

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Підвищення техніко-експлуатаційних показників
малогабаритного трактора шляхом використання його з бульдозерним
відвалом»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко В.В.

(підпис)

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Гладчук Є.О.

(підпис)

(ПІБ)

Виконав

Якименко Дмитро Олегович

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Якименко Дмитро Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Підвищення техніко-експлуатаційних показників
малогабаритного трактора шляхом використання його з бульдозерним відвалом»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості
малогабаритних тракторів, що є в наявності на ринку України

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1 Стан питання та завдання дослідження _____

2 Теоретичні дослідження _____

3 Результати теоретичних дослідження _____

4 Деякі оцінки і практичні рекомендації _____

5 Розрахунок економічного ефекту _____

Висновки _____

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Стан питання та аналіз існуючих досліджень.
Теоретичні дослідження. Запропоноване технічне рішення. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Гладчук Є.О.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Якименко Д.О.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 60 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 19 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 5 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Підвищення техніко-експлуатаційних показників малогабаритного трактора шляхом використання його з бульдозерним відвалом».

Побудована математична модель стаціонарного повороту багатоопорної машини, що дозволяє ще на ранній стадії проектування оцінити схемні рішення та обґрунтовано вибирати і оптимізувати основні параметри машини виходячи із заданих вимог. Основу моделі складає система рівнянь: рівноваги, геометричних і кінематичних зв'язків, що виводяться з теореми ортогональності відповідно до схеми керування і конструктивних параметрів машини.

У результаті теоретичних досліджень на прикладі малогабаритного навантажувача на базі трактора ХТЗ-010 встановлені основні закономірності зміни траєкторій руху (радіуса повороту), буксування ведучого колеса і характеристик взаємодії з ґрунтом залежно від перевантаження для різних схем керування поворотом.

Ключові слова: малогабаритний навантажувач; бульдозер; стаціонарний поворот; керування поворотом; багатоопорна машина; математична модель; радіус повороту; буксування ведучого колеса; взаємодія з ґрунтом; трактор ХТЗ-010.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	8
1.1. Актуальність і загальна характеристика проблеми	8
1.1.1. Область застосування малогабаритних тракторів	8
1.1.2 Малогабаритні навантажувачі як підклас малогабаритної техніки. Особливості експлуатації	13
1.1.3 Схеми керування поворотом базових тракторів малогабаритних навантажувачів	16
1.1.4 Об'єкт дослідження – МГТ ХТЗ-010	18
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	22
2.1 Кінематичні співвідношення при русі колеса по ґрунту в режимі повороту ...	22
2.2 Кінематичні співвідношення при русі машини в режимі повороту	24
2.3 Модель стаціонарного повороту машини.....	25
2.3.1. Рівняння рівноваги	26
2.3.2 Рівняння геометричних зв'язків	27
2.3.3. Рівняння кінематичних зв'язків.....	27
2.4 Основні характеристики повороту	30
РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	31
3.1 Об'єкт дослідження і його параметри.....	33
3.2 Характеристики взаємодії колеса з ґрунтом	35
3.2.1 Форма і розміри плями контакту.....	35
3.2.2 Кути повороту коліс.....	36
3.2.3 Коефіцієнт опору руху.....	38
3.2.4 Коефіцієнт тертя (зчеплення).....	39
3.3 Характеристики руху машини на повороті	41
3.3.1 Радіус повороту	41
3.3.2 Положення центра повороту машини	43
РОЗДІЛ 4 ДЕЯКІ ОЦІНКИ І ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	45

4.1 Порівняння схем керування поворотом.....	45
4.2 Про можливість рульового керування МГТ при використанні його як бази під бульдозер.....	49
РОЗДІЛ 5 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ	52
ВИСНОВКИ.....	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	60
ДОДАТКИ.....	62

ВСТУП

Протягом тривалого часу галузь сільськогосподарського машинобудування зосереджувалася на розробці потужних, великих машин. Це призвело до серйозної нестачі малогабаритної техніки, придатної для відносно рівних сільськогосподарських угідь.

Широко поширене використання малопотужних багатоцільових колісних міні-тракторів (ММТ, визначених у ДСТУ 27155-86) може збільшити виробництво зерна та знизити його собівартість як для малих сімейних фермерських господарств, так і для середніх та великих тваринницьких ферм.

Як і інша тракторна техніка, навантажувачі на базі міні-тракторів широко використовуються не лише у сільськогосподарському виробництві, але й у міському та дорожньому будівництві, і їхня роль продовжує розширюватися.

Поєднання обладнання для завантаження/розвантаження та переробки фруктів, яке пропонує ця система, може підвищити продуктивність праці в 1,9-3 рази. Для тваринників вантажно-розвантажувальні операції становлять приблизно від 30% до 50% загальних витрат на оплату праці. Використання автономних міні-навантажувачів (АМН) є одним із важливих напрямків повномасштабної механізації сільськогосподарського виробництва.

Умови експлуатації малого багатоцільового транспортного засобу (МБТ) є циклічними, при цьому 60-80% часу витрачається на низькошвидкісний старт на стисканні та рух по кривих, що піддає підшипники нерівномірним та нестабільним вертикальним навантаженням. У таких ситуаціях повороти на вході або виході з кривих майже не відбуваються, траєкторія руху майже кругова, а маневреність визначається, перш за все, гнучкістю машини, тобто її здатністю повертати з мінімальним радіусом повороту.

Ця вимога гнучкості накладає обмеження на основні параметри машини (радіус повороту, схема керування, вантажопідйомність та деякі ергономічні параметри).

Для забезпечення базової маневреності та універсальності трактора до конструкції застосовуються різні, іноді нетрадиційні, методи керування. Тому

розробка моделей рульового керування для цього типу машин є актуальним науковим завданням.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Актуальність та загальна характеристика проблеми

1.1.1 Сфера застосування малих тракторів

За планової системи економіки, зосередженої на великих сільськогосподарських угіддях, сільськогосподарська галузь зосередилася на виробництві потужних тракторів. Однак структурні реформи безпосередньо не вплинули на сільське господарство чи сільськогосподарську техніку. Станом на кінець 1991 року в Україні було приблизно 50 000 фермерських господарств із середньою площею 40 гектарів, понад 20 мільйонів приватних малих фермерських господарств площею 0,5 гектара або менше та приблизно 12 мільйонів фермерських господарств площею від 0,06 до 0,10 гектара.

50% витрат на механізацію для малих фермерських господарств (від 4 до 80 гектарів) використовувалося для вирощування зерна, а 10% - для вирощування буряка, картоплі та кукурудзи [7]. Крім того, механізація малих сільськогосподарських угідь була практично неможливою.

Зі збільшенням кількості фермерських господарств та садівничих кооперативів, а також розвитком секторів промислової підтримки, тепличних ферм та тваринницьких ферм, важливими питаннями стали ефективно використання існуючого обладнання та розробка нового. Використання високопродуктивної техніки на малих фермах значно збільшує собівартість виробництва сільськогосподарської та тваринницької продукції. Наприклад, для оброблюваної площі в 4 гектари вартість обробітку одного гектара зростає в 19 разів, а вартість вирощування картоплі – до 140 разів.[7]

Така ситуація виникає через те, що мінімально допустима оброблювана площа тракторів не гарантується (через тривалий простій). Наприклад, у регіоні Кіу мінімально допустима оброблювана площа для трактора Т-150 становить 90 гектарів, тоді як для трактора К-700 – 140 гектарів.

Крім того, приблизно 90 мільйонів гектарів землі класифікуються як «непридатні для обробітку», що включає пагорбисті місцевості, гірські райони, лісисті райони та райони з обмеженою площею перелугу, де використання традиційної високопродуктивної сільськогосподарської техніки є економічно недоцільним або технічно неможливим.[1] Тому, з трансформацією дрібних фермерських господарств, розвитком сектору промислової підтримки та розширенням тепличних та тваринницьких ферм, дослідження та розробка фізичних та технологічних основ сільськогосподарського виробництва в нових умовах, а саме обладнання для малих тракторів, стали надзвичайно важливими. В останні роки попит на широке впровадження самохідних малих тракторів та супутнього обладнання різко зріс.

