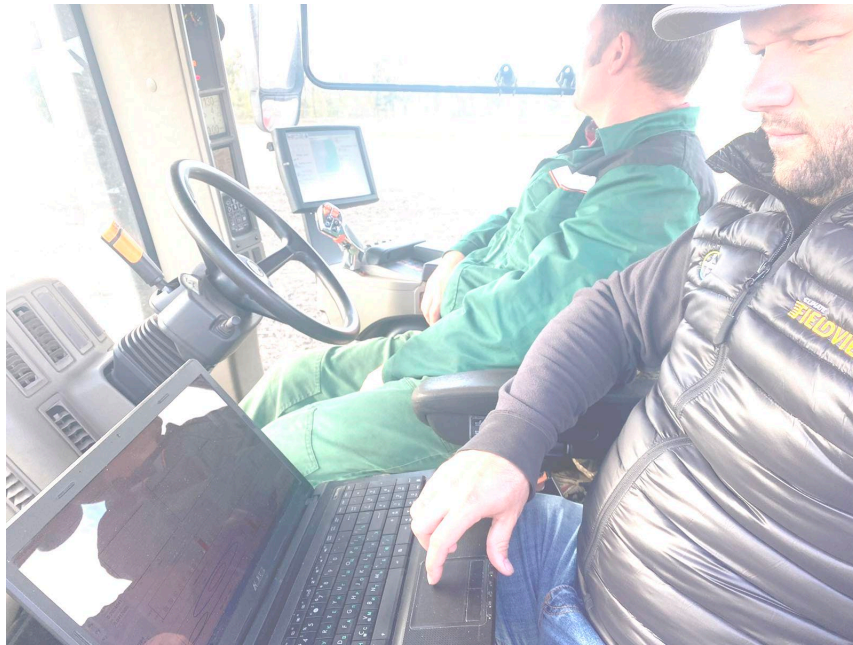


Рисунок 3.22 – Проведення дослідів з використанням ПЗ «Vehicle dynamics»

Дійсна траєкторія руху МТА представляє криву, яка відхиляється від напрямку руху (курсу), який задає автоматична система управління. Ступінь відхилення буде характеризувати додаткові витрати енергії на рух, тобто збільшення пройденого шляху агрегатом та зменшення фактичної ширини захвату через необхідність збільшення перекриття сусідніх смуг обробки. Якщо представити плоско-паралельний рух агрегату у координатах Y (поперечне відхилення від курсу) та X лінійне переміщення, яке співпадає з напрямком руху, то траєкторію руху задану в явному вигляді можна розглядати як сумарну криву елементарних відрізків рис. 3. 23.

Найменші витрати енергії на виконання роботи по переміщенню агрегату будуть при прямолінійному рівномірному русі, це буде оптимальна траєкторія, до якої необхідно спрямувати агрегат за рахунок коригуючих впливів системи управління. У реальних умовах досягти такого неможливо через недосконалість систем управління і їх технічні обмеження, тому раціональним є забезпечити мінімальне значення параметру $y(t) \rightarrow \min$ при постійному $x(t) \rightarrow const$.

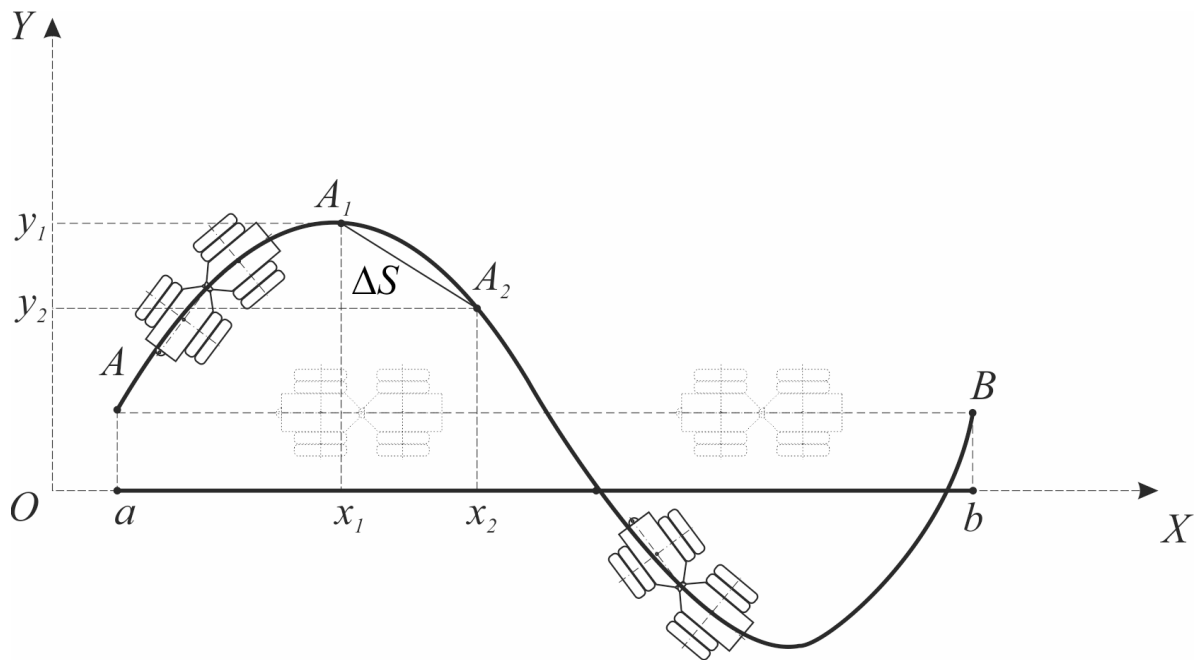


Рисунок 3.23 – Траєкторія руху агрегату: X – напрямок руху; Y – поперечне відхилення від курсу; ab – задана траєкторія; AB – дійсна траєкторія; ΔS – елементарний пройдений шлях

У випадку експериментальних досліджень траєкторія руху буде задаватися у параметричній формі $x = x(t)$, $y = y(t)$, довжина кривої пройденого шляху, яка формується при змінах параметру в межах $t_0 \leq t \leq t_n$ визначається по формулі:

$$S = \int_{t_0}^{t_n} \sqrt{(x'_i(t))^2 + (y'_i(t))^2} dt, \quad (3.13)$$

де t – час, що визначає пройдений шлях.

Елементарний пройдений шлях в точці ΔS_i визначався за швидкістю руху v (фіксується бортовими системами) та проміжком часу $\Delta t = t_2 - t_1$:

$$\Delta S_i = v \cdot \Delta t. \quad (3.14)$$

Причому дійсному пройденому шляху буде відповідати переміщення агрегату на відстань $\Delta x = x_2 - x_1$, а відхилення від заданої траєкторії $\Delta y = y_2 - y_1$.

Прямолінійна траєкторія руху задавалася для відрізка ab довжиною 100 метрів за допомогою багатофункціонального далекоміру з лазерною указкою, а при проведенні замірів між кінцевими точками було натягнуто шпагат. Крок проведення замірів був визначений 1 м, тобто значення Δx було постійним (рис. 3.24).



а)



б)

Рисунок 3.24 – Дослідження відхилень ґрунтообробного агрегату від завданої траєкторії при різних частотах та методах управління: а – ручне управління, частота 0,65 Гц; б – автоматичне управління, частота 3 Гц.

За результатами вимірювання відхилення агрегату від прямолінійного напрямку руху при визначеній швидкості руху встановлюється траєкторія руху центру мас ґрунтообробного знаряддя при різних частотах керуючого впливу. Для кожної частоти управління, вимірювання проводяться на ділянці 100 м та повторюються п'ять раз. Отримані результати оброблюються статистичними методами та співставляються з результатами моделювання для висновків щодо адекватності математичної моделі.

Висновки за розділом 3

1. Проведено підготовчий етап досліджень, де визначено: середнє значення сили опору дискової борони $F_{x(im)} = 40,34$ кН та діапазон її коливання $F_{x(im) \min} = 35,39$ кН, а $F_{x(im) \max} = 45,22$ кН; отримано рівняння, що описує характер залежності частоти керуючих впливів від експлуатаційних налаштувань системи автоматичного управління; визначені характеристики агрофону у поверхневих шарах ґрунту та на глибині обробки.

2. Обґрунтовано використання діагностичного комплексу моніторингу динамічних параметрів тягового-транспортних засобів, програмне забезпечення якого вдосконалено для проведення дослідження плоско-паралельного руху за рахунок спрощення методики визначення кутів відхилення елементів агрегату при виконанні ґрунтообробної операції.

3. Визначення витрати палива запропоновано проводити з використанням бортових систем трактора, які дозволяють отримати цю інформацію безпосередньо по CAN-шині від блоку управління двигуна. Далі з використанням телематичної системи AFS Connect формується звіт у форматі Microsoft Excel, що полегшує подальшу обробку і використання даних.

4. Визначено, що частоти керуючих впливів вищі за 3 Гц неможливо реалізувати через конструктивні та програмні обмеження системи автоматичного управління AFS. У відповідності до порядку проведення експерименту, дослідження плоско-паралельного руху проводяться при частотах керуючих впливів 0,65 Гц, 2 Гц, 3 Гц для можливості співставлення результатів імітаційного моделювання та польових експериментів. При цьому на частоті 0,65 Гц досліджується автоматичний та ручний методи управління.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Дослідження руху ґрунтообробного агрегату за різних частот керуючих впливів

Результати другого етапу польових досліджень ґрунтообробного агрегату трактор Case IH Steiger 600 при агрегуванні з дисковою бороною Wishek 812N підтверджують основні результати моделювання, отримані в другому розділі. Експериментально встановлено чітку залежність між частотою керуючого впливу та величиною відхилення ґрунтообробного агрегату від прямолінійного руху, при цьому амплітуда керуючого впливу, який здійснюється зміною кута повороту першої напіврами трактора γ_1 , зменшується пропорційно збільшенню частоти.

4.1.1 Визначення кутів повороту елементів ґрунтообробного агрегату з використанням діагностичного комплексу моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів

Для визначення кута повороту першої напіврами трактора γ_1 в даній роботі використано діагностичний комплекс моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів, зокрема, датчики прискорення, які були встановлені на всі елементи ґрунтообробного агрегату у відповідності до схеми, наведеної у третьому розділі рис. 3.15. Завдяки визначенню, компонент прискорення точок встановлення датчиків (контрольних точок) та подальшому визначенню прискорення центру мас елементів ґрунтообробного агрегату при відомій постійній часу (час заміру прискорення $\Delta t = 0,0254$ с), за отриманим вектором швидкості, можна визначити кут повороту обраного елемента ґрунтообробного агрегату. Оскільки при моделюванні частота керуючого

впливу задавалася зміною кута повороту першої напіврами трактора γ_1 , то співставлення відповідних теоретичного та дійсного кутів дозволять чітко визначити відповідність керуючих впливів при моделюванні та експериментальному дослідженні. Зміна кута повороту першої напіврами трактора при різних частотах керуючого впливу наведена на рис. 4.1 – 4.4.

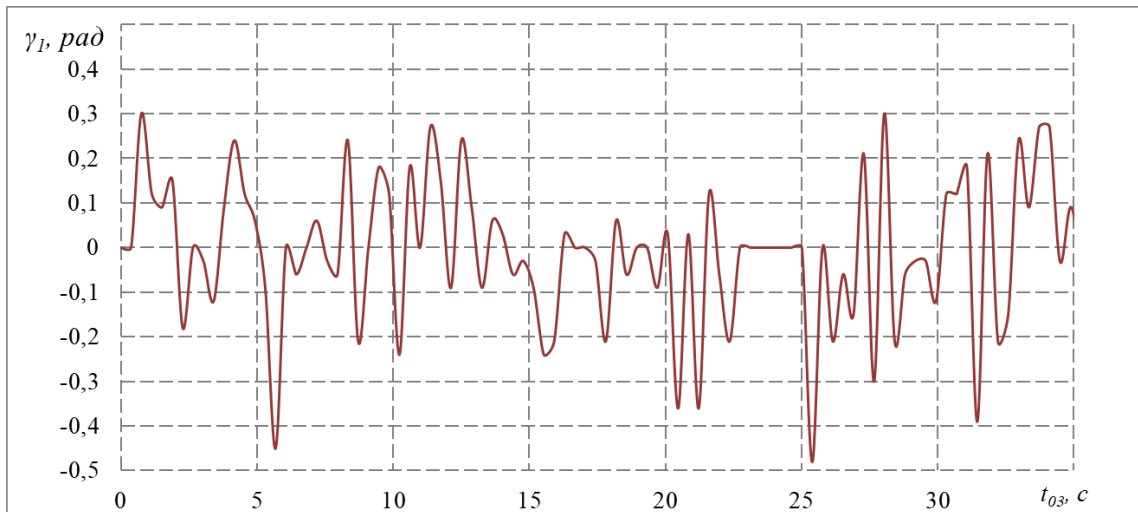


Рисунок 4.1 – Зміна кута повороту першої напіврами трактора при частоті керуючого впливу 0,65 Гц (ручне управління оператором)

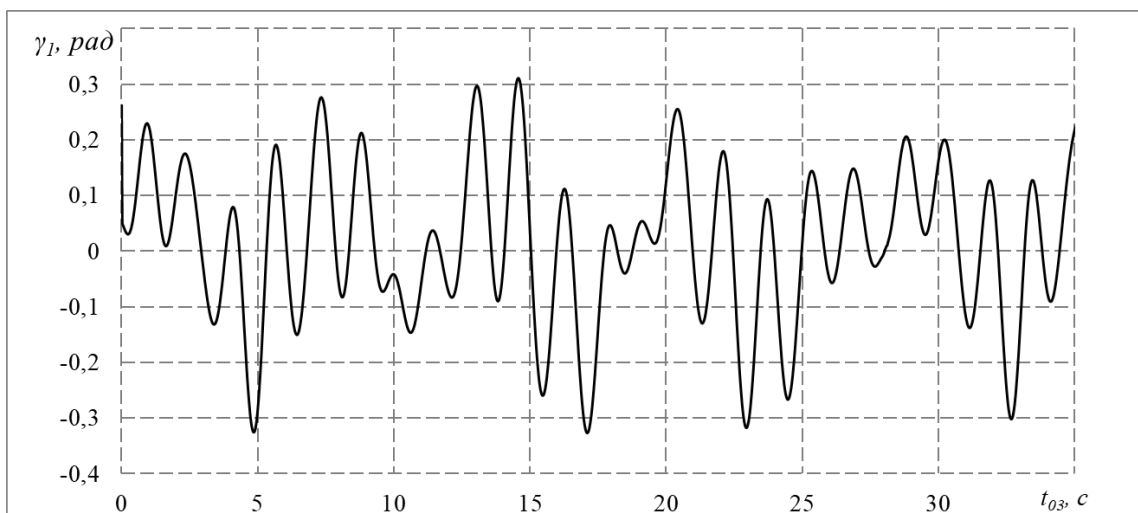


Рисунок 4.2 – Зміна кута повороту першої напіврами трактора при частоті керуючого впливу 0,65 Гц (автоматичне управління системою AFS)