Ринок малої сільськогосподарської техніки – це дуже новий ринок, який майже не існував 40-50 років тому. У Південній Кореї виробництво малої сільськогосподарської техніки почалося лише 15-25 років тому. Термін «малий трактор» був введений до системи стандартизації 1986 року та німецьких стандартів сільськогосподарської техніки (DSTU). Також, хоча мала сільськогосподарська техніка була включена до «системи механізації» як засіб механізації у 1989-1990 роках, бельгійська компанія Bobcat вже виробляла малі навантажувачі з 1950-х років. Найбільшим виробником малої техніки в Європі є італійська компанія Gordoni, заснована в 1926 році, яка щорічно виробляє 7000-8000 малих тракторів (MT), з яких 40% експортується до 84 країн світу[1]. Великі японські компанії, такі як Mitsubishi Heavy Industries, Iseki Heavy Industries, Shibaura Heavy Industries та Yanmar Heavy Industries, виробляють колісні сільськогосподарські трактори. Kubota Heavy Industries експортує 50% своєї продукції до понад 100 країн світу. Компактні трактори (ДСТУ 28523-90) класифікуються на три типи за вагою та потужністю двигуна:

- Легкі (потужність двигуна 10 кВт або менше, вага 500 кг або менше)
- Важкі (потужність двигуна 14 кВт або менше, вага 650 кг або менше)
- Великі (потужність двигуна 25 кВт або менше, вага понад 650 кг)

Техніка на базі MGT може виконувати наступне:

- Сільське господарство (обробка ґрунту, великомасштабне фермерство, роботи в корівнику, дискова обробка ґрунту, оранка, фрезерування, посів, скошування, полив, обприскування, розбризкування тощо);

- Міське господарство (прибирання та придушення снігу та пилу з садів та доріг, вирівнювання ґрунту, скошування газонів, обрізка кущів та дерев, обробка будівельних матеріалів, заточування інструментів, дренаж, копання тощо);

- Транспортування та завантаження/розвантаження (транспортування та розподіл різних кормів, виробництво кормів для худоби, прибирання гною, заготівля та транспортування силосу, транспортування молока, транспортування води тощо).

Дрібномасштабні сільськогосподарські господарства характеризуються використанням різноманітного причіпного та підвісного обладнання, що базується на одному джерелі енергії.

На рисунках 1.1 - 1.4 наведено приклади компонентів багатоцільового силового агрегату (БСА) на базі трактора класу 0.2 "Уралет".



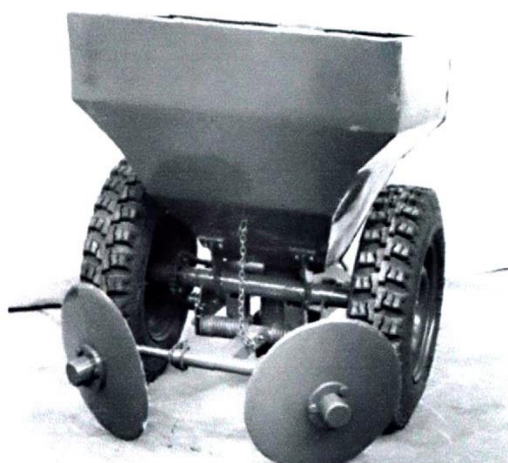
Рисунок 1.1 – Трактор на оранці



а) Картоплесаджалка



б) Картоплекопалка



в) Культиватор-окучник-розрихлювач КОРН-1,45



г) Фреза дискова



д) МГТ з двокорпусним плугом ПН-2-40



е) МГТ з косаркою консольною КН-1,5

Рисунок 1.2 – Сільськогосподарські агрегати



а) МГТ з бульдозерним відвалом



б) Малогабаритна вантажівка



в) Малогабаритний екскаватор



г) Малогабаритний навантажувач



д) Малогабаритна бурова установка

Рисунок 1.3 – Агрегати



а) Т-0,2.01 з вантажною платформою



б) Т-0,2.01 з причіпною платформою

Рисунок 1.4 – Транспортні агрегати

1.1.2 Мініатюрні навантажувачі як підкатегорія мініатюрного обладнання.

Експлуатаційні характеристики

Перші мініатюрні навантажувачі з'явилися наприкінці 1950-х років. Їхні невеликі розміри та вага, відносно низька вартість та високий попит зробили їх популярними. До кінця 1990-х років у всьому світі було продано приблизно від 70 000 до 80 000 одиниць. Зовсім недавно у Західній Європі щорічно продається

понад 9000 одиниць. Вироблені бельгійською компанією Bobcat, мініатюрні навантажувачі спочатку були введені для полегшення робіт з прибирання на птахофермах. Зараз вони продаються в 70 країнах світу та широко використовуються в сільському господарстві, теплицях, лісовому господарстві, міських службах, будівництві та інших промислових секторах.[9]

Обсяг вантажу, який необхідно перевозити тваринникам, варіюється головним чином залежно від виробничої площі, розміру ферми та методів управління худобою. Наприклад, ферма великої рогатої худоби з 200 коровами може мати загальну вагу худоби, яку потрібно перевезти на корм протягом дня, потенційно сягаючи 15 тонн. Економічні вигоди кожної ферми залежать від вибору транспортного та вантажного обладнання.

Малопотужні трактори з відповідним навісним обладнанням можуть бути використані для механізації всього основного процесу тваринництва, тим самим забезпечуючи високу продуктивність та оптимальні економічні показники. Наприклад, трактор класу МГТ ДТ-14 0.6, оснащений обладнанням для корму та водопою, може транспортувати та роздавати корм і воду 5000 свиней.[9] Згідно з даними [5, 8], вантажно-розвантажувальні операції становлять приблизно від 30% до 50% загальних витрат на оплату праці на тваринницькій фермі.[6] Згідно з одним зі звітів, повна механізація вантажно-розвантажувальних операцій та переробки фруктів може підвищити продуктивність праці в 1,9-3 рази.

Через обмежений робочий простір потрібна самохідна мала техніка. Наприклад, ширина кормових проходів на тваринницькій фермі становить приблизно від 1,7 до 2,2 метра.

Спосіб роботи вантажного обладнання значно відрізняється від способу роботи великої сільськогосподарської техніки. Навантажувачі - це машини, які виконують періодичні завдання. У обмежених просторах (таких як невеликі приміщення) вони характеризуються здатністю обертатися з низькими швидкостями без необхідності обертатися з боку в бік, як це було б у стаціонарному стані. Протягом робочого циклу тривалістю від 0,5 до 5 хвилин навантажувач змінює напрямок руху, виконує складні маневри повороту та

завершує операції завантаження та розвантаження. Весь робочий цикл зазвичай включає процеси доступу до місця завантаження/навантаження, завантаження, доступу до місця завантаження, завантаження та повернення до точки початку роботи.

Згідно з посиланням [14], час транспортної роботи становить від 67% до 77% загального часу робочого циклу.

На відміну від іншої сільськогосподарської техніки, мобільні трактори (МТ) мають нетрадиційні схеми руху та завантаження, що часто вимагає нетрадиційних систем керування.

Далі вводяться такі поняття, як системи керування, режими навантаження та режими руху.

Системи керування газоном класифікуються по-різному залежно від того, як налаштовано криволінійний рух. До них належать системи, які керують ведучими колесами з диференціальними передачами або без них (між колесами або між осями) на ведучій осі, системи, які використовують не обертові колеса або керовані колеса для бічних (приводних) поворотів, та системи контролю поломки рами для шарнірно-зчленованого обладнання. Конструкція системи керування приводом (механічна, гідравлічна, електрична тощо) не враховується.

Режими навантаження розрізняються наявністю або відсутністю зовнішніх навантажень. До них належать тягові навантаження, вертикальні навантаження, бічні навантаження та інерційні навантаження. Характеристики режимів навантаження навантажувача, встановленого на трактор, включають положення центру обертання, радіус повороту, пробуксовку коліс та бічне пробуксовування на землі, а також швидкості обертання коліс та обладнання.

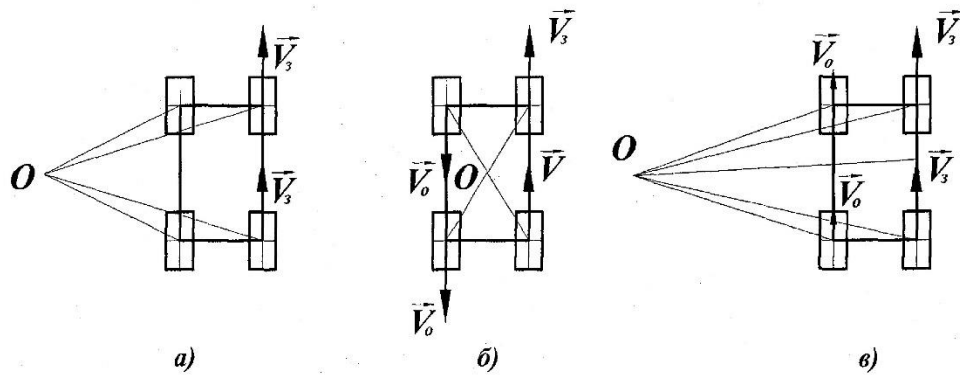
Режими навантаження навантажувача, встановленого на трактор, створюють нерівномірні та нестабільні вертикальні навантаження на осі під час роботи, що накладає додаткові обмеження, що перешкоджають мобільності обладнання. Вплив методу навантаження на ключові параметри обертання (шлях руху, коефіцієнт пробуксовки ведучого колеса, потужність, необхідна для обертання тощо), потребує подальших досліджень.

Зазвичай рух по криволінійній траєкторії поділяється на три етапи: етап входу в обертання, етап стаціонарного обертання з підтримкою постійного радіуса повороту та етап виходу з обертання. Під час запуску зі стаціонарного положення на низькій швидкості та роботи в умовах стиснення етапи входу та виходу з обертання майже відсутні, тоді як етап стаціонарного обертання з підтримкою постійного радіуса повороту та швидкості накладає фундаментальні обмеження на такі параметри, як вантажопідйомність навантажувача та методи керування. Враховуючи характеристики виробництва та застосування, тенденція розробки повного спектру малого обладнання на основі одного джерела живлення стає все більш очевидною в останні роки. З розширенням сфери застосування малого обладнання вимоги до базового обладнання стають більш різноманітними, іноді навіть суперечливими, що призводить до поєднання кількох нетрадиційних методів керування обертанням на одному пристрої. З огляду на це, ми заглибимося в традиційні методи керування навантажувачами на базі малих тракторів.

1.1.3 Методи керування для базових тракторів та малих навантажувачів

Мініатюрні трактори (МТ), які служать основою для вантажного обладнання, мають різноманітні конструкції та конфігурації. Особливо слід зазначити, що через обмеження робочого середовища метод керування має відповідати суворим вимогам. Нижче ми розглянемо кілька методів відповідно до класифікації в ДСТУ 27254-87. 1. Бічне керування – ця система змінює напрямок руху, змінюючи швидкість та напрямок лівих та правих коліс.

Цей метод використовується у фронтальних навантажувачах та аналогічній продукції, що виробляється в Китаї такими компаніями, як Bobcat (Бельгія), Case (США), Ford New Holland та Toyota Industrial Equipment (Японія)..

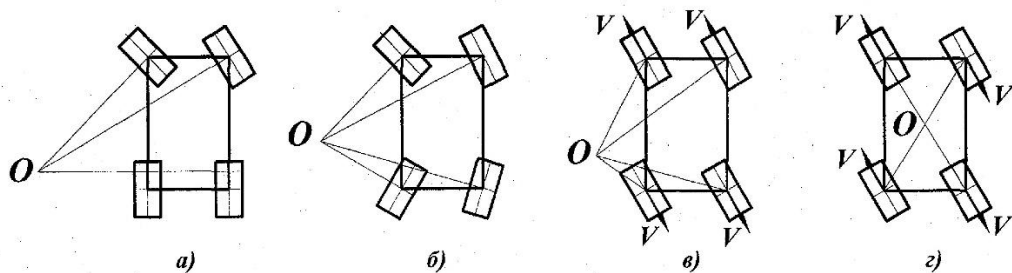


а – Задні колеса повністю загальмовані. б – Задні та передні колеса обертаються в протилежних напрямках. с – Задні та передні колеса обертаються в різних напрямках.

Рисунок 1.5 – Метод гідропідсилювача керма з колесами, що не обертаються

2. Система рульового керування з поворотними кулаками та трапецієподібним механізмом – Ця система використовує кінематичний метод звичайних автомобілів, де обидва керовані колеса встановлені на одній осі.

Оскільки розмір розглянутої машини є відносно невеликим (лише до двох осей), можна розглянути кілька варіацій цього методу рульового керування (Рисунок 1.6). Наприклад, існують повний привід (Kubota – Японія), двоколісний та повний привід (Keith – США, Agriil – Німеччина) тощо.

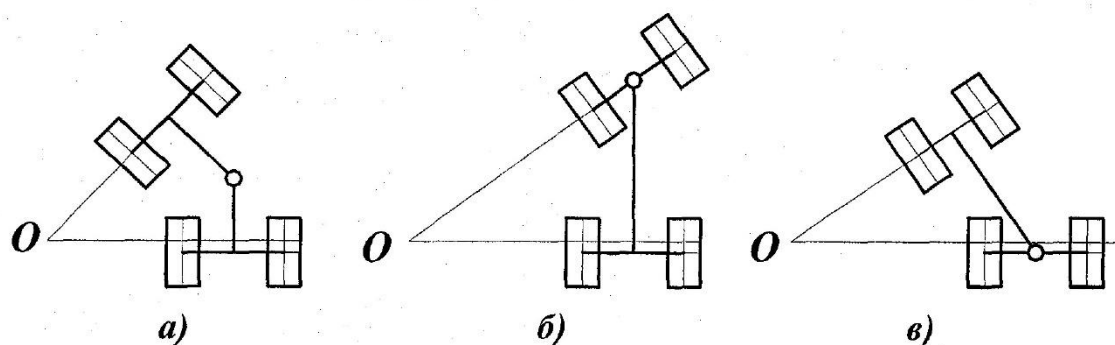


а - Одноосьове керування; б - Двоосьове керування; с - Рух "краб осі"; d - Рух "бічний краб"

Рисунок 1.6 - Керування за допомогою керма

Методи керування також включають деякі нетрадиційні конструкції, такі як задній привід з кермуванням передніх коліс (4x1) та допоміжна гальмівна система задніх коліс, окрема від системи керування передніх коліс.

3. Керування за допомогою шарнірної рами - Ця система включає вертикальну вісь обертання, що з'єднує дві частини машини (Рисунок 1.7). Керування досягається шляхом складання кожної частини машини навколо осі обертання (Raba-15 - Угорщина; Goldoni, Bertolini, Ferrari, Holder - Італія).



а – Точка шарніра розташована в центрі машини. б – Точка шарніра розташована на передній осі. в – Точка шарніра розташована на задній осі.

Рисунок 1.7 – Спосіб керування зчленовано-зчленованою технікою

Характерною рисою компактних тракторів є не лише різноманітність методів керування, але й те, що з однією моделлю можуть використовуватися різні методи.

1.1.4 Предмет дослідження – МГТ ХТЗ-010

Трактор ХТЗ-010 – це компактний трактор загального призначення, розроблений Харківським тракторним заводом, який використовується для виконання різних сільськогосподарських, транспортних та громадських робіт на фермах або приватних фермах. Розробка цього трактора виникла з попиту на компактні, гнучкі та економічні електричні інструменти для малих фермерських господарств. Він дозволяє ефективно працювати в обмежених виробничих зонах, вузьких проходах, садах, теплицях, тваринницьких фермах та громадських закладах.

Компактний трактор ХТЗ-010 розроблений із загальною силовою базою, яку можна використовувати з різними підвісними, напівпідвісними та

буксирними машинами. Основні застосування включають сільськогосподарські роботи, обробку ґрунту, скошування газонів, перевезення вантажів, вирівнювання ділянки, завантаження та керування стаціонарною технікою через вал відбору потужності. Його компактні розміри та легка конструкція дозволяють ефективно використовувати трактор навіть у ситуаціях, коли використання звичайних тракторних причепів є складним або економічно не вигідним.



Рисунок 1.8 – МГТ ХТЗ-010

Трактор ХТЗ-010 має класичну конструкцію з переднім керуванням та заднім приводом. Його система приводу 4x2 забезпечує просту конструкцію, зменшену вагу та нижчі експлуатаційні витрати. Його компактні розміри та вузька колісна база забезпечують маневреність у тісних просторах, що робить його придатним для вузьких проходів та виробничих цехів. Керування здійснюється шляхом обертання передніх коліс. Розділення внутрішнього заднього колеса з одночасним керуванням передніми колесами дозволяє обертання навколо осі, тим самим підвищуючи ефективність гальмування.