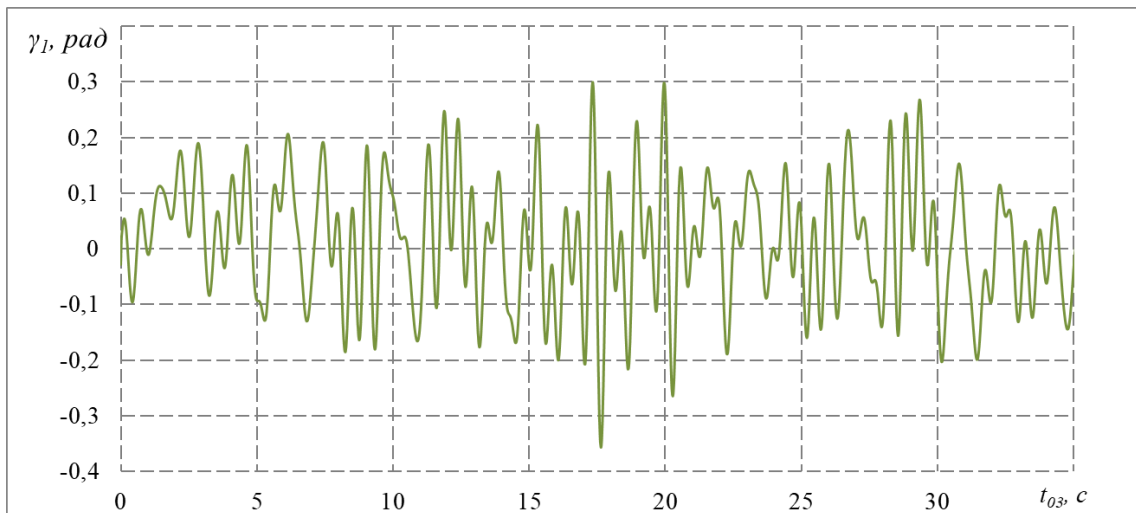


Рисунок 4.3 – Зміна кута повороту першої напіврами трактора при частоті керуючого впливу 2 Гц (автоматичне управління системою AFS)

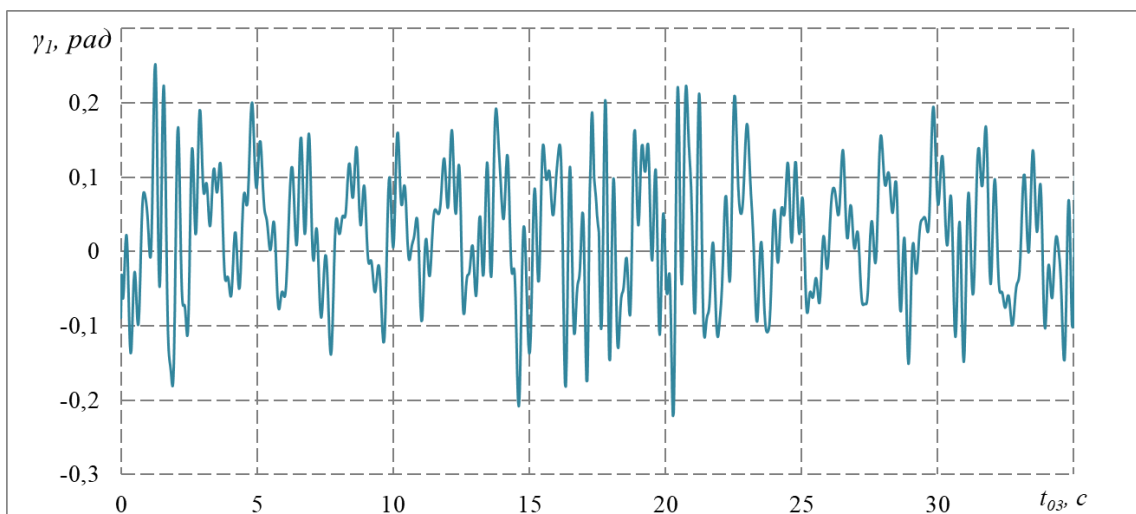


Рисунок 4.4 – Зміна кута повороту першої напіврами трактора при частоті керуючого впливу 3 Гц (автоматичне управління системою AFS)

Ручне управління без використання системи AFS показує найбільшу амплітуду зміни кута першої напіврами та використовується як базова характеристика для можливості порівняння з іншими дослідженнями. При цьому режимі управління, амплітуда кута повороту доходить до 0,45 рад, а частота не має чіткого екстремуму, оскільки при спектральному аналізі

формується кілька піків, що показує наявність різних частот управління. Така особливість є типовою для ручного режиму, оскільки значний вплив має людський фактор (швидкість реакції, кваліфікація, уважність, втома тощо). В імітаційному моделюванні у другому розділі людський чинник не враховувався, тому наявна суттєва розбіжність між результатами.

При використанні автоматичної системи управління (рис. 4.2), характер коливального процесу зміни кута повороту стає більш прогнозованим та набуває вигляд, наближений до синусоїдального, звичайно, з врахуванням стохастичних факторів руху, що викликають випадкові збурення, на які система автоматичного управління реагує зміною амплітуди керуючого впливу. Співставлення амплітуди при моделюванні (0,32 рад) та експерименті (0,305 рад) показують менші значення реального кута, оскільки система автоматичного управління відповідає на збурюючі чинники та визначає амплітуду для їх компенсації. Зі збільшенням частоти керуючого впливу відповідність амплітуд при моделюванні та експерименті (рис. 4.3, 4.4) підвищується, проте характер зміни реального кута не відповідає синусоїдальному закону через наявність стохастичних чинників, які не були враховані при моделюванні. Спектральний аналіз коливальних процесів зміни кута першої піврами трактора при використанні автоматичної системи управління показує формування чітких піків на відповідних частотах 0,65 Гц, 2 Гц, 3 Гц, що підтверджує можливість зміни частоти управління експлуатаційними налаштуваннями системи.

Як показали дослідження потенційних можливостей системи автоматичного управління AFS, подальше підвищення частоти керуючого впливу неможливе, тому результати імітаційного моделювання для вищих частот співставляються на базі прогнозу результатів при статистичній обробці експериментальних результатів.

Аналіз отриманих результатів дозволяє підтвердити результати імітаційного моделювання, оскільки наявна чітка тенденція до зменшення амплітуди кутів повороту першої напіврами трактора при збільшенні частоти керуючого впливу. В реальній роботі, на відміну від імітаційного моделювання, амплітуда кутів повороту постійно адаптується до зовнішніх чинників та має максимальні значення, які можна порівняти з моделюванням. При цьому середнє значення є меншим, ніж при моделюванні, що може показувати неточність роботи системи або менші збурюючі чинники, що потребує подальшого аналізу при дослідженні реальної траєкторії руху ґрунтообробного знаряддя. Кути відхилення ґрунтообробного знаряддя та дійсну траєкторію руху доцільніше визначити за реальною траєкторією руху у відповідності до методики рис. 3.22.

4.1.2 Дослідження впливу частоти керуючих впливів системи управління трактором на траєкторії руху центру мас ґрунтообробного знаряддя

Реальна траєкторія руху центру мас ґрунтообробного знаряддя завжди буде відхилятися від завданого напрямку руху через наявність внутрішніх та зовнішніх збурюючих чинників, які комплексно ведуть до формування сил, що відхиляють його від прямолінійного напрямку руху і вимагають постійної адаптації системи управління трактором для відновлення завданого напрямку руху. Величини відхилення центру мас ґрунтообробного знаряддя та відповідні кути повороту можна визначити на базі реальної траєкторії руху, отриманої при експериментальному дослідженні. У відповідності до методики, наведеної у третьому розділі: був заданий прямолінійний напрямок руху; обрана модель управління (ручна або автоматична); задана частота керуючого впливу (0,65 Гц, 2 Гц, 3 Гц). Для кожної частоти управління вимірювання проводились на п'яти різних ділянках по 100 м. Середнє значення отриманого відхилення співставлялося з результатами імітаційного моделювання у другому розділі.

Переміщення центру мас зняряддя при різних частотах керуючого впливу представлені на рис 4.5 – 4.8.

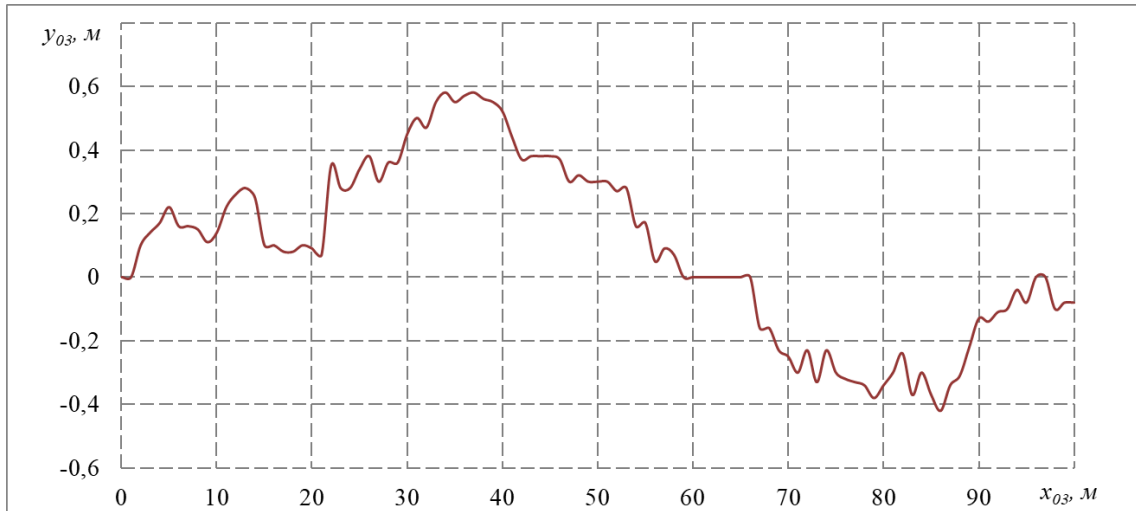


Рисунок 4.5 – Переміщення центру мас зняряддя при частоті керуючого впливу 0,65 Гц (ручне управління оператором)

Ручне управління, як і в попередньому розділі, використовується як базова характеристика для можливості порівняння з іншими дослідженнями.

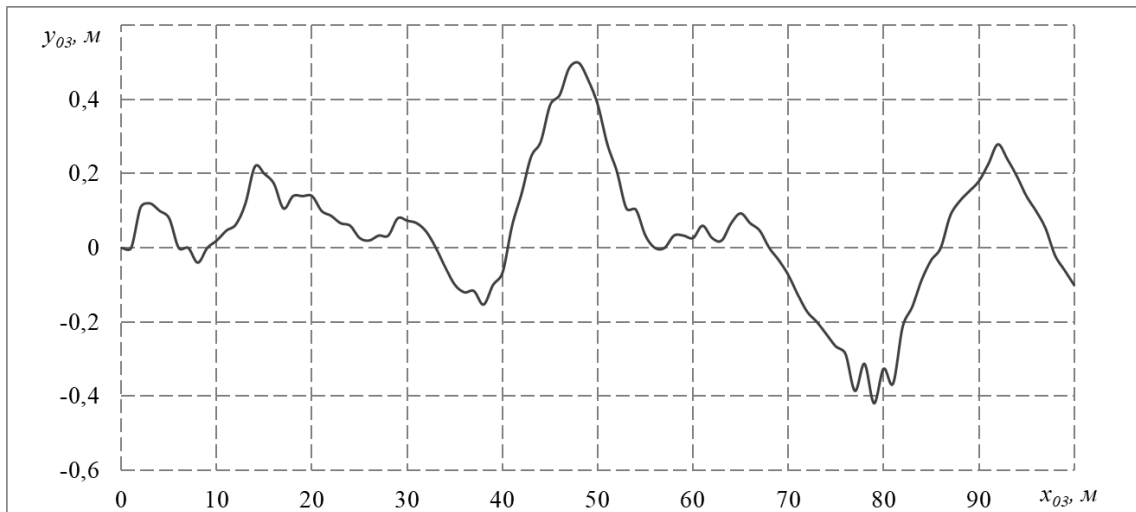


Рисунок 4.6 – Переміщення центру мас зняряддя при частоті керуючого впливу 0,65 Гц (автоматичне управління системою AFS)