Однією з ключових особливостей трактора ХТЗ-010 є його придатність як базового шасі для виробництва спеціалізованої техніки. На це шасі можна монтувати фронтальні навантажувачі або самоскиди, міське робоче обладнання, снігоприбиральну техніку, лісгосподарську техніку, транспортні платформи та інше технічне обладнання. Монтаж фронтального навантажувача на основу трактора значно змінює умови експлуатації обладнання. Збільшене навантаження на передню вісь призводить до додаткових динамічних

навантажень на кузов та систему рульового керування, що підвищує вимоги до стійкості, керованості та комфорту їзди.

Під час використання фронтальних навантажувачів та самоскидів особливі вимоги пред'являються до кінематики обертання та системи приводу трактора. Робота в обмежених просторах, таких як футбольні поля, склади, ангари та виробничі майданчики, вимагає мінімального радіуса повороту, високої точності початку руху та достатньої стійкості обладнання під час перевезення вантажів. Одночасно такі параметри, як рульовий привід, корпус трактора, колісна база, розподіл ваги по осях та характеристики шин, суттєво впливають на експлуатаційні характеристики.

Хоча трактор ХТЗ-010 розроблений для роботи з різними комбінаціями обладнання, необхідно ретельно враховувати режими руху машини, процеси зупинки та повороту, а також вплив навантаження на параметри керування під час вантажних операцій. Особливо важливим є аналіз маневреності трактора на низьких швидкостях, оскільки його основні експлуатаційні характеристики залежать від стаціонарних параметрів повороту. У цьому режимі конструктивні характеристики машини та системи рульового керування найбільш чітко проявляються.

Таким чином, трактор ХТЗ-010, компактний та універсальний тяговий транспортний агрегат, є основою для виробництва компактних навантажувачів та бульдозерів, що робить забезпечення необхідної маневреності, стійкості та ефективності керування надзвичайно важливим. Це вимагає детального вивчення обертальних процесів та вибору відповідних конструктивних параметрів рульового керування та шасі.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Численні дослідження поворотного руху транспортних (тягачів) машин виявили дуже складні кінематичні та динамічні взаємодії між колесами та ґрунтом.

Оскільки ці процеси тісно пов'язані та впливають один на одного, потрібен комплексний огляд.

На основі пояснення кінематичної та динамічної взаємодії опорної платформи, коліс та всього транспортного засобу в цій статті пропонується математична модель стаціонарного поворотного руху транспортного (тягача).

2.1 Кінематичний зв'язок коліс на ґрунті в режимах повороту

Ця стаття зосереджена на взаємозв'язку між режимами руху коліс та рухом опорної платформи.

Вважається, що колеса обертаються навколо осі, яка обертається навколо іншої осі, що проходить через центр обертання транспортного засобу, а кутова швидкість дорівнює (рисунок 2.1).

Площиною обертання є будь-яка площина, перпендикулярна до осі обертання колеса. Площиною обертання, що збігається з площиною симетрії, є площина центру обертання.

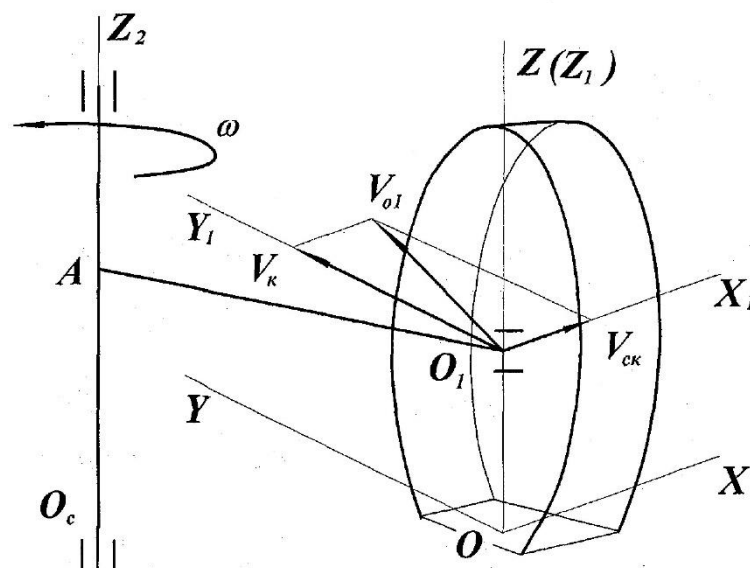


Рисунок 2.1 – Схема руху

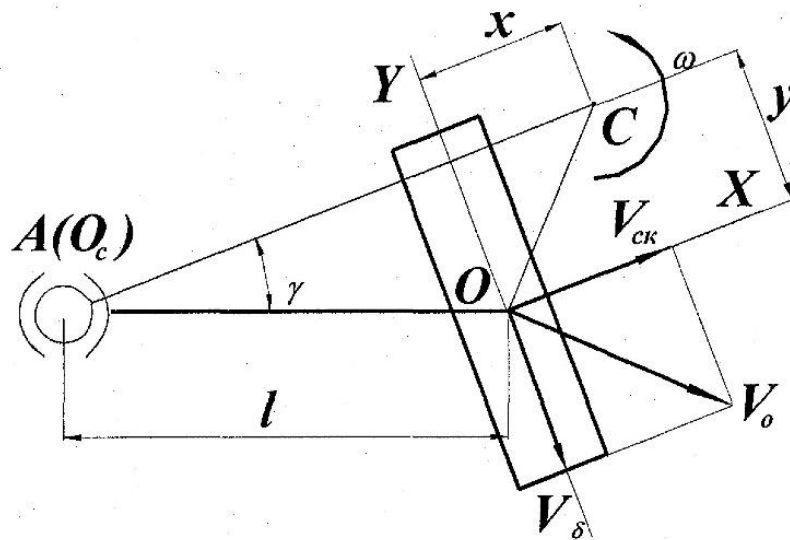


Рисунок 2.2 - Принципова діаграма руху опорної платформи ведучого колеса

Швидкість у певній точці така: , де.

Проектуючи швидкість на вісь, отримуємо: У бічному напрямку колеса існує таке співвідношення: Виходячи з припущення про існування центру обертання, швидкість така: Отже, існує таке співвідношення:

Цей результат можна виразити в такому вигляді: Під час криволінійного руху транспортного засобу центр обертання опорної платформи колеса розташований на вертикальній лінії від центру обертання машини до площини обертання.

Для ведучого колеса опір руху збалансований рушійною силою осі колеса, тому поздовжня складова тертя відсутня [6]. Отже, ми можемо отримати: З цього ми отримуємо дуже корисний висновок: Центр обертання опорної платформи ведучого колеса розташований на перетині прямої лінії від центру обертання машини до площини обертання та центральної площини площини обертання.

Вищезазначене є узагальненням відомої теореми, доведеної автором у посиланні [6] для паралельно-латеральної рухомої платформи, і пропонує більш загальне рішення для задач обертання з різними колісними розташуваннями та режимами руху. У практичних застосуваннях ведуче колесо відповідає веденому колесу та гальмівному колесу.

Як описано авторами посилання [8], ці розташування можуть пояснити різницю в швидкостях ковзання в різних точках на поверхні опорної платформи.

2.2 Кінематичні залежності в режимі обертання

На основі результатів кінематичні залежності в режимі обертання можна виразити наступним чином:

Припустимо, що машина має одну вісь (індекс осі x) та колеса на кожній осі (індекс колеса y), що обертаються навколо точки (центру обертання машини) з кутовою швидкістю ω (рисунок 2.3).

Введемо загальну систему координат, пов'язану з центром обертання машини, та регіональну систему координат, пов'язану з кожним колесом. Коли координати точки представлені як x, y у загальній системі координат та u, v у регіональній системі координат, відстань від центру обертання машини до центру обертання контактної поверхні колеса дорівнює r , що дорівнює радіусу траєкторії точки об'єкта з координатою r .