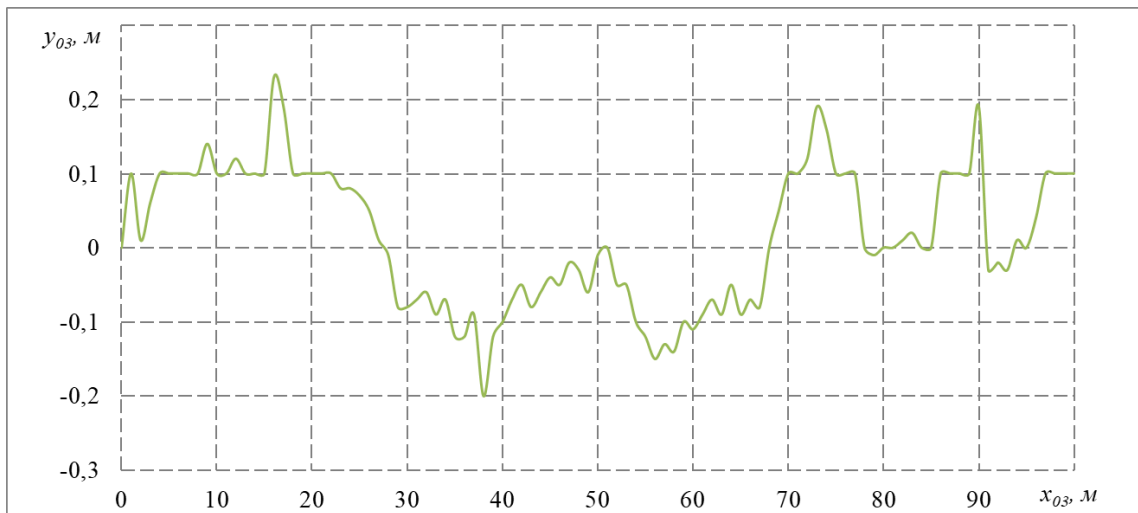


Рисунок 4.7 – Переміщення центру мас зняряддя при частоті керуючого впливу 2 Гц (автоматичне управління системою AFS)

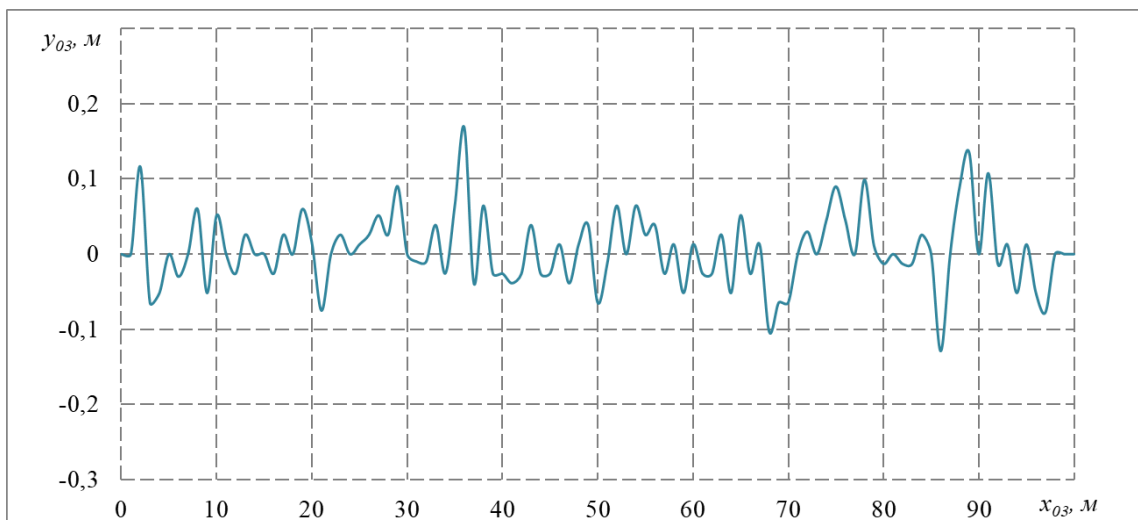


Рисунок 4.8 – Переміщення центру мас зняряддя при частоті керуючого впливу 3 Гц (автоматичне управління системою AFS)

Аналізуючи отримані результати, бачимо чітку тенденцію зменшення відхилень центру мас зняряддя зі збільшенням частоти керуючого впливу, так при частоті 0,65 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,52$ м, при 2 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,25$ м, а при 3 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,16$ м.

Статистичний аналіз п'яти серій досліджень наведених у табл. 4.1, визначені максимальне y_{03} , м та середньоквадратичне відхилення $\sigma_{y_{03}}$, м центру мас ґрунтообробного знаряддя від завданого напрямку руху.

Таблиця 4.1 – Результати дослідження переміщення центру мас сільськогосподарського знаряддя

№	Частота керуючого впливу, Гц			
	0,65 Гц (ручне)	0,65 Гц	2 Гц	3 Гц
	Максимальне відхилення y_{03} , м			
1	0,57658	0,51315	0,24478	0,18095
2	0,57184	0,55814	0,27145	0,17815
3	0,58227	0,49369	0,25395	0,15548
4	0,58031	0,51011	0,21457	0,18951
5	0,61182	0,54369	0,25015	0,13951
\bar{y}_{03}	0,58456	0,523756	0,24698	0,16872
№	Середньоквадратичне відхилення $\sigma_{y_{03}}$, м			
1	0,28039	0,17312	0,09026	0,056078
2	0,27263	0,16937	0,07415	0,068327
3	0,27434	0,17574	0,08187	0,043792
4	0,27363	0,19963	0,07841	0,056407
5	0,26823	0,16982	0,08629	0,054451
$\bar{\sigma}_{y_{03}}$	0,27384	0,177536	0,0821937	0,055811

Отримані результати дозволяють стверджувати, що збільшення частоти керуючого впливу дозволяє мінімізувати відхилення центру мас ґрунтообробного знаряддя від заданої (прямолінійної) траєкторії руху.

Тобто тенденція, отримана при імітаційному моделюванні підтверджується. Проте, при порівнянні отриманих результатів похибка знаходиться у межах 8-12 %, та має менші значення при збільшенні частоти керуючого впливу. Відповідне потребує перевірки адекватності математичної моделі статистичними методами.

4.1.3 Дослідження тягово-економічних показників роботи ґрунтообробного агрегату при зміні частоти керуючого впливу системи управління

Оцінка ефективності роботи ґрунтообробного агрегату при адаптації трактора у систему точного землеробства, крім дослідження плоско-паралельного руху та визначення реальної траєкторії руху, потребує аналізу впливу частоти керуючого впливу на тягово-економічні показники агрегату.

Основними показниками, які визначають ефективність роботи агрегату є продуктивність, витрата палива та буксування рушіїв. Продуктивність формують дійсна швидкість руху та відхилення агрегату від прямолінійного напрямку руху, оскільки мінімізація відхилень дозволяє зменшити перекриття між смугами сусідніх проходів, і тим самим, фактично, збільшити ширину захвату ґрунтообробного знаряддя.

При роботі автоматичної системи управління (точного землеробства) витрачається певна кількість додаткового палива на підтримання роботи самої системи та на збільшення частоти керуючих впливів. Моніторинг буксування рушіїв дозволяє контролювати екологічний вплив на поверхневий шар ґрунту та уникнути режимів роботи, які ведуть до його надмірного руйнування.

Швидкість руху та буксування рушіїв визначалось за допомогою діагностичного комплексу моніторингу динамічних параметрів тягово-

транспортних засобів при зміні частоти керуючого впливу за методикою наведено у третьому розділ. Дійсна швидкість руху (рис. 4.9) визначалась при роботі трактора на сьомій передачі трансмісії та обертах двигуна $n \approx 1800$ об/хв. За результатами досліджень можна стверджувати, що зміна частоти керуючого впливу системи управління трактором суттєво не вплинула на середнє зазначення швидкості $V = 9,3$ км/год (2,58 м/с). Розмах коливань швидкості знаходиться межах 1-1,5 %, та зменшується пропорційно збільшенню частоти керуючого впливу, проте таке зменшення знаходиться у межах статистичної похибки і не має суттєвого впливу на продуктивність.

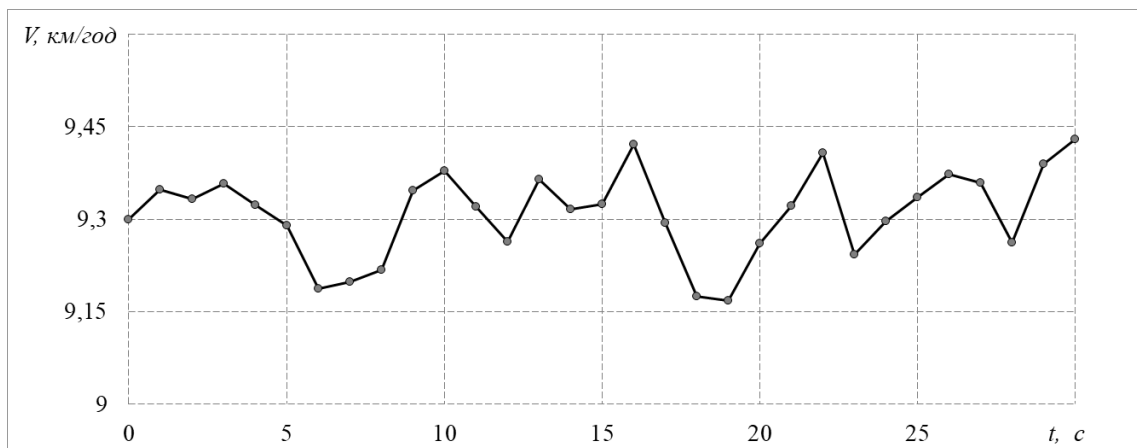


Рисунок 4.9 – Робоча швидкість ґрунтообробного агрегату при частоті керуючого впливу 2 Гц (автоматичне управління системою AFS)

На коливання швидкості суттєво впливають динамічні фактори руху та можливість двигуна трактора адаптуватися до зовнішніх збурюючих чинників. При серії досліджень взаємозв'язку між способом управління (частотою керуючого впливу) та коливаннями швидкості виявлено не було.

Буксування рушіїв визначалося з рівняння:

$$\delta = \frac{V_m - V_d}{V_m} \cdot 100\%, \quad (4.1)$$

де V_d – дійсна (робоча) швидкість руху ґрунтообробного агрегату, км/год;
 V_m – теоретична (розрахункова) швидкість, що визначається за обертами
 двигуна або рушія, км/год.

Результати розрахунків буксування рушіїв трактора Case IH Steiger 600
 наведені на рис. 4.10.

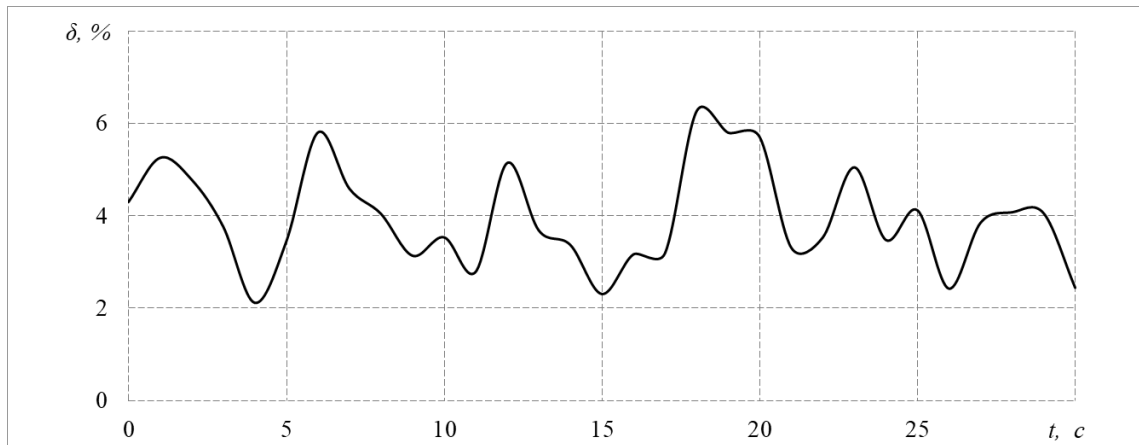


Рисунок 4.10 – Буксування рушіїв трактора Case IH Steiger 600 при виконанні
 ґрунтообробної технологічної операції

Буксування рушіїв знаходиться в межах від 2,11 % до 6,27 %, середнє
 значення становить 4 %. Серія досліджень при різних частотах керуючого
 впливу, як і для швидкості, не показали наявності залежності між цими
 параметрами.

Буксування у $\delta = 4$ % відсотки, навіть із врахуванням максимального
 значення $\delta_{\max} = 6,27$ %, для Case IH Steiger 600 з позиції екологічного впливу на
 поверхневий шар ґрунту є допустимим, оскільки максимальне буксування для
 тракторів відповідного тягового класу повинно бути $\delta \leq 10$ %.

Витрата палива визначалась для ручного режиму та автоматичного
 режиму управління, рис. 4.10. Середні показники витрати палива для ручного
 режиму $G_t = 91,035$ л/год (суцільна крива, рис. 4.11), а для автоматичного
 управління $G_t = 92,914$ л/год (пунктирна крива, рис. 4.11). При використанні

автоматичної системи управління AFS годинна витрата палива збільшилась на 2 % ($\Delta G_t = 1,88$ л/год). Відповідне збільшення відбувається на всіх серіях досліджень з використанням автоматичної системи управління, що дозволяє констатувати – на роботу системи AFS витрачається приблизно 2 % годинної витрати палива, тобто 1,8 – 2 л/год.

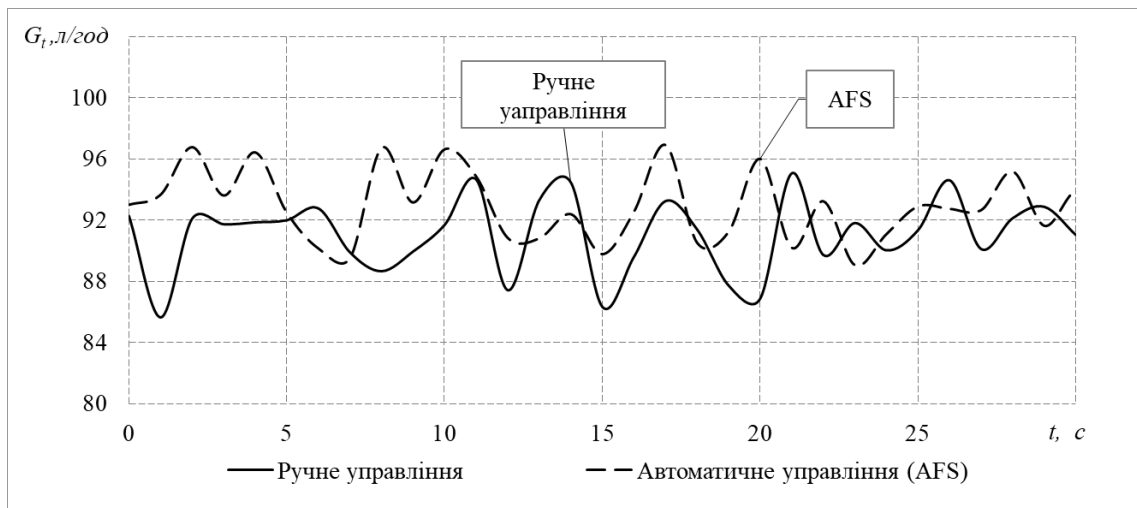


Рисунок 4.11 – Витрата палива трактора Case IH Steiger 600 при виконанні ґрунтообробної технологічної операції: ручний режим (суцільна крива), автоматичного управління (пунктирна крива)

Визначення економічних показників роботи агрегату проведено для чотирьох різних способів управління (ручний, автоматичний при частоті керуючого впливу 0,67 Гц, 2 Гц, 3 Гц).

Результати розрахунків наведені в табл. 4.2. Найменша експлуатаційна продуктивність 5,34 га/год відповідає ручному способу управління через суттєво меншу дійсну ширину захвату (більші перекриття). При використанні автоматичної системи управління, продуктивність поступово збільшується пропорційно збільшенню частоти управління. У порівнянні з ручним способом управління, експлуатаційна продуктивність при частоті керуючого впливу автоматичної системи 3 Гц збільшилась на 8,39 % та дорівнює 5,79 га/год.

Таблиця 4.2 – Результати визначення економічних показників роботи агрегату для чотирьох різних способів управління

Найменування показника	Спосіб управління			
	Ручний	Автоматична система управління AFS		
Частота керуючого впливу, Гц	0,67	0,67	2	3
Робоча швидкість руху, км/год	9,3			
Конструктивна ширина захвату знаряддя, м	7,86 м (25'9")			
Відхилення від завданої траєкторії, м	0,585	0,524	0,247	0,168
Дійсна ширина захвату знаряддя, м	7,275	7,336	7,613	7,691
Годинна витрата палива, л/год	91,035	92,914	92,914	92,914
Продуктивність, га/год:				
За основний час роботи	6,77	6,82	7,08	7,15
Експлуатаційна	5,34	5,44	5,70	5,79
Погектарна витрата палива, л/га	17,03	17,09	16,26	16,04

Погектарна витрата палива, на відміну від продуктивності, змінюється не лінійно, і, спочатку збільшується при ввімкненні автоматичної системи до 17,09 л/га, що пояснюється додатковою витратою палива на роботу самої системи. При подальшому підвищенні частоти керуючого впливу витрата палива зменшується до 16,04 л/га (3 Гц), що показує покращення паливної ефективності на 5,84 %. Отримані результати дозволяють стверджувати, що ефективність використання автоматичної системи управління AFS залежить від коректної адаптації її експлуатаційних налаштувань до конкретних умов роботи на полі. Так, зниження частоти керуючого впливу до 0,67 (AFS) при збільшенні

показників експлуатаційної продуктивності, веде до погіршення паливних показників агрегату, у порівнянні з ручним способом управління, і потребує корегування експлуатаційних налаштувань системи у бік збільшення частоти керуючого впливу. Експериментальні дослідження і розрахунки економічних показників роботи агрегату підтверджують результати теоретичного моделювання та дозволяють констатувати, що для даного агрегату доцільно встановити максимальну частоту коригуючого впливу 3 Гц.

4.2 Перевірка адекватності імітаційного моделювання та результатів експериментального дослідження плоско-паралельного руху ґрунтообробного агрегату

Представлена у другому розділі модель плоско-паралельного руху ґрунтообробного агрегату дозволяє отримати результати імітаційного моделювання руху трактора Case IH Steiger 600 при агрегуванні з дисковою бороною Wishek 812N. При розрахунках отриманий теоретичний опис зміни кутів повороту елементів агрегату та траєкторії руху центру мас сільськогосподарського знаряддя, що необхідно для визначення величини відхилення дійсної траєкторії від завданого прямолінійного напрямку руху. З врахуванням припущень математичної моделі, які необхідні для спрощення загальної моделі та можливості її реалізації чисельний методом, дійсні величини кутів повороту та траєкторія руху центру мас мають певні відхилення від теоретичних значень. Підтвердження адекватності математичної моделі можливо тільки експериментально. При проведенні п'яти серій експериментальних досліджень отримані кути повороту першої піврами трактора та траєкторія руху центру мас сільськогосподарського знаряддя. Оскільки, кути повороту, в моделюванні задаються синусоїдальним законом з певною частотою та амплітудою (виконано методом підбору), а при

експериментальних дослідженнях автоматичною системою управління, то співпадіння їх частот закладено в постановці експерименту. Тому, адекватність математичної моделі доцільно перевірити при порівнянні відхилень центру мас знаряддя від ідеальної прямолінійної траєкторії. Для цього представимо результати моделювання та експериментів у графічному вигляді рис. 4.12.

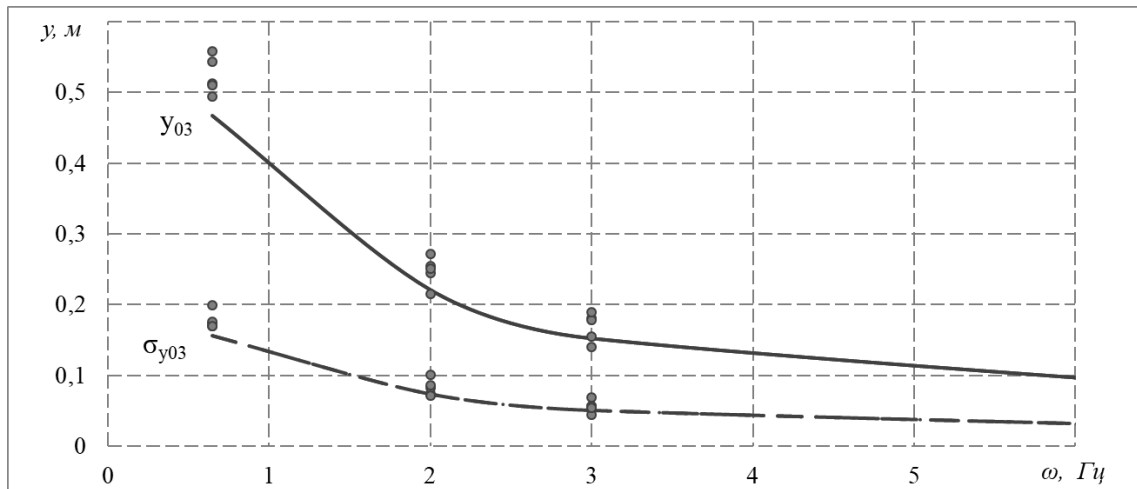


Рисунок 4.12 – Залежність зміни відхилення центру мас ґрунтообробного знаряддя від частоти керуючого впливу системи управління рухом за результатами моделювання та експерименту

Оскільки за результатами першого етапу досліджень (3 розділ) виявлено, що автоматична система управління AFS, що встановлена на трактор Case IH Steiger 600, має обмеження по частоті керуючого впливу 3 Гц. Адекватність математичної моделі можна перевірити на частоті від 0,67 Гц до 3 Гц. На більш високих частотах керуючого впливу співставлення результатів можливе лише на підставі прогнозу отриманих експериментальних даних.

Для перевірки адекватності проведемо розрахунки, табл. 4.3:

$$\text{Середня похибка, } \varepsilon_m, \% \quad \varepsilon_m = \frac{1}{n} \sum \frac{|y_{03m} - y_{03exp}|}{y_{03m}} \cdot 100\%; \quad (4.1)$$

$$\text{Максимальна похибка } \varepsilon_{\max}, \% \quad \varepsilon_{\max} = \max \left(\frac{|y_{03m} - y_{03exp}|}{y_{03m}} \cdot 100\% \right); \quad (4.2)$$

Таблиця 4.3 – Розрахункова таблиця для перевірки адекватності моделі імітаційного моделювання відхилення центру мас ґрунтообробного агрегату

№	Частота керуючого впливу, Гц	Відхилення центру мас імітаційне модел. y_{03m}, M	Відхилення центру мас експ. y_{03exp}, M	Похибка, $\varepsilon, \%$
1	0,67	0,467639	0,51315	8,9%
2			0,55814	16,2%
3			0,49369	5,3%
4			0,51011	8,3%
5			0,54369	14,0%
6	2	0,221351	0,24478	9,6%
7			0,27145	18,5%
8			0,25395	12,8%
9			0,21457	3,2%
10			0,25015	11,5%
11	3	0,152449	0,18095	15,8%
12			0,17815	14,4%
13			0,15548	1,9%
14			0,18951	19,6%
15			0,13951	9,3%
Середня похибка, $\varepsilon_m, \%$				11,3%
Максимальна похибка $\varepsilon_{\max}, \%$				19,6%

Перевірку значимості проведемо з використанням критерію Фішера F :

$$F = \frac{\sum (y_{i03m} - \bar{y}_{i03m})^2}{m} \cdot \frac{n - m - 1}{\sum (y_{i03exp} - y_{i03m})^2}. \quad (4.3)$$

За результатами порівняння розрахункового значення критерію F з табличним $F_{кр} = 3,81$, можна констатувати, що імітаційна модель є статистично значима на рівні значимості 0,05. Середня похибка моделювання ε_m становить 11,3 %, а максимальна $\varepsilon_{max} = 19,6$ %. Проведемо розрахунки адекватності для середньо квадратичного відхилення (табл. 4.4).

Таблиця 4.4 – Розрахункова таблиця для перевірки адекватності моделі імітаційного моделювання відхилення центру мас ґрунтообробного агрегату

№	Частота керуючого впливу, Гц	Відхилення центру мас імітаційне моделюв. y_{03}, M	Відхилення центру мас експ. y_{03}, M	Похибка, $\varepsilon, \%$
1	0,67	0,15588	0,17312	10,0%
2			0,16937	8,0%
3			0,17574	11,3%
4			0,19963	21,9%
5			0,16982	8,2%
6	2	0,07378	0,09026	26,4%
7			0,07415	0,5%
8			0,08187	9,9%
9			0,07841	3,3%
10			0,08629	14,5%
11	3	0,050816	0,05608	9,4%
12			0,06833	25,6%
13			0,04379	16,0%
14			0,05641	9,9%
15			0,05445	6,7%
Середня похибка, $\varepsilon_m, \%$				11,7%
Максимальна похибка $\varepsilon_{max}, \%$				25,6%

Для середньоквадратичного відхилення модель також є статистично значима на рівні значимості 0,05. Середня похибка моделювання ε_m становить 11,7 %, а максимальна $\varepsilon_{max} = 25,6$ %.

Як у випадку максимального відхилення, так і у випадку використання середньоквадратичного відхилення, математична модель є адекватною, а середні значення похибок для серії з п'яти експериментів знаходяться у межах 12 %, що для моделі, яка описує динаміку руху, є високі показники.

Проте, наявні окремі дослідження, для яких похибка доходить до 19 – 26 %, але ці дослідження за своїми результатами суттєво відрізняються не тільки від моделювання, а і від середнього експериментального показника. Наявність таких результатів пояснюється неоднорідністю ділянок поля, де проводилися вимірювання, через різні показники твердості, вологості ґрунту тощо.

Загалом можна констатувати, що математична модель є адекватною, з достатнім, для даного дослідження, наближенням описує параметри плоско-паралельного руху ґрунтообробного агрегату та дозволяє визначити взаємозв'язки між величиною відхилення знаряддя від завданої траєкторії руху при різних частотах керуючих впливів.

Як зазначалося вище, порівняти результати моделювання на частоті понад 3 Гц неможливе через технічні обмеження системи автоматичного управління AFS. Для максимальних відхилень знаряддя, отриманих експериментальним шляхом (рис. 4.12), використаємо степеневу регресійну модель для апроксимації отриманих даних (рис. 4.13, червона лінія). Коефіцієнт детермінації має значення $R^2 = 0,9939$, що показує високу точність регресійної моделі. Використовуючи інструменти Microsoft Excel, побудуємо прогноз відхилень ґрунтообробного знаряддя при збільшенні частоти керуючих впливів до 10 Гц.

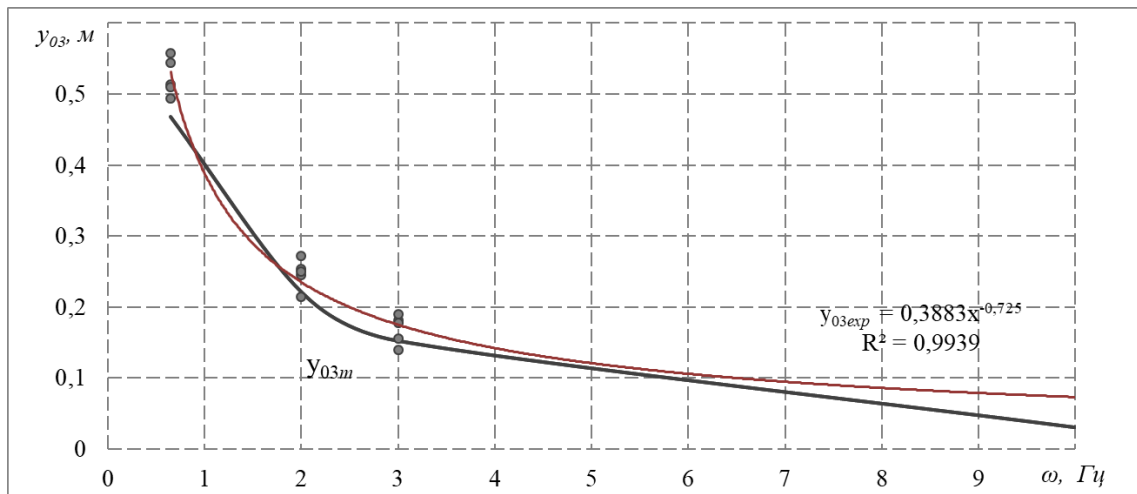


Рисунок 4.13 – Прогноз зміни відхилення центру мас ґрунтообробного знаряддя від частоти керуючого впливу системи управління рухом

За результатами прогнозу тенденція до зменшення відхилень агрегату при збільшенні частоти керуючого впливу підтверджується. З огляду на раціональні значення перекриття сусідніх проходів 0,1 – 0,2 м, яке визначене у другому розділі, математична модель з високим ступенем наближення описує взаємозв'язки між частотою керуючих впливів та відхиленнями агрегату у рекомендованому діапазоні від 2,1 Гц до 6 Гц.