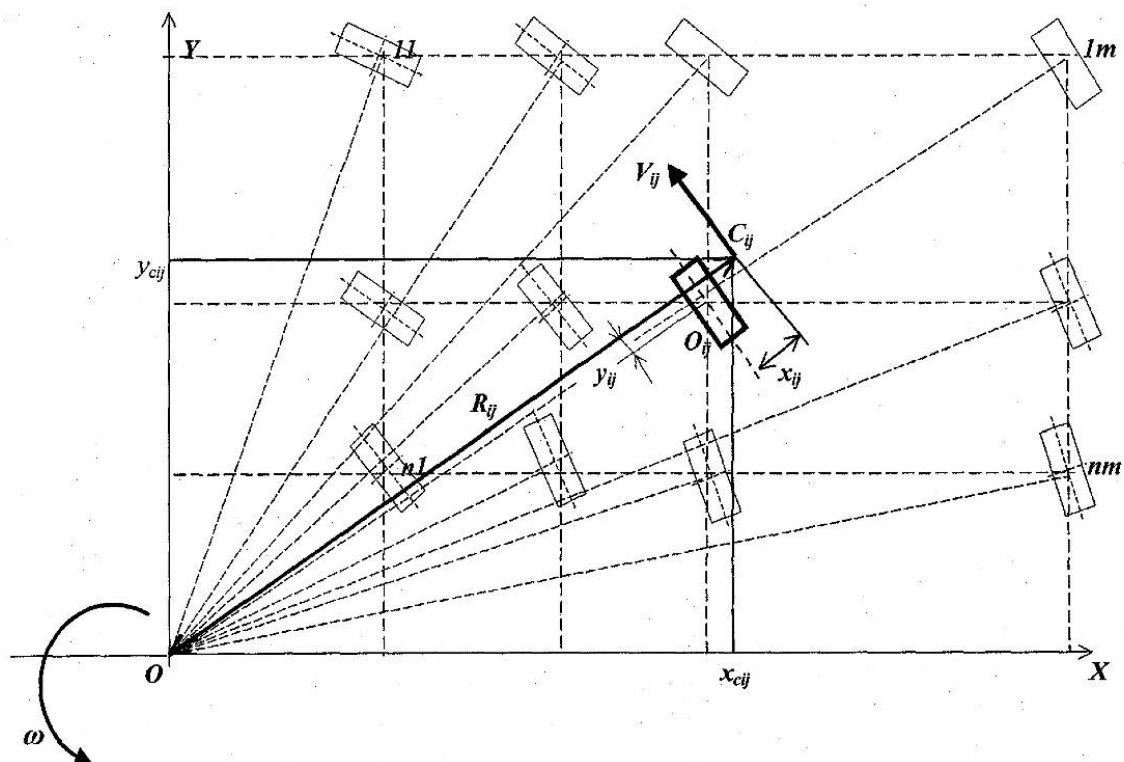


Рисунок 2.3 – Кінематична схема багатоопорної машини на повороті

Оскільки швидкість передачі дорівнює нулю [6], легко побачити, що в цій точці напрямок швидкості перпендикулярний до радіуса, а її величина дорівнює теоретичній швидкості відповідного колеса. Тим часом,

Отже, між швидкостями діє наступне співвідношення:

Тут — теоретична швидкість колеса та контактної площадки відповідно, а — радіус центру обертання контактної площадки та колеса відповідно.

У теорії високошвидкісних машин для встановлення цих співвідношень зазвичай використовується теоретична швидкість у центрі колеса (осі).

Під час руху високошвидкісних транспортних засобів, якщо відбувається незначне прослизання та горизонтальне прослизання, цей метод не призводить до великої похибки. Однак, якщо коефіцієнт прослизання досягає 30–50 % або більше, наприклад, у режимі руху тягового обладнання або інших тягових пристроїв, похибка стає значно великою.

На основі запропонованої залежності зв'язок між координатами центру обертання опорної площадки також можна встановити у такому вигляді:

Кількість таких геометричних зв'язків дорівнює кількості опорних площадок коліс. 2.3 Модель обертання стаціонарної машини

За результатами розділів 2.1 та 2.2 можна побудувати модель руху багатоопорної транспортної (тягової) машини в режимі стаціонарного обертання.

Вважається, що машина обертається навколо точки (центру обертання машини) з кутовою швидкістю.

Вважається, що на машину діють зовнішні сили (включаючи сили інерції) (рис. 2.4), а на колеса — сили тертя (такі як сили, що виникають при контакті з ґрунтом).

Як незалежні змінні, що описують рух машини, центр обертання машини в загальній (рухомій) системі координат визначається як $(x_0; y_0)$ та ω . Отже, для опису характеристик руху стаціонарного обертання необхідно побудувати та розв'язати систему рівнянь щодо невідомих, тобто систему рівнянь, що містить кілька рівнянь з незалежними змінними.

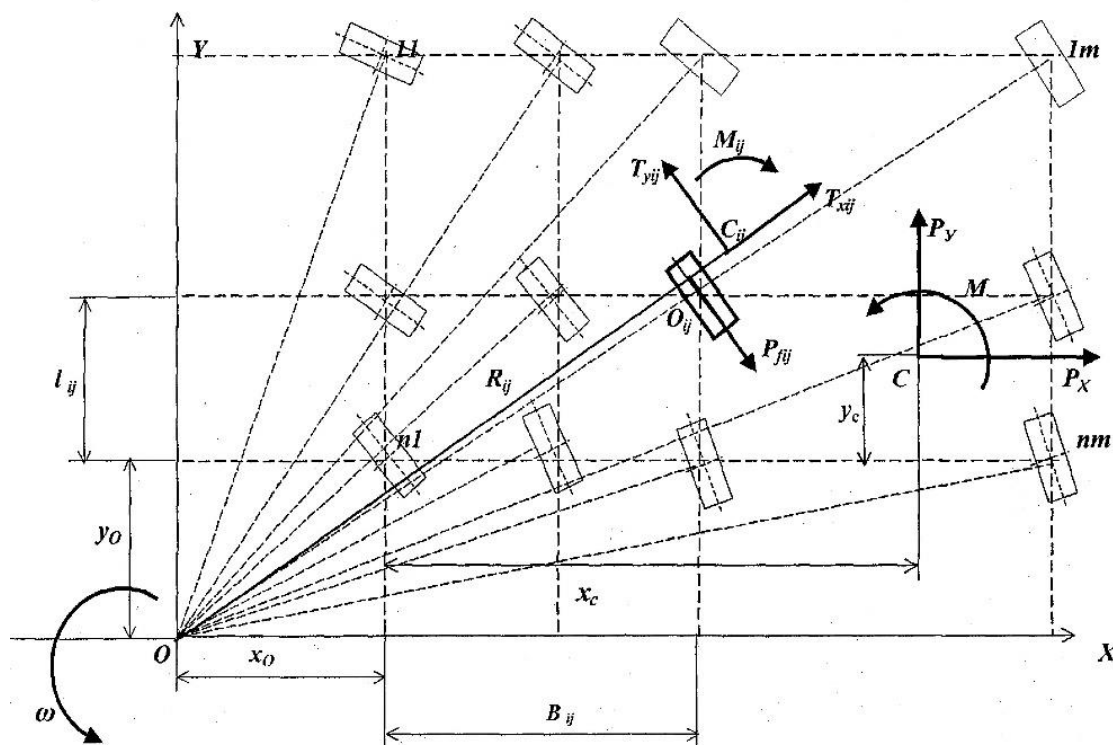


Рисунок 2.4 - Принципова діаграма сил, що діють на машину під час обертання

2.3.1 Рівняння рівноваги

Для плоского вимірювача сили можна встановити три рівняння рівноваги (статики), наприклад, проектуючи на вісь та підсумовуючи крутні моменти навколо центру обертання машини в загальній системі координат (рисунок 2.4).:

$$\begin{aligned}\sum X &= P_x + \sum_i \sum_j (T_{xij} \cos \gamma_{ij} - T_{yij} \sin \gamma_{ij} + P_{fij} \sin \gamma_{ij}) = 0; \\ \sum Y &= P_y + \sum_i \sum_j (T_{xij} \sin \gamma_{ij} + T_{yij} \cos \gamma_{ij} - P_{fij} \cos \gamma_{ij}) = 0; \\ \sum M &= P_y(x_c + x_0) - P_x(y_c + y_0) + M + \sum_i \sum_j (T_{yij} R_{ij} - P_{fij}(R_{ij} - x_{ij}) - M_{ij}) = 0\end{aligned}\quad (2.5)$$

Тут , , та – зовнішня сила та момент сили відносно центру машини, , та – координати центру машини в системі координат машини, – радіус центру обертання колеса в загальній системі координат, – сила опору, – коефіцієнт опору між колесом і землею, – радіальне (вагове) навантаження, що прикладається до колеса, та – кут повороту колеса.