На підставі проведеного дослідження, рекомендовано при роботі ґрунтообробного агрегату максимально, з огляду на технічні можливості, підвищувати частоту керуючого впливу (у випадку системи AFS це експлуатаційне налаштування чутливості (жорсткості) 150%, що відповідає частоті 3 Гц). Необхідність подальшого збільшення частотного діапазону керуючих впливів, яке виявлене даним дослідженням, є підставою для виробників автоматичних систем управління (автопілотів) підвищити частоту керуючих впливів до 5 – 6 Гц. Відповідне підвищення повністю забезпечить вимоги адаптації тракторів у системи точного землеробства з позиції точності руху, оскільки розглядався один із найскладніших випадків руху (наявність

постійного збурення з боку знаряддя, що відхиляє агрегат від завданої траєкторії руху).

При подальшій розробці чи вдосконаленні систем автоматичного управління доцільним є підвищення максимальних показників цих систем щодо частоти керуючих впливів та оновлення даних щодо траєкторії руху. Для цього можна використовувати досвід застосування дублюючих систем, який апробовано у діагностичному комплексі моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів (розділ 3). Так, для підвищення частоти оновлення даних щодо траєкторії руху доцільно, як дублюючу систему, використовувати датчики прискорення, частота опитування яких понад 40 Гц. Іншою проблемою, що потребує вирішення, є скорочення часу прийняття рішень інтелектуальним блоком системи автоматичного управління. Для цього необхідно застосовувати нелінійні алгоритми, налаштовані на аналіз даних із дублюючих джерел.

Висновки за розділом 4

1. Результати експериментальних досліджень трактора Case IH Steiger 600 при агрегуванні з дисковою бороною Wishek 812N підтверджують основні результати моделювання, отримані в другому розділі. При експерименті визначена чітка залежність між частотою керуючого впливу та величиною відхилення ґрунтообробного агрегату від завданої траєкторії руху, при цьому амплітуда керуючого впливу зменшується пропорційно збільшенню частоти.

2. Визначені величини відхилення центру мас ґрунтообробного знаряддя при різних моделях управління та частотах керуючого впливу. Встановлено чітку тенденцію зменшення відхилень центру мас знаряддя зі збільшенням частоти керуючого впливу, так при частоті 0,65 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,52$ м, при 2 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,25$ м, а при 3 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,16$ м.

3. Визначений вплив способу управління та зміни частоти керуючого впливу системи управління на тягово-економічні показники роботи ґрунтообробного агрегату. Частота керуючого впливу системи управління суттєво не впливає на середнє зазначення швидкості $V = 9,3$ км/год (коливання в межах 1-1,5 %) та буксування $\delta = 4$ %. Продуктивність роботи, у порівнянні з ручним способом управління, збільшується на 8,39 % до 5,79 га/год при частоті 3 Гц. Погектарна витрата палива, на відміну від продуктивності, змінюється не лінійно, і, спочатку збільшується при ввімкненні автоматичної системи до 17,09 л/га, що пояснюється додатковою витратою палива на роботу самої системи, а в подальшому, при підвищенні частоти керуючого впливу, зменшується до 16,04 л/га (3 Гц) та показує покращення паливної ефективності на 5,84 %.

4. Результати перевірки адекватності математичної моделі дозволяють констатувати, що модель є адекватною на рівні значимості 5 %, з достатнім, для даного дослідження, наближенням описує параметри плоско-паралельного руху ґрунтообробного агрегату та дозволяє визначити взаємозв'язки між величиною відхилення знаряддя від завданої траєкторії руху при різних частотах керуючих впливів. Середня похибка моделювання ε_m становить 11,3 %, а максимальна $\varepsilon_{max} = 19,6$ %.

5. На підставі проведеного дослідження рекомендовано при роботі трактора Case IH Steiger 600 при агрегуванні з дисковою бороною Wishek 812N підвищити частоту керуючого впливу до 3 Гц (у випадку системи AFS - це експлуатаційне налаштування чутливості (жорсткості) 150). Виявлена необхідність подальшого збільшення частотного діапазону керуючих впливів при розробці чи вдосконаленні систем автоматичного управління (автопілотів) до 5 – 6 Гц, яку рекомендовано реалізувати з використанням дублюючих систем, що апробовано у діагностичному комплексі моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертації наведено вирішення наукового завдання підвищення продуктивності і покращення енергозбереження трактора при його технологічній адаптації в систему точного землеробства шляхом обґрунтування раціональних характеристик алгоритмів системи автоматичного управління.

Проведене дослідження дозволяє сформулювати наступні висновки:

1. Проведеним аналізом відомих наукових досліджень встановлені напрямки покращення енергозбереження тракторів у процесі їх інтеграції в систему точного землеробства. Досягнення високоточного руху є однією з основних передумов ефективного впровадження ресурсозберігаючих технологій у сільськогосподарське виробництво, для цього в проаналізованих роботах запропоновано підвищення швидкості циклу управління, проте не має чітких рекомендацій щодо раціональних меж такого підвищення, оскільки як недостатня, так і надмірна швидкість призводять до погіршення точності руху і можливості виникнення автоколивань. Вирішення науково-технічного завдання з підвищення продуктивності і покращення енергозбереження трактора потребує обґрунтування раціональних характеристик системи автоматичного управління, що забезпечують відповідну динаміку та точність руху.

2. Розроблено математичну модель плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату при виконанні енергоємної операції – дискування, в якій враховано динаміку зміни тягового опору сільськогосподарського знаряддя та нелінійності зміни пружної характеристики сільськогосподарської тракторної шини. При її вирішенні чисельним методом встановлені переміщення та кути складових елементів машинно-тракторного агрегату з урахуванням керуючого впливу кута першої напіврами колісного трактора з частотою 0,65; 2, 3 та 10 Гц. Визначено, що досягнення стійкого руху машинно-тракторного агрегату Case IH Steiger 600 з дисковою бороною відбувається при частоті 0,65 Гц та

амплітуді 0,32 рад; при частоті 2 Гц та амплітуді 0,27 рад; при частоті 3 Гц та амплітуді 0,237 рад; при частоті 10 Гц та амплітуді 0,16 рад.

3. За результатами моделювання плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату визначені взаємозв'язки між частотою керуючого впливу системи автоматичного управління та величиною відхилення сільськогосподарського знаряддя від завданої траєкторії руху, які дозволили визначити діапазон частот керуючого впливу 2,1 – 6 Гц, що забезпечує раціональне значення перекриття між сусідніми смугами обробки у 0,1 – 0,2 м.

4. Для перевірки результатів імітаційного моделювання та уточнення діапазону частот керуючого впливу автоматичної системи управління розроблено методику та обґрунтовано комплекс приладів для проведення експериментальної оцінки динамічних параметрів трактора, який адаптовано в систему точного землеробства, з використанням дублюючих і бортових систем. На підготовчому етапі досліджень встановлені обмеження системи автоматичного управління AFS трактора Case IH Steiger 600, які визначають верхню межу частоти керуючих впливів 3 Гц. Тому для можливості співставлення результатів імітаційного моделювання та польових досліджень встановлено наступні частоти керуючих впливів: 0,65 Гц, 2 Гц, 3 Гц. При цьому на частоті 0,65 Гц досліджується автоматичний та ручний способи управління.

5. Результати експериментальних досліджень динаміки руху трактора Case IH Steiger 600 при агрегуванні з дисковою бороною Wishek 812N підтверджують основні результати моделювання. При експерименті визначена чітка залежність між частотою керуючого впливу та величиною відхилення ґрунтообробного агрегату від завданої траєкторії руху, при цьому амплітуда керуючого впливу зменшується пропорційно збільшенню частоти. Визначені величини відхилення центру мас ґрунтообробного знаряддя при різних моделях управління та частотах керуючого впливу: при 0,65 Гц, відхилення $\Delta y_{03 \max} \approx 0,52$ м, при 2 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,25$ м, а при 3 Гц, $\Delta y_{03 \max} \approx 0,16$ м. Збільшення частоти

керуючого впливу дозволило підвищити продуктивність роботи на 8,39 % до 5,79 га/год, а погектарну витрату палива зменшити на 5,84 % до 16,04 л/га.

6. На підставі проведеного дослідження, рекомендовано при роботі трактора Case IH Steiger 600 при агрегуванні з дисковою бороною Wishek 812N підвищити частоту керуючого впливу до 3 Гц (у випадку системи AFS – це експлуатаційне налаштування чутливості (жорсткості) 150 %), відповідну рекомендацію впроваджено у приватне сільськогосподарське підприємство «СТОВ «Промінь». Виявлена необхідність подальшого збільшення частотного діапазону керуючих впливів при розробці чи вдосконаленні систем автоматичного управління (автопілотів) до 5 – 6 Гц, яку рекомендовано реалізувати з використанням дублюючих систем, що апробовано у діагностичному комплексі моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів. Результати роботи прийнято до використання у УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, СТОВ «Промінь» і впроваджено у навчальний процес Сумського національного аграрного університету.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Динаміка руху колісних тракторів : монографія / Б. І. Кальченко [та ін.] ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». Харків : Мірошниченко О. А., 2021. 320 с.
2. Артёмов М. П. До дослідження динаміки колісного сільськогосподарського машинно-тракторного агрегату. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2010. Вип. 40(1). С. 151–155.
3. Artiomov N., Anikeev A., Kaluzhniy A., Sirovitskiy K., Kolodiazhnyi I. Investigation of agricultural unit loads in non-established mode of motion when performing technological operations. *Engineering for rural development : 21st International Scientific Conference (Jelgava, 25–27 May 2022)*. Jelgava, 2022. P. 675–681. DOI: <https://doi.org/10.22616/ERDev.2022.21.TF216>.
4. Лебедев С. А. Технічний рівень тракторів сільськогосподарського призначення на ринку України. *Техніка і технології АПК*. 2014. № 11 (62). С. 13–16.
5. Методи контролю ергономічних показників тракторів на ринку України / А.Т. Лебедев та ін. *Вісник ХНТУСГ*. 2019. Вип. 198. С. 315–326. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtusg_2019_198_43
6. Nebraska Tractor Test Laboratory <https://tractortestlab.unl.edu/> (дата звернення: 28.05.2026).
7. Технологічна адаптація тракторів загального призначення до природних умов ґрунтообробки / С. Лебедев та ін. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2023. Вип. 33 (47). С. 58–67. DOI: [https://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2023-2-33\(47\)-5](https://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2023-2-33(47)-5).
8. Лебедев А. Т., Шуляк М. Л., Рапута В. В. Сучасні проблеми енергозбереження тракторів загального призначення. *Вісник НТУ «ХП»*.

- Серія: Автомобіле- та тракторобудування. 2022. № 1. С. 107–114. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.1>.
9. Глибокородзпущувач PINOCCHIO : офіційний сайт / Maschio Gaspardo. URL: https://www.maschiogaspardo.com/uk_uk/pinocchio.html (дата звернення: 27.05.2026)
 10. Трактори серії Magnum : [Електронний ресурс] / Case IH Ukraine. URL: <https://www.caseih.com/uk-ua/ukraine/products/tractors/magnum-series> (дата звернення: 27.05.2026).
 11. Лебедев А. Т. Кваліметрія та метрологічне забезпечення випробувань тракторів : монографія. Харків : Харківська філія УКРНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2018. 396 с.
 12. ДСТУ ISO 9001:2015. Системи управління якістю. Вимоги (ISO 9001:2015, IDT). [Чинний від 2016-07-01]. Київ : ДП "УкрНДНЦ", 2016. 32 с.
 13. ДСТУ 7463:2013 Сільськогосподарська техніка. Трактори сільськогосподарські. Класифікація показників [Чинний від 01.09.2014]. Київ : ДП "УкрНДНЦ". 2014. 11 с.
 14. Про затвердження Технічного регламенту затвердження типу сільськогосподарських і лісогосподарських транспортних засобів : Постанова Кабінету Міністрів України від 12 січня 2024 р. № 28. *Урядовий кур'єр*. 2024. № 12.
 15. Лебедев А. Т., Лебедев С. А., Погорілий В. В. Енергозберігаючий режим руху тракторного агрегату на гоні. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. *Технічні науки*. 2011. Вип. 107, т. 2. С. 5–11.
 16. Profi. Magazin für professionelle agrartechnik. 2015–2020. No. 1–12.
 17. Пастухов В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт : дис. ... доктора техн. наук : 05.05.11 /

- Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка. Харків, 2006. 374 с.
18. Козаченко О. В. Ресурсозбереження в сільськогосподарських агрегатах при виконанні технологічних операцій у рослинництві: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11 / Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка. – Х., 2006. – 317 с.
 19. Антощенко Р. В. Динаміка та енергетика руху багатоеlementних машинно-тракторних агрегатів : монографія. Харків : ХНТУСГ : Міськдрук, 2017. 242 с. : іл.
 20. Шуляк М. Л. Методи використання надлишкової потужності двигуна енергонасиченого трактора. *Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. Харків, 2014. Вип. 146. С. 219–226.
 21. Трембач О. С. Підвищення техніко-експлуатаційних показників колісних тракторів раціональною зміною параметрів регулювання системи «двигун-трансмсія» : дис. ... д-ра філософії : спец. 133 «Галузеве машинобудування» / О. С. Трембач ; наук. керівник А. П. Кожушко ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». Харків, 2025. 137 с.
 22. Шуляк М. Л. Підвищення ефективності експлуатації енергонасиченого трактора в агрегаті з сільськогосподарською машиною змінної маси / М. Л. Шуляк. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2014. Вип. 148. С. 280-286. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vkhdtusg_2014_148_47 (дата звернення: 28.05.2026).
 23. Шуляк М. Л., Лебедєв А. Т., Рапута В. В. та Мурчич М. М. (2025). Енергозбереження транспортно-технологічних агрегатів змінної маси при виконанні технологічних операцій у рослинництві. *Вісник Сумського національного аграрного університету*. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів, 2024. (4 (58), 81-88. <https://doi.org/10.32782/msnau.2024.4.12>

24. Шуляк М. Л., Стеценко М. В. Шляхи підвищення ефективності використання мобільних енергетичних засобів на транспортних та транспортно-технологічних роботах. *Молодь і технічний прогрес в АПВ* : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (Харків, 26–27 листопада 2024 р.) / Держ. біотехнологічний ун-т. Харків, 2024. С. 333.
25. Antoshchenkov R., Halych I., Antoshchenkov V., Nykyforov A., Kis-Korkishchenko L., Cherevatenko H., Smitskov D. Measuring system of dynamics and energy of mobile machines : monograph. Katowice : The University of Technology in Katowice Press, 2024. 148 p. : il.
26. Galych I., Antoshchenkov R., Antoshchenkov V., Lukjanov I., Diundik S., Kis O. Estimating the dynamics of a machine-tractor assembly considering the effect of the supporting surface profile. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 1, No. 7 (109). DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.225117>.
27. Лебедєв А. Т., Шуляк М. Л., Холодов А. П. Динамічний метод оцінки працездатності тракторного агрегату. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. 2022. № 1. С. 60–67. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.1.08>.
28. Лебедєв А. Т. Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання. *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2015. № 9 (1118). С. 5–16.
29. Лебедєв А., Лебедєв С., Коробко А., Шевченко І. Формування тягово-швидкісних властивостей трактора загального призначення. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України Випуск 31 (45). С.86-95. [http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2022-2-31\(45\)-7](http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2022-2-31(45)-7)
30. Zhuravel D., Bondar A. Improvement of the control system of wheel tractors. *Scientific Bulletin of TSATU*. 2025. Vol. 15, No. 1. DOI: <https://doi.org/10.32782/2220-8674-2025-15-1-3>.

31. Грушецький С. М., Олексійко С. А., Тихий М. В. Сучасна ходова система управління сільськогосподарською технікою. *International Science Journal of Engineering & Agriculture*. 2024. Vol. 3, No. 6. Pp. 61–74. DOI: <https://doi.org/10.46299/j.isjea.20240306.06>.
32. Петренко С. О. Інтелектуальні системи керування для сільськогосподарської техніки. Житомир : Полісся, 2020. 215 с.
33. Сацюк В. В., Кірчук Р. В., Хомич С. М. Дослідження точності позиціонування машино-тракторних агрегатів при роботі на схилах. *Сільськогосподарські машини*. 2023. Вип. 49. С. 111–116. DOI: <https://doi.org/10.36910/acm.vi49.1062>.
34. Кривоніс С. В., Макаренко М. Г. Вдосконалення системи стабілізації руху тракторного агрегата при поворотах в умовах високих зовнішніх збурень. *Молодь і технічний прогрес в АПВ* : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ДБТУ, 2024. С. 41–43.
35. Scarfone A., Picchio R., del Giudice A., Latterini F., Mattei P., Santangelo E., Assirelli A. Semi-Automatic Guidance vs. Manual Guidance in Agriculture: A Comparison of Work Performance in Wheat Sowing. *Electronics*. 2021. Vol. 10, No. 7. Art. 825. DOI: <https://doi.org/10.3390/electronics10070825>.
36. Лебедєв А. Т., Рапута В. В. Вплив систем точного землеробства на ефективність машинно-тракторного парку. *Інноваційні технології в Індустрії 5.0* : зб. тез за матеріалами 30-ої Міжнар. наук.-практ. конф. (Суми, 21–23 жовтня 2024 р.). Суми : СНАУ, 2024. Ч. 1. С. 98–99.
37. Кусков М. А. Підвищення ефективності експлуатації посівного агрегату шляхом покращення його динамічних показників : дис. ... доктора філософії : спец. 133 «Галузеве машинобудування» / Державний біотехнологічний університет. Харків, 2025. 154 с.
38. Nasritdinova U., Sultonov X., Muratov H., Ankabaev R., Ismatov U., Abdumajitov A. Application of geoinformation systems in the agricultural

- complex. *BIO Web of Conferences*. 2024. Vol. 105. Art. 03005. DOI: <https://doi.org/10.1051/bioconf/202410503005>.
39. Ferhat G., Meroni M., Ajrouche M., Fontaine C., Kragnes L. Some examples of landslide monitoring using Trimble equipment in Europe. *6th Joint International Symposium on Deformation Monitoring (JISDM)*. 2025. Pp. 1–8.
 40. Brandl M., Schmid R., Weinbach U., Pagels C., Khayat R., Junker S. GNSS navigation message authentication with the Trimble RTX GNSS correction service. *37th International Technical Meeting of the Satellite Division of The Institute of Navigation (ION GNSS+ 2024)*. 2024. Pp. 35–85.
 41. Oksanen T., Backman J. Implement Guidance model for ISO 11783 standard. *IFAC-PapersOnLine*. 2016. Vol. 49, No. 16. PP. 33–38. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.10.007>.
 42. Baillie C., Lobsey C., Antille D., McCarthy Cheryl, Thomasson J. A review of the state of the art in agricultural automation. Part III: Agricultural machinery navigation systems. *ASABE Annual International Meeting* (Detroit, Michigan, 2018). Detroit, 2018. Pp. 1–9. DOI: <https://doi.org/10.13031/aim.201801591>.
 43. Oksanen T., Visala A. Coverage path planning algorithms for agricultural field machines. *Journal of Field Robotics*. 2009. Vol. 26, No. 8. Pp. 651–668. DOI: <https://doi.org/10.1002/rob.20300>.
 44. Базова станція RTK : вебсайт / NFM Agro. URL: <https://nfm.com.ua/deceleration/bazovaya-stanciya-rtk> (дата звернення: 27.05.2026).
 45. Автономні трактори чекають на розумне обладнання : вебсайт / iFarming. 2021. URL: <https://ifarming.ua/itehnologii/ogliad/avtonomni-traktory-chekayut-na-rozumne-obladnannya> (дата звернення: 27.05.2026).
 46. Безпілотна роботизована платформа «Скорпіон АГРО» : вебсайт / Інноваційний Альянс. URL: <https://ia.ua/uk/resheniya/rishennya-dlya-agro-promislovogo-kompleksu/bezpilotna-robotizovana-platforma-scorpion-agro/> (дата звернення: 27.05.2026).

47. Електричний або гідравлічний автопілот на трактор. Що вибрати? : вебсайт / Геометр. URL: <https://gpsgeometer.com/blog/electric-or-hydraulic-autopilot-on-a-tractor-what-to-choose> (дата звернення: 27.05.2026).
48. Сіренко Ю. В., Калнагуз О. М. Системи автоматичного керування рухом польових агрегатів. *Сучасні проблеми землеробської механіки* : матеріали міжнар. наук. конф. (16–18 жовтня 2021 р.). Кам'янець-Подільський, 2021. С. 146–150.
49. Lazzarin M. et al. EUCLID satellite: Sloshing model development through computational fluid dynamics. *Aerospace Science and Technology*. 2014. Vol. 36. Pp. 44–54. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ast.2014.03.015>.
50. Reza S., Hassan S. Numerical simulation of half-full cylindrical and bi-lobed storage tanks against the sloshing phenomenon. *Ocean Engineering*. 2022. Vol. 266. Art. 112896. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.112896>.
51. Kolaie A. et al. Three-dimensional dynamic liquid slosh in partially-filled horizontal tanks subject to simultaneous longitudinal and lateral excitations. *European Journal of Mechanics - B/Fluids*. 2015. Vol. 53. Pp. 251–263. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2015.06.001>.
52. Hossain T., Habibullah H., Islam R. Steering and Speed Trajectory Tracking Control of an Autonomous Agricultural Tractor. *Machines*. 2022. Vol. 10, No. 6. Art. 420. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10060420>.
53. Perdana M. A. P. et al. Control Strategies for Steer-By-Wire Systems: An Overview. *Technologies*. 2025. Vol. 13, No. 1. Art. 6. DOI: <https://doi.org/10.3390/technologies13010006>.
54. Костріков О. Л., Світенко М. І., Семироз А. О., Стригун В. В. Аналіз можливості застосування апаратури споживачів ГНСС для оцінювання параметрів траєкторії руху об'єктів на випробуваннях. *Збірник наукових праць ДНДІ ВС ОВТ*. 2025. Вип. 3 (25). С. 42–49. DOI: <https://doi.org/10.37701/dndivsovt.25.2025.06>.

55. Богдан Г. А., Феоклістов Д. О. Комплексний підхід при моделюванні інерційних навігаційних систем. *Вчені записки ТНУ імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2025. Т. 36 (75), № 6, ч. 2. С. 58–64. DOI: <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2025.6.2/08>.
56. Зв'ягінцева О. Обладнання для точного землеробства: тренди та технології. *Kyivstar Business HUB*. 2024. 25 березня. URL: <https://hub.kyivstar.ua/articles/obladnannya-dlya-tochnogo-zemlerobstva-trendi-ta-tehnologiyi-2024> (дата звернення: 28.05.2026).
57. Соколовська С. GPS системи для точного землеробства. *nBook : найцікавіше зі світу IT, Hi-Tech*. 2025. 18 серпня. URL: <https://nbookpart.com.ua/gps-sistemi-dlya-tochnogo-zemlerobstva/> (дата звернення: 28.05.2026).
58. Холодюк О. Глобальні навігаційні супутникові системи та їх роль у технологіях точного землеробства. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2020. № 2 (109). С. 71–87. DOI: <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2020-2-8>.
59. Spekken M., de Bruin S. Optimized routing on agricultural fields by minimizing maneuvering and servicing time. *Precision Agriculture*. 2013. Vol. 14, No. 2. Pp. 224–244. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11119-012-9290-5>.
60. Feng Y., Huang G., Wang M., Li X., Li Z., Li H., Zhang K., Jing C. GNSS/MEMS INS tightly coupled algorithm for agricultural machinery navigation enhanced by random forest-based behavioral state awareness. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2026. Vol. 242. Art. 111350. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compag.2025.111350>.
61. Четверіков Б. В., Бабій Л. В. Визначення пошкоджених культур за допомогою використання космічних знімків у точному землеробстві. *Scientific Progress & Innovations*. 2024. № 27 (4). С. 84–90. DOI: <https://doi.org/10.31210/spi2024.27.04.14>.

62. Seo D. H., Seo I. H., Chung S. O., Kim K. D. Development of Steering Control System based on CAN for Autonomous Tractor System. *Korean Journal of Agricultural Science*. 2010. Vol. 37. Pp. 123–130.
63. Li S., Zhang M., J Y., Zhang Z., Cao R., Chen B., Li H., Yin Y. Agricultural machinery GNSS/IMU-integrated navigation based on fuzzy adaptive finite impulse response Kalman filtering algorithm. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2021. Vol. 191. Art. 106524. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compag.2021.106524>.
64. Ярошенко П. М. Диференційні рівняння руху комбінованого МТА. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів*. 2015. Вип. 11 (27). С. 45–50.
65. Теорія плоскопаралельного руху удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату / Г. М. Калетнік, В. В. Адамчук, Є. А. Петриченко, В. М. Булгаков, В. П. Кувачов. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. № 3 (98). С. 12–19
66. Adamchuk V., Bulgakov V., Nadykto V., Trohaniak O., Chorna T. Theoretical study of the stability of asymmetric movement sowing machine-tractor aggregate. *Visnyk Agrarnoi Nauky*. 2023. Vol. 101, No. 5. Pp. 57–64. DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202305-08>.
67. Антощенков Р. В., Кусков М. А. Дослідження плоско-паралельного руху посівного машинно-тракторного агрегату. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2024. № 25. С. 291–305. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.15428058>.
68. Калінін Є. І. Підвищення ефективності роботи орного агрегату на агрофоні високої вологості : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2011. 150 с.

69. Булгаков В., Иванов С., Адамчук В., Антощенко Р. Дослідження динаміки чотириелементного машинно-тракторного агрегату. *Acta Technologica Agriculturae*. 2019. Т. 22, № 4. С. 146–151. DOI: <https://doi.org/10.2478/ata-2019-0026>.
70. Визначення впливу геометричних параметрів рами тягово-транспортного засобу на його тягову здатність та енергетичні показники / Р. Антощенко [та ін.]. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2022. Т. 2, № 7 (116). С. 60–66. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.254688>.
71. Kozhushko A., Tkachov V., Horbov O., Cioboată D. Simulation of traction work to rationalise the weight distribution of the 4wd electric tractor. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*. 2024. Vol. 18. Pp. 240–249. DOI: <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue18.29>.
72. Kozhushko A. Hydrodynamics Analysis on Partially Filled Agricultural Tanks by Driving Cycle of Transportation. *Reliable Systems Engineering : ICoRSE 2023*. Cham : Springer, 2023. Vol. 762 : Lecture Notes in Networks and Systems. Pp. 210–218. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-031-40628-7_21.
73. Analysis of Methods for Increasing the Stability of Tractor Aggregates Movement Using Different Control Methods / A. Lebedev, M. Shuliak, V. Raputa, O. Iesipov, A. Kholodov, O. Pyrohov. *Transport Means 2024 : Proceedings of 28th International Scientific Conference (Kaunas, October 2–4, 2024)*. Kaunas, 2024. Pp. 112–117.
74. Triantafyllou A., Sarigiannidis P., Bibi S. Precision Agriculture: A Remote Sensing Monitoring System Architecture. *Information*. 2019. Vol. 10, No. 11. Art. 348. DOI: <https://doi.org/10.3390/info10110348>.
75. Kumar C. S., Anand R. V. Correction: A Review of Energy-Efficient Secured Routing Algorithm for IoT-Enabled Smart Agricultural Systems. *Journal of Biosystems Engineering*. 2024. Vol. 49. Art. 101. DOI: <https://doi.org/10.1007/s42853-024-00215-2>.