2.3.2 Геометричні залежності

Геометричні залежності відображають конструктивні параметри машини, відносно розташування коліс та взаємозв'язок з центром обертання машини.

Як геометричні залежності використовуються наступні рівняння.:

$$\frac{y_{cij}}{x_{cij}} = \operatorname{tg} \gamma_{ij}. \quad (2.6)$$

2.3.3 Кінематичні рівняння зв'язку

Кінематичні зв'язки характеризують конфігурацію та конструктивні параметри машини, схему керування, схеми руху коліс та з'єднання з центром обертання машини.

Як рівняння кінематичного зв'язку використовується наступне співвідношення.

Однак, рівняння кінематичного зв'язку також можна записати в інших формах, що значно спрощує виведення та розв'язання рівняння.

Рівняння кінематичного зв'язку можна застосувати до окремого колеса або до конструкції вузла колеса. Розглянемо деякі приклади.

Оскільки ведуче колесо має характеристику, що поздовжня складова тертя ковзання дорівнює нулю [9], для кожного ведучого колеса можна встановити рівняння зв'язку наступного вигляду:

Припускаючи, що є функцією координат центру обертання опорної платформи, наступне співвідношення застосовується до симетричної платформи контакту колеса:

Ведуче рояльне колесо (рис. 2.5) з'єднане з рамою за допомогою шарнірної конструкції.

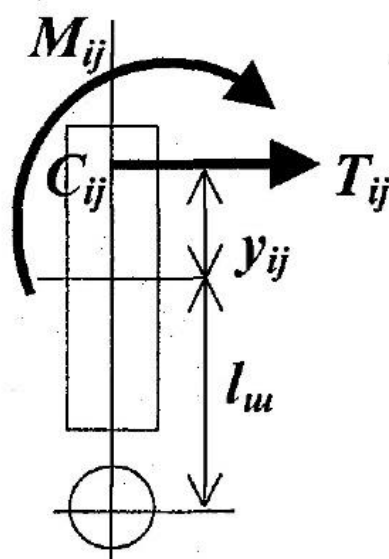


Рисунок 2.5 – Схема рояльного колеса

Наявність цього шарніра зумовлює додаткове рівняння:

$$T_{xij}(l_u + y_{ij}) + M_{ij} = 0, \quad (2.8)$$

де l_u – відстань від центра симетрії майданчика колеса до шарніра.

$$x_0 + B_{ij} + x_{ij} \cos \gamma_{ij} - y_{ij} \sin \gamma_{ij} = 0. \quad (2.9)$$

У випадку борта $B_{ij} = 0$ і відсутності загальмованого колеса $\gamma_{ij} = 0$ рівняння спрощується:

$$x_0 + x_{ij} = 0. \quad (2.10)$$

$$\frac{V_{ij}}{V_{kl}} = \frac{R_{ij}}{R_{kl}}. \quad (2.11)$$

$$T_{yij} = kT_{ykl}, \quad (2.12)$$

Тут — коефіцієнт пропорційності, а — колесо з диференціалом.

Якщо кут нахилу колеса відносно осі машини дорівнює , координатне співвідношення симетричної області обертання колеса стає .

Ведучі колеса без диференціалів на одній осі розглядаються як єдине ціле, тобто вони мають спільний центр ковзання (у загальній системі координат). Якщо кут нахилу відносно осі машини дорівнює , співвідношення має такий вигляд:

Отже, система алгебраїчних рівнянь, що містить невідомі, складається з п'яти рівнянь рівноваги, геометричних співвідношень та кінематичних співвідношень, з яких можна розв'язати невідомі , , .

Зрозуміло, що побудова математичної моделі для конкретної машини з певною кількістю коліс, конструктивними параметрами та методом керування рульовим керуванням змінює вигляд системи рівнянь.

2.4 Основні характеристики повороту

Характеристики, необхідні для повороту, можна отримати, розв'язавши отриману систему рівнянь.

Тому рекомендується виражати ці характеристики за допомогою незалежних координат, визначених шляхом розв'язання системи рівнянь.

Мінімальний радіус є однією з ключових характеристик повороту та визначає здатність до повороту у вузьких просторах. Це значення визначається найдальшим колесом, оскільки воно визначає мінімальний простір, необхідний машині для здійснення повного оберту. Найпоширеніші форми такі::

$$R_{\min} = \sqrt{(x_{cij} - x_{ij} \cos \gamma_{ij} + y_{ij} \sin \gamma_{ij})^2 + (y_{cij} - x_{ij} \sin \gamma_{ij} - y_{ij} \cos \gamma_{ij})^2}. \quad (2.14)$$

З урахуванням перетворення координат маємо:

$$R_{\min} = \sqrt{(x_0 + B_{ij})^2 + (y_0 + L_{ij})^2} . \quad (2.15)$$

Буксування ведучих коліс δ :

$$\delta = \frac{V_{\delta ij}}{V_{Tij}} = \omega \frac{R_{ij} - (R_{ij} - x_{ij})}{\omega R_{ij}} = \frac{x_{ij}}{R_{ij}} = \frac{x_{ij}}{\sqrt{x_{cij}^2 + y_{cij}^2}} , \quad (2.16)$$

де V_{Tij} , $V_{\delta ij}$ – теоретична швидкість і швидкість буксування ij колеса.

$$k_{\delta ij}^{\xi\eta} = \frac{V_{ckij}^{\xi\eta}}{V_{Tij}} , \quad (2.17)$$

де $V_{ckij}^{\xi\eta}$ – швидкість ковзання точки опорного майданчика ij колеса з координатами ξ , η .

Оскільки

$$V_{ckij}^{\xi\eta} = \omega \sqrt{(x_{ij} - \xi)^2 + (y_{ij} - \eta)^2} ; \quad (2.18)$$

$$k_{\delta ij}^{\xi\eta} = \frac{\sqrt{(x_{ij} - \xi)^2 + (y_{ij} - \eta)^2}}{\sqrt{x_{cij}^2 + y_{cij}^2}} . \quad (2.19)$$

Для центральної точки сліду ($\xi = \eta = 0$).

$$k_{\delta ij} = \frac{\sqrt{x_{ij}^2 + y_{ij}^2}}{\sqrt{x_{cij}^2 + y_{cij}^2}} . \quad (2.20)$$

Назвемо ковзання центральної точки сліду $k_{\delta ij}$ ковзанням ij колеса.

Зв'язок між $k_{\delta ij}$ і δ_{ij} записується співвідношенням:

$$k_{\delta ij} = \delta_{ij} \frac{\sqrt{x_{ij}^2 + y_{ij}^2}}{x_{ij}} . \quad (2.21)$$

Коли поздовжнє зміщення центру обертання опорної платформи мале (поперечне прослизання мале):

Потужність опорної платформи під час обертання залежить від балансу між силою тяги та потужністю, а також від загального зносу коліс.

Зазвичай загальна потужність усієї машини під час обертання така::

$$N = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m N_{ij} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m (N_{fij} + N_{Tij}), \quad (2.22)$$

Втрати потужності включають втрати потужності через тертя та опір коліс під час руху по криволінійній траєкторії, потужність опору, що використовується для деформації шин та стискання ґрунту, а також втрати потужності через тертя між опорною платформою та ґрунтом.