76. Stentz A., Dima C., Wellington C. et al. A System for Semi-Autonomous Tractor Operations. *Autonomous Robots*. 2002. Vol. 13. Pp. 87–104. DOI: <https://doi.org/10.1023/A:1015634322857>.
77. Han X., Kim H. J., Jeon C. W., Moon H. C., Kim J. H., Yi S. Y. Application of a 3D Tractor-Driving Simulator for Slip Estimation-Based Path-Tracking Control of Auto-Guided Tillage Operation. *Biosystems Engineering*. 2019. Vol. 178. Pp. 70–85. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2018.11.003>.
78. Kalinin Y., Kozhushko A., Rebrov O., Zakovorotniy A. Characteristics of Rational Classifications in Game-Theoretic Algorithms of Pattern Recognition for Unmanned Vehicles. *Advanced Technology (KhPI Week 2022)* : Proceedings of the IEEE 3rd International Conference. Kharkiv, 2022. Pp. 655–659. DOI: <https://doi.org/10.1109/KhPIWeek57572.2022.9916454>.
79. Min Y. S., Kim Y. J., Lim R. G., Sim T., Kim T. J., Kim W. S. Evaluation of Hydraulic Characteristics of Electrohydraulic Proportional Valve (EHPV) for an Auto-Steering Tractor Application. *Machines*. 2023. Vol. 11, No. 7. Art. 674. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines11070674>.
80. Bujarbaruah M., Ercan Z., Ivanovic V., Tseng H. E., Borrelli F. Torque based lane change assistance with active front steering. *Intelligent Transportation Systems (ITSC 2018)* : Proceedings of the IEEE Conference (Maui, HI, USA, 4–7 November 2018). Maui, 2018. Pp. 124–130. DOI: <https://doi.org/10.1109/ITSC.2017.8317624>.
81. Min Y. S., Kim Y. J., Baek S. Y., Baek S. M., Kim W. S. Development of Electrohydraulic Proportional Valve Model for Precise Steering Control in Autonomous Tractors. *Machines*. 2025. Vol. 13, No. 2. Art. 138. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines13020138>.
82. Lin J., Zhang F., Su L., Song G., Liu Z., Zhang Y. Research on Variable Transmission Ratio Control Method to Improve Vehicle Handling Comfort

- Based on Steer-by-Wire System. *Actuators*. 2024. Vol. 13, No. 2. Art. 48. DOI: <https://doi.org/10.3390/act13020048>.
83. . Калінін Є. І., Ребров О. Ю., Колодненко В. М. Формування слідкуючого руху колісного трактора в умовах його автоматичного водіння. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. 2023. № 1. С. 68–74. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.1.11>.
84. Налобіна О. О., Голотюк М. В., Бундза О. З. Дослідження методів автоматичного налаштування траєкторії руху транспортних засобів. *Науковий журнал Медінвест Політехніки*. Серія: Технічні науки. 2025. № 3. С. 25–32. DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-3-25>.
85. Zhuravel D., Bondar A. Improvement of the control system of wheel tractors. *Scientific Bulletin of TSATU*. 2025. Vol. 15, No. 1. DOI: <https://doi.org/10.32782/2220-8674-2025-15-1-3>.
86. Gültekin I. I. Y., Cömert S., Erkal G., Unlusoy Y. S. Modelling and simulation of power steering system for agricultural tractors. *International Journal of Advances on Automotive and Technology*. 2017. Vol. 1, No. 2. Pp. 45–52. DOI: <https://doi.org/10.15659/ijaat.17.07.535>.
87. Research on decoupling control for the longitudinal and lateral dynamics of a tractor considering steering delay / H. Miao, P. Diao, G. Xu [et al.]. *Scientific Reports*. 2022. Vol. 12. Art. 13997. DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-022-18335-0>.
88. Li Y., Yang Y. Front wheel angle control for steering system of intelligent commercial vehicle based on model predictive control. *IET Intelligent Transport Systems*. 2023. Vol. 17, No. 11. Pp. 2268–2284. DOI: <https://doi.org/10.1049/itr2.12407>.
89. Huang J., Sun S., Long K., Yin L., Zhang Z. Automatic Overtaking Path Planning and Trajectory Tracking Control Based on Critical Safety Distance. *Electronics*. 2024. Vol. 13, No. 18. Art. 3698. DOI: <https://doi.org/10.3390/electronics13183698>.

90. An G. S., Yu C., Du J., Yin X., Ni Y. L., Jin C. Q. Development of the electric automatic steering system for agricultural vehicles. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2024. Vol. 17, No. 1. P. 209–214. DOI: <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20241701.8493>.
91. Kim W., Kang C. M., Son Y. S., Chung C. C. Nonlinear Steering Wheel Angle Control Using Self-Aligning Torque with Torque and Angle Sensors for Electrical Power Steering of Lateral Control System in Autonomous Vehicles. *Sensors*. 2018. Vol. 18, No. 12. Art. 4384. DOI: <https://doi.org/10.3390/s18124384>.
92. Butt M. A. [et al.]. Micro-electromechanical system based optimized steering angle estimation mechanism for customized self-driving vehicles. *Measurement and Control*. 2021. Vol. 54, No. 3/4. Pp. 429–438. DOI: <https://doi.org/10.1177/00202940211000076>.
93. Melo C. A. P., Borges J. A. F. Dynamic behavior analysis on handling and comfort of a passenger car. *CONEM 2015 : 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering (December 6–11, 2015, Rio de Janeiro, RJ, Brazil)*. Rio de Janeiro, 2015. Pp. 1–10.
94. Закапко О. Г. Поліпшення агрегатованості і маневреності тракторних самохідних шасі використанням переднього поворотного мосту : дис. ... доктора філософії : спец. 274 «Автомобільний транспорт» / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2023. 165 с.
95. Li J., Wu Z., Li M., Shang Z. Dynamic Measurement Method for Steering Wheel Angle of Autonomous Agricultural Vehicles. *Agriculture*. 2024. Vol. 14, No. 9. Art. 1602. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture14091602>.
96. Дослідження функціонування транспортно-технологічного агрегату у динамічному просторі / М. Л. Шуляк, А. Т. Лебедєв, Г. І. Барабаш, М. С. Шелест. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування*. 2025. № 1. С. 114–121. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2025.1.18>.

97. Довжик М. Я., Сіренко Ю. В., Калнагуз О. М. Аналіз кінематики руху польових агрегатів зі всіма керованими колесами. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів*. 2022. № 2 (48). С. 14–20. DOI: <https://doi.org/10.32455/msnau.2022.2.3>.
98. Теоретичне дослідження стійкості руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату / В. М. Булгаков, В. В. Адамчук, В. Т. Надикто, Є. І. Ігнат'єв. *Вісник аграрної науки*. 2021. № 10 (823). С. 58–67. DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202110-08>.
99. Антощенков Р. В. Підвищення ефективності експлуатації комбінованих ґрунтообробно-посівних агрегатів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2010. 195 с.
100. Кожушко А. П. Дослідження малих поперечних коливань агрегатів змінної маси. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Математичне моделювання в техніці та техн.*. 2020. № 1 (1355). С. 33–43.
101. Расейка Н. В. *Tyre and vehicle dynamics*. 2nd ed. Warrendale : SAE, 2006. 622 p.
102. Подригало М. А., Клец Д. М. Модель нелінійного відведення еластичного колеса автомобіля. *Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України*. 2013. № 1 (21). С. 57–62.
103. Методи моніторингу та розрахунку експлуатаційних впливів і динаміки руху колісних транспортних систем при транспортуванні великогабаритних вантажів : навч. посіб. / П. В. Ясній, В. З. Гудь, Ю. І. Пиндус [та ін.] ; уклад. П. В. Ясній. Тернопіль : ТНТУ імені Івана Пулюя, 2018. 168 с.
104. Смолінський С. В. Analysis of sustainability criteria when working combine harvester on slopes. *Науковий вісник НУБіП України. Серія: Техніка та енергетика АПК*. 2016. № 254. С. 102–110.

105. Бешун О. А., Меланченко Я. О. Фактори впливу на кочення колеса. *Наукові горизонти*. 2018. № 12 (73). С. 45–56.
106. Практикум з теорії та розрахунку сільськогосподарських машин : навч. посібник / Д. Г. Войтюк, В. М. Мартишко, Ю. О. Гуменюк [та ін.]. Київ : НУБіП України, 2022. 184 с.
107. Alam M. M. Soil reaction forces on agricultural disc implements : PhD thesis / University of Newcastle upon Tyne. Newcastle, 1989. 257 p. URL: <https://eprint.ncl.ac.uk/> (дата звернення: 10.05.2026).
108. Hettiaratchi D. R. P. Prediction of soil forces acting on concave agricultural discs. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 1997. Vol. 68, Iss. 1. Pp. 51–62. DOI: <https://doi.org/10.1006/jaer.1997.0180>.
109. Ahmadi I. Development and assessment of a draft force calculator for disk plow. *Soil and Tillage Research*. 2016. Vol. 163. Pp. 32–40. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.still.2016.04.013>.
110. Keller T., Or D. Farm vehicles approaching weights of sauropods exceed safe mechanical limits for soil functioning. *Proceedings of the National Academy of Sciences*. 2022. Vol. 119, No. 21. Art. e2117699119. DOI: <https://doi.org/10.1073/pnas.2117699119>.
111. Yadav R., Raheman H. A machine learning-based approach for estimation of deflection and contact area characteristics of tubeless and tube-type agricultural tyres. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*. 2024. Vol. 133, Part D. Art. 108357. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engappai.2024.108357>.
112. Ребров О. Ю. Наукове обґрунтування підвищення ефективності колісних рушіїв сільськогосподарських тракторів на енергоємних технологічних операціях обробітку ґрунту : дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.22.02 / Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». Харків, 2021. 423 с.

113. Ребров О. Ю. Аналіз відповідності максимального тиску на ґрунт тракторної шини агроєкологічним вимогам ймовірнісним методом з урахуванням ґрунто-кліматичних умов України. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Транспортне машинобудування. 2017. № 14 (1236). С. 58–64.
114. Ребров О. Ю. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів : монографія. Харків : Видавець О. А. Мірошніченко, 2021. 304 с.
115. Firestone Maxi Traction Tractor Tire : webpage / Firestone Commercial Tires. URL: <https://commercial.firestone.com/en-us/product/firestone/agriculture/maxi-traction> (дата звернення: 10.05.2026).
116. Правила ООН № 140. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження пасажирських автомобілів стосовно систем електронного контролю стійкості (ESC) [Електронний ресурс]. URL: unese.org (дата звернення: 10.05.2026).
117. ДСТУ UN/ECE R 140:2019. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження пасажирських автомобілів стосовно систем електронного контролю стійкості (ESC) (Правила UN/ECE R 140:2017, IDT). [Чинний від 2020-01-01]. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. 28 с.
118. ДСТУ ISO 789-9:2019 Сільськогосподарські трактори. Методики випробування. Частина 9. Визначення потужності на зчпному брусі (ISO 789-9:2018, IDT).
119. ДСТУ 7416:2013 Сільськогосподарські та лісогосподарські трактори. Зусилля та опір тягові. Загальні вимоги. [Чинний від 2014-07-01]. Київ: Мінекономрозвитку України, 2014. III, 3 с.
120. Raputa V., Shulyak M., Sokolik S., Sirovitskiy K., Mittsel M. Research on the stability of soil tillage unit movement at different control frequencies. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*. 2025. Vol. 1, No. 21. Pp. 221–228. DOI: <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue21.21>.

121. Колеснік І. В. Підвищення ефективності контролю технічного стану рульового керування трактора на транспортних роботах : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.20 / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2018. 191 с.
122. Tsiz I., Holii V. Soil hardness research results for «Elita» fields. *Agricultural Machines*. 2024. Vol. 50. Pp. 25–36. DOI: <https://doi.org/10.36910/acm.vi50.1332>.
123. Зубко В. М., Комісар Є. О. Аналіз сучасних методів і приладів для вимірювання твердості ґрунту. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2020. № 22. С. 52–63. URL: <https://repo.btu.kharkov.ua//handle/123456789/3031> (дата звернення: 28.05.2026).
124. ДСТУ Б В.2.1-17:2009. Основи та фундаменти споруд. Метод польового випробування ґрунтів палями. [Чинний від 2010-01-01]. Київ : Мінрегіонбуд України, 2010. 52 с.
125. Методи вимірювання вологості ґрунту. *Пропозиція — Головний журнал з питань агробізнесу*. 2018. 19 жовт. URL: <https://propozitsiya.com/ua/metody-vumiryuvannya-vologosti-gruntu> (дата звернення: 10.05.2026).
126. Шуляк М. Л. Формування функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах : дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.02 / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2017. 402 с.
127. Діагностичний комплекс моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів : заявка на корисну модель України : МПК G 05 D 3/00 / Шуляк М. Л., Зубко В. М., Лебедев А. Т., Соколік С. П., Рапута В. В. ; заявник Сумський національний аграрний університет. Заявка № u202502761 ; заявл. 12.06.2025. Специфікація опублік. в Базі СІС НІВВ. URL: <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1860995/> (дата звернення: 27.05.2026).

128. Застосування акселерометрів у системах пасивної безпеки автомобілів / Д. Клец, А. Коробко, Я. Ревтов, Д. Безмовний // *Автомобільний транспорт*. 2009. Вип. 24. С. 41–44.
129. Подригало М. А., Клец Д. М., Коробко А. І. Метрологічне забезпечення динамічних (кваліметричних) випробувань автомобілів. *Перспективи розвитку озброєння і військової техніки Сухопутних військ* : зб. тез доповідей V Всеукр. наук.-техн. конф. (Львів, 15–17 травня 2012 р.). Львів : АСВ ім. гетьмана П. Сагайдачного, 2012. С. 316–317.
130. Комплексна система випробувань автомобілів : метод. вказівки до практич. робіт / уклад. Д. М. Клец. Харків : ХНАДУ, 2011. 48 с.
131. Методичні вказівки та рекомендації щодо вивчення лабораторних занять з дисципліни «Випробування автотракторної техніки» для здобувачів третього (доктор філософії) рівня вищої освіти спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» / укл. М. А. Подригало, М. Л. Шуляк, А. Т. Лебедев. Суми : СНАУ, 2023. 60 с.
132. Артёмов М. П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.11 / Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2014. 396 с.
133. Шуляк М. Л. Определение вектора полного ускорения агрегата на основе экспериментальных ускорений его составных звеньев. *Системи управління, навігації та зв'язку*. 2016. № 2 (38). С. 53–56.
134. Шуляк М. Л. Определение компонентов ускорения агрегата относительно осей поворота, проходящих через неподвижный аксоид системы. *Системи управління, навігації та зв'язку*. 2017. № 1 (41). С. 78–81.
135. Комбінований вимірювач буксування та швидкості сільськогосподарських машин на основі РЛС міліметрового діапазону та

- датчика Холла / С. А. Лебедєв, В. П. Мальцев, Г. І. Хлопов, М. Л. Шуляк // *Системи обробки інформації*. 2015. № 5 (130). С. 23–28.
136. Savickas D., Steponavičius D., Domeika R. Analysis of Telematics Data of Combine Harvesters and Evaluation of Potential to Reduce Environmental Pollution. *Atmosphere*. 2021. Vol. 12, No. 6. Art. 674. DOI: <https://doi.org/10.3390/atmos12060674>.
137. Barač Ž., Ćosić D., Jurić T., Plaščak I., Jurić M., Bezdan A., Kojić A. Fuel Consumption of the Tractor-Machine Aggregate Conditioned by the Navigation Systems. *Tehnički glasnik*. 2024. Vol. 18, No. 3. Pp. 476–479. DOI: <https://doi.org/10.31803/tg-20230712124048>.
138. von Glehn F. R., Gonçalves B. H. P., Neto M. G. F., da Silva Fonseca J. P. Telematics and machine learning system for estimating the load condition of a heavy-duty vehicle. *Procedia Computer Science*. 2024. Vol. 232. Pp. 2616–2625. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.procs.2024.01.218>.
139. Installation DFM on DAVINO Exclusive 450.1 concrete mixer truck : webpage / Technoton. URL: <https://jv-technoton.com/installation-portfolio/installation-dfm-on-davino-exclusive-450-1/> (дата звернення: 10.05.2026).
140. Рапута В. В. Експериментальні дослідження стійкості руху ґрунтообробного агрегату на базі трактора Case IH Steiger 600 за різних частот керування. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів*. 2026. Вип. 1 (63). С. 88–94. DOI: <https://doi.org/10.32782/msnau.2026.1.14>.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

ПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Лебедев А. Т., Шуляк М. Л., Рапута В. В. Сучасні проблеми енергозбереження тракторів загального призначення. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. 2022. № 1. С. 107–114. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.1.12.

2. Шуляк М. Л., Лебедев А. Т., Рапута В. В., Мурчич М. М. Енергозбереження транспортно-технологічних оглядів змінної маси при виконанні технологічних операцій у рослинництві. *Вісник Сумського національного аграрного університету*. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів. 2025. № 4 (58). С. 81–88. DOI: <https://doi.org/10.32782/msnau.2024.4.12>.

3. Raputa, V., Shulyak, M., Sokolik, S., Sirovitskiy, K., & Mittsel, M. (2025). Research on the stability of soil tillage unit movement at different control frequencies. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 1(21), 221–228. DOI: 10.17683/ijomam/issue21.21.

4. Рапута В. В. Математичний апарат для визначення фізико-геометричних показників тракторної шини. *Вісник Сумського національного аграрного університету*. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів. 2025. № 4. С. 93–98. DOI: <https://doi.org/10.32782/msnau.2025.4.13>.

5. Рапута В. В. Експериментальні дослідження стійкості руху ґрунтообробного агрегату на базі трактора Case IH Steiger 600 за різних частот керування. *Вісник Сумського національного аграрного університету*. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів. 2026. № 1 (63). С. 88–94. DOI: <https://doi.org/10.32782/msnau.2026.1.14>.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

6. Лебедев А. Т., Шуляк М. Л., Рапута В. В. Энергозбереження тракторів в умовах адаптації до систем точного землеробства. *Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (Харків, 01–02 груд. 2022 р.)*. Харків : ДБТУ, 2022. С. 179.

7. Коваленко Ю. С., Шелест М. С., Рапута В. В., Панкова О. В., Щербина Т. В., Зубко В. М. Мобільний прилад для вимірювання викидів двоокису вуглецю з ґрунту. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів*. 2022. № 3 (49). С. 33–38. DOI: <https://doi.org/10.32782/msnau.2022.3.5>

8. Зубко В. М., Шуляк М. Л., Рапута В. В., Коваленко Ю. С. Актуальність використання безпілотних систем та систем точного землеробства. *AutoTRAK-2023 : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (Київ, 04–05 трав. 2023 р.)*. Київ : НУБіП, 2023. С. 47–49.

9. Шуляк М. Л., Рапута В. В., Подлесний А. В. Энергозбереження тракторів загального призначення при різних режимах управління. *AutoTRAK-2024 : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (Київ, 06–07 трав. 2024 р.)*. Київ : НУБіП, 2024. С. 23–25.

10. Лебедев А. Т., Рапута В. В. Вплив систем точного землеробства на ефективність машинно-тракторного парку. *Інноваційні технології в Індустрії 5.0 : зб. тез за матеріалами 30-ої міжнар. наук.-практ. конф. (Суми, 21–23 жовт. 2024 р.)*. Суми : СНАУ, 2024. Ч. 1. С. 98–99.

11. Lebedev, A., Shuliak, M., Raputa, V., Iesipov, O., Kholodov, A., & Pyrohov, O. (2024). Analysis of methods for increasing the stability of tractor aggregates movement using different control methods. *Proceedings of the 28th International Scientific Conference "Transport Means"*, 877–884. DOI: <https://doi.org/10.5755/e01.2351-7034.2024.P877-884>.

12. Лебедев А. Т., Рапута В. В. Впровадження систем точного землеробства при вирощуванні соняшника. *Інноваційні технології в Індустрії 5.0 : зб. тез за матеріалами 30-ої міжнар. наук.-практ. конф. (Суми, 21–23 жовт. 2024 р.)*. Суми : СНАУ, 2024. Ч. 1. С. 90–91.

13. Koliesnik, I., Kalinin, E., Koliesnik, J., Pankova, O., & Raputa, V. (2025). Theoretical justification for increasing the stability of trailer links of a tractor-transport train. In D. D. Cioboată & J. Machado (Eds.), *International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE) - 2025* Vol. 1592, pp. 286–295. Springer. https://doi.org/10.1007/978-3-032-02508-1_25.

14. Рапута В. В. Підвищення точності руху тракторних агрегатів як чинник енергозбереження та ефективності точного землеробства. *Матеріали науково-практичної конференції викладачів, аспірантів та студентів Сумського НАУ (Суми, 13–17 квітня 2026 р.)*. Суми, 2026. С. 348–349.

15. Рапута В. В., Шуляк М. Л. Енергозбереження машинно-тракторних агрегатів: фактори впливу та напрями підвищення ефективності. *Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин та знарядь : матеріали XII Міжнар. наук.-практ. конф. (Житомир, 29 квітня 2026 р.)*. Житомир, 2026. С. 346–347.

16. Рапута В. В., Шуляк М. Л. Визначення геометричних характеристик тракторних сільськогосподарських шин. *Підвищення якості продукції машинобудівних та ремонтних підприємств : зб. матеріалів V Всеукр. наук.-практ. онлайн-семінару (Харків, 29 травня 2026 р.)*. Харків : ХНАДУ, 2026. С. 137–138.

Список патентів:

17. Діагностичний комплекс моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів : пат. 163193 Україна : МПК G05D 3/00 / Шуляк М. Л., Зубко В. М., Лебедев А. Т., Соколік С. П., Рапута В. В. ; заявник і власник Сумський національний аграрний університет. № u202502761 ; заявл. 10.06.2025 ; опубл. 03.06.2026, Бюл. № 22. URL: <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1927013/>.

ДОДАТОК Б

МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІКИ, ДОВКІЛЛЯ ТА СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКА ФІЛІЯ ДЕРЖАВНОЇ НАУКОВОЇ УСТАНОВИ «УКРАЇНСЬКИЙ
НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ ПРОГНОЗУВАННЯ ТА ВИПРОБУВАННЯ
ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА
ІМЕНІ ЛЕОНІДА ПОГОРІЛОГО»
(Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого)

61040, м. Харків, вул. Велика Панасівська (Котлова), 236,
тел./факс. (057) 712-90-72;
E-mail: hfukrndipvt@gmail.com

А К Т

впровадження (використання) результатів
науково-дослідної роботи Рапути Вадима Валерійовича на тему:
«Формування енергозбереження тракторів під час технологічної адаптації в
систему точного землеробства» у науково-дослідну та виробничу діяльність
Харківської філії Державної наукової установи
УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

В результаті проведення науково-технічної роботи Рапути В.В. були отримані методики та підходи, які дозволяють суттєво прискорити проведення експериментальних (польових) досліджень колісних транспортних засобів за рахунок використання безконтактних методів вимірювання та бортових систем трактора чи автомобіля (за наявності). В роботі запропонований цікавий з науково-практичної точки зору підхід до використання дублюючих систем при дослідженні динаміки руху. У Державній науковій установі «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого» прийняті для використання при проведенні експериментальних досліджень методики та підходи, що дозволяють використання бортових систем трактора чи автомобіля, як дублюючих, при моніторингу динамічних параметрів руху. Відповідне, дозволяє суттєво підвищити точність та зменшити час при проведенні досліджень транспортних засобів на плавність ходу, керованість і стійкість.

Директор, к.т.н.



Сергій ЛЕБЕДЄВ

ДОДАТОК В

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Проректор з наукової та міжнародної діяльності СНАУ; д.е.н., професор

Данько Ю.І.

2026 р.



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор СТОВ «Промінь»

Коваленко Є.М.

2026 р.



АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи

Рапути Вадима Валерійовича

на тему: «Формування енергозбереження тракторів під час технологічної адаптації в систему точного землеробства»

В результаті проведення науково-технічної роботи Рапути В.В. були отримані рекомендації щодо раціонального використання системи автоматичного управління трактором AFS. На підставі проведеного дослідження рекомендовано при роботі трактора Case IH Steiger 600 при агрегуванні з дисковою бороною Wishek 812N підвищити частоту керуючого впливу системою AFS до 3 Гц (налаштування чутливості (жорсткості) 150 %), що дозволить забезпечити стійкий рух агрегату на швидкості 9,3 км/год. Дослідженнями визначена необхідність подальшого збільшення частотного діапазону керуючих впливів при розробці чи вдосконаленні систем автоматичного управління (автопілотів), оскільки наявні резерви підвищення продуктивності та паливної економічності.

Прийняті до використання рекомендації щодо алгоритмів роботи системи AFS дозволили підвищити продуктивність роботи на 8,39 % до 5,79 га/год, та зменшити погектарну витрату палива до 16,04 л/га, що покращує паливну економічність на 5,84 %.

Від СНАУ

Від СТОВ «Промінь»

Науковий керівник, д.т.н., професор

Головний інженер

Шуляк М.Л.

Коваленко В.Є.

Відповідальний виконавець,
здобувач PhD

Рапута В.В.

ДОДАТОК Д

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Проректор з наукової та міжнародної

діяльності СНАУ; д.е.н., професор

Юрій ДАНЬКО

2026 р.



АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
 Рапути Вадима Валерійовича
 на тему: «Формування енергозбереження тракторів під час технологічної
 адаптації в систему точного землеробства»
 Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Комісія у складі: завідувача кафедри агроінжинірингу, д.т.н., проф. Шуляка М.Л. (голова комісії), доцента кафедри агроінжинірингу к.т.н. Барабаша Г.І., доцента кафедри агроінжинірингу к.т.н. Калнагуза О.М., склала цей акт про те, що результати науково-дослідної роботи Рапути В.В. на тему: «Формування енергозбереження тракторів під час технологічної адаптації в систему точного землеробства» впроваджені в навчальний процес кафедри агроінжинірингу Сумського національного аграрного університету в навчальному процесі підготовки бакалаврів та магістрів в рамках освітніх компонент: «Трактори і автомобілі», «Системи точного землеробства та їх використання в аграрному виробництві», «Апаратне і машинне забезпечення в СТЗ», а також при виконанні магістерських і бакалаврських кваліфікаційних робіт.

Голова комісії:

Михайло ШУЛЯК

Члени комісії:

Григорій БАРАБАШ

Олексій КАЛНАГУЗ

ДОДАТОК Е

УКРАЇНА

**ПАТЕНТ****НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ****№ 163193****ДІАГНОСТИЧНИЙ КОМПЛЕКС МОНІТОРИНГУ
ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНИХ
ЗАСОБІВ**

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі України корисних моделей
03.06.2026.

Директор
Державної організації «Український
національний офіс інтелектуальної
власності та інновацій»

Ю.П. Орлюк





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **163193** (13) **U**
 (51) МПК (2026.01)
 G05D 3/00

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ
 ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ
 "УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
 ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2025 02761**
 (22) Дата подання заявки: **10.06.2025**
 (24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: **04.06.2026**
 (46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: **03.06.2026, Бюл.№ 22**

(72) Винахідник(и):
**Шуляк Михайло Леонідович (UA),
 Зубко Владислав Миколайович (UA),
 Лебедєв Анатолій Тихонович (UA),
 Соколів Сергій Петрович (UA),
 Рапута Вадим Валерійович (UA)**
 (73) Володівець (володівець):
**СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ
 УНІВЕРСИТЕТ,
 вул. Герасима Кондратьєва, 160, м. Суми,
 40021 (UA)**

(54) ДІАГНОСТИЧНИЙ КОМПЛЕКС МОНІТОРИНГУ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

(57) Реферат:

Діагностичний комплекс моніторингу динамічних параметрів тягово-транспортних засобів містить вимірювальні датчики, систему збору та синхронізації даних і програмне забезпечення для фільтрації та аналізу результатів експериментальних досліджень. При цьому він додатково містить когерентний радар дійсної швидкості, виконаний за гомодинною схемою з можливістю зміни кута нахилу передавальної антени для вимірювання дійсної швидкості руху, датчик обертів рушія на основі ефекту Холла, змонтований на рушії тягово-транспортного засобу за допомогою уніфікованої системи кріплення на неодимових магнітах. Містить систему програмної фільтрації сигналів із заданою чутливістю, яка доповнює фільтри, вмонтовані у вимірювальні датчики, та програмне забезпечення, виконане з можливістю порівняння режимів функціонування за критеріями енергозбереження і динамічних параметрів роботи.

UA 163193 U