Втрати потужності через деформацію шин та стискання ґрунту можна розрахувати за такою формулою.:

$$N_{fij} = V_{oij} P_{fij}, \quad (2.23)$$

де V_{oij} – дійсна швидкість колеса:

$$V_{oij} = \omega(\sqrt{x_{cij}^2 + y_{cij}^2} - x_{ij}). \quad (2.24)$$

Потужність втрат на тертя згідно рис. 2.6 дорівнює:

$$N_{Tij} = \omega \varphi q \sqrt{(x_{ij} - \xi)^2 + (y_{ij} - \eta)^2}. \quad (2.25)$$

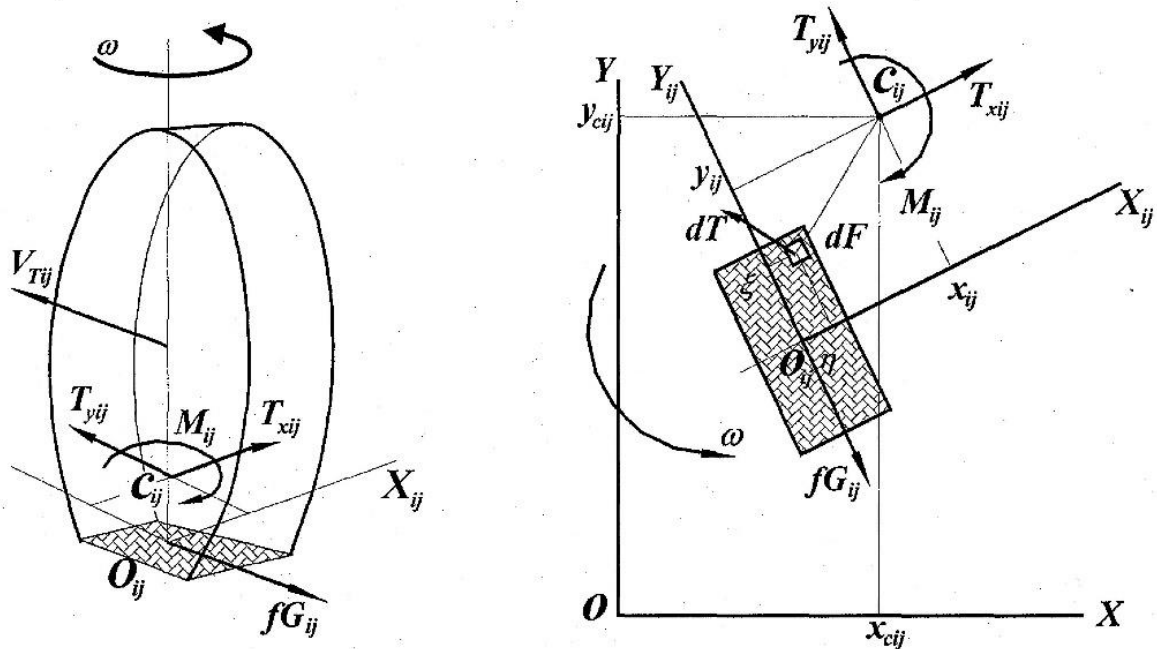


Рисунок 2.6 – До визначення плями контакту колеса

Таким чином, потужність, що витрачається на тертя ij колеса, дорівнює:

$$N_{Tij} = \omega M_{ij}. \quad (2.26)$$

Для всієї машини

$$N_{Tij} = \omega \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m M_{ij} . \quad (2.27)$$

Під час повороту на місці загальне значення крутного моменту тертя може служити показником втрати потужності та загального зносу шин.

Окрім вищезазначених характеристик, розуміючи механічні фактори, що виникають під час контакту коліс з дорожньою поверхнею, також можна розрахувати сили на кермі, а також навантаження на компоненти двигуна та трансмісії й опорні системи.

РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Предмет та параметри дослідження

Це дослідження зосереджено на малому тракторі ХТЗ-010 виробництва АГ ХТЗ. Цей трактор є тягачем та транспортним засобом, а його трансмісія та система рульового керування мають конструкцію, відмінну від традиційних моделей.

Технічні параметри трактора ХТЗ-010 такі:

- см – Довжина бази;
- см – Колісна база;
- см – Міжосьова відстань;
- см – Довжина шатуна;
- Ньютон – Навантаження на передню вісь;
- Ньютон – Навантаження на задню вісь.

Центр ваги визначається «методом підвіски» (див. рисунок 3.1)..

$$x_{ит} = \frac{2G_{пер}L}{G_{тр}} = \frac{2660 \cdot 126}{6910} = 48,5 \text{ см.} \quad (3.1)$$

де $G_{тр} = 2(G_{зад} + G_{пер}) = 2660 + 4250 = 6910 \text{ Н}$ – вага ненавантаженого трактора.

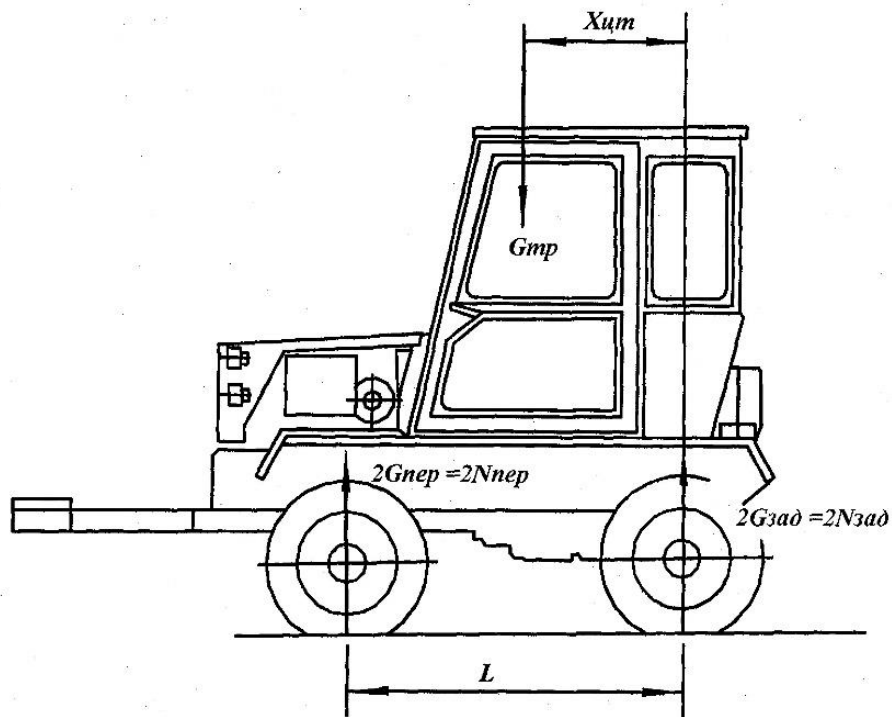


Рисунок 3.1 – Схема для визначення

Для імітації роботи відвалу бульдозера до трактора теоретично прикладається додаткове вертикальне навантаження.

Навантаження N розташоване на передній осі. Додатково, навантаження N прикладається до передньої плечової частини трактора (приблизно на 10 см вище землі).

У всіх режимах навантаження (враховуючи рух), вертикальне навантаження, що діє на передню та задню осі, розраховується за такою формулою.:

$$2G_{пер} = \frac{G_{1zp}(L + l) + G_{2zp}L + G_{mp}x_{um} + G_{\epsilon}l_{\epsilon}}{L}; \quad (3.2)$$

$$2G_{зад} = \frac{-G_{1zp}l + G_{mp}(L - x_{um}) + G_{\epsilon}(L - l_{\epsilon})}{L}, \quad (3.3)$$

де $G_{\epsilon} = 600$ Н – маса водія; $l_{\epsilon} = 13$ см – положення центра ваги водія відносно задньої осі.

Підставивши числові значення

$$G_{зад} = 239,415 - 0,245G_{1zp}, \quad (3.4)$$

$$G_{пер} = 136,085 + 0,745G_{1zp} + 0,5G_{2zp}. \quad (3.5)$$

Результати розрахунку наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Нормальні навантаження на колесо при різних режимах

№ п/п	G_{1zp}	G_{2zp}	на вісь		на колесо		Перевантаження $\Delta G = G_{nep} / G_{зад}$
			$2G_{nep}$	$2G_{зад}$	G_{nep}	$G_{зад}$	
	Н	Н	Н	Н	Н	Н	
1	0	0	2721,7	4788,3	1360,85	2394,15	0,5684
2	2000	0	4721,7	4788,3	2360,85	2394,15	0,9861
3	2000	1000	6211,7	4298,3	3105,85	2149,15	1,4452
4	2000	2000	7701,7	3808,3	3850,85	1904,15	2,0223
5	2000	2500	8446,7	3563,3	4223,35	1781,65	2,3705
6	2000	3000	9191,7	3318,3	4595,85	1659,15	2,7700
7	2000	3500	9936,7	3073,3	4968,35	1536,65	3,2332
8	2000	4000	10681,7	2828,3	5340,85	1414,15	3,7767
9	2000	4500	11426,7	2583,3	5713,35	1291,65	4,4233
10	2000	5000	12171,7	2338,3	6085,85	1169,15	5,2054
11	2000	5500	12916,7	2093,3	6458,35	1046,65	6,1705

3.2 Характеристики взаємодії колеса з ґрунтом

3.2.1 Форма та розміри контактної поверхні

Трактор був оснащений шинами 5.9-13 типу IV-167. Розміри контактної поверхні вимірювалися відомим методом [10]. Розміри контактної поверхні наведено в таблиці 3.2.

Як видно з таблиці 3.2, насичення малюнка протектора майже не залежить від навантаження на колесо та може бути визначене за наступною формулою.:

$$z = \frac{F_{\phi}}{F_n}, \quad (3.6)$$

де F_{ϕ} – фактична площа; $F_n = ab$ – площа.

Експеримент [7] підтвердив, що насичення малюнка протектора мало впливає на величину коефіцієнта сили, що діє на колію з боку ґрунту. Цей коефіцієнт сили визначається вищезгаданими розмірами профілю.

Крім того, ширина відбитка практично не залежить від навантаження на колесо і в наступних розрахунках буде прийнята за 1 см.

Однак довжина відбитка значно змінюється залежно від навантаження на колесо.

Таблиця 3.2 – Розміри відбитка сліду колеса залежно від радіального навантаження на колесо G

№ п/п	Режим навантаження	G , Н	b , см	a , см	z , %
1	Ненавантажений трактор	1330	11,3	8,8	55,25
2	2000 Н на передній осі	2330	11,4	12,2	52,71
3	2000 Н на передній осі; 1000 Н на плече попереду	3075	11,5	14,6	51,33
4	2000 Н на передній осі; 2000 Н на плече попереду	3820	11,5	17,6	55,02
5	2000 Н на передній осі; 3000 Н на плече попереду	4565	11,6	19,7	55,25
6	2000 Н на передній осі; 4000 Н на плече попереду	5310	11,6	23,9	57,33
7	2000 Н на передній осі; 5000 Н на плече попереду	6055	11,6	24,0	55,55

3.2.2 Кут повороту коліс

Кут повороту керма є одним із критичних параметрів, що визначають маневреність та працездатність малих тракторів. Цей кут являє собою максимальний кут, на який передні колеса значно відхиляються від прямої лінії, і він безпосередньо впливає на мінімальний радіус повороту, маневреність у вузьких просторах та стійкість руху.

У більшості малих тракторів максимальний кут повороту коліс визначається конструкцією та є постійним значенням. Це значення визначається формою рульового механізму, параметрами трапеції рульового керування, розташуванням компонентів передньої осі та наявністю або відсутністю механічного обмежувача рульового керування. Цей кут не змінюється під час роботи трактора та залишається постійним у конкретних конструкціях.

Оскільки кут повороту керма залишається постійним, забезпечується стабільність кінематичних параметрів трактора та зберігаються задані характеристики рульового керування. У конструкції малих тракторів максимальний кут повороту керма вибирається виходячи з умов експлуатації машини.

Під час роботи трактора у вузьких виробничих зонах, садах, теплицях, корівниках для худоби або для вантажних робіт кут повороту керма, як правило, збільшується для забезпечення високої маневреності.

Однак, якщо кут повороту керма занадто великий, це призводить до зниження стійкості руху, збільшення навантаження на компоненти рульового приводу та збільшення опору коченню шин під час поворотів.

Тому, встановлюючи максимальний кут повороту, необхідно враховувати баланс між маневреністю, стійкістю та довговічністю компонентів шасі.

Для забезпечення належного кермування більшість тракторів використовують трапецієподібний механізм рульового керування, де кути повороту внутрішніх і зовнішніх коліс відрізняються.

Щоб зменшити пробуксовку шин і мінімізувати втрати потужності під час проходження поворотів, кут повороту внутрішнього колеса повинен бути більшим, ніж кут повороту зовнішнього колеса. Максимальне значення цього кута визначається конструкцією механізму рульового керування і залишається постійним під час роботи.

Постійний кут повороту керма є критичною характеристикою для малих тракторів і визначає рухові характеристики машини під час роботи. Мінімальний радіус повороту, ширина повороту, маневреність та ефективність трактора у

вузьких просторах залежать від цього кута повороту. Тому аналіз параметрів повороту керма та їх вплив на продуктивність машини є важливим для проектування, розробки та вдосконалення малих тракторів.

Значення кута повороту коліс трактора ХТЗ-010 наведено в таблиці 3.3. Таблиця 3.3 – Кути повороту коліс

Внутрішнє колесо γ_3	Зовнішнє колесо γ_4
29,5°	21°
	22°
28	20,5°

Згідно з розділом 2, коли колесо торкається землі, завжди генерується стабілізуючий момент, який змушує колесо обертатися в напрямку лінійного руху, впливаючи таким чином на вибір зазору та забезпечуючи малу виміряну величину ($^{\circ}$, $^{\circ}$). Для заднього колеса

3.2.3 Коефіцієнт руху

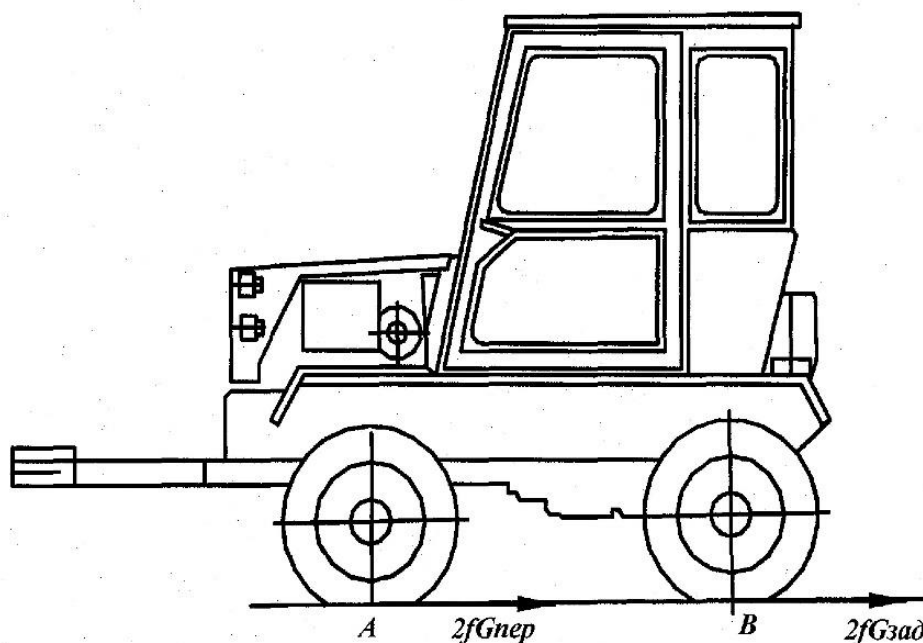


Рисунок 3.2 – Схема для визначення опору руху

Зазвичай метод вимірювання опору виглядає наступним чином: при закритій коробці передач та вільно обертаючихся колесах передня рама безпілотного трактора буксирується лебідкою на відстань 0,5 м по ґрунту, що не викликає жорсткої деформації.

Однак у теоретичних дослідженнях як найпоширеніший випадок використовується співвідношення, представлене в розділі 2. У цьому випадку враховуються такі фактори. Коефіцієнт опору під час руху по твердій поверхні являє собою втрати через деформацію шин, які безпосередньо залежать від радіального навантаження, що прикладається до коліс. Цей факт був експериментально підтверджений багатьма дослідниками.

Той самий метод використовується для врахування додаткової сили, що діє на лопаті, що перерозподіляються між колесами, але ця додаткова сила також враховується.

Результати розрахунків наведено в таблиці 3.4..

Таблиця 3.4 – Зусилля опору руху при різних режимах навантаження

№	Режим навантаження	Зусилля на вісь		Перевантаження $\frac{G_{пер}}{G_{зад}}$	$P_f, \text{Н}$	$G_{\Sigma}, \text{Н}$	$\frac{P_f}{G_{\Sigma}}$
		перед	задн				
		$2G_{пер}$	$2G_{зад}$				
1	Ненавантажений трактор	2660	4250	0,5684	250	6910	0,036
2	2000 Н на передній осі	4660	4250	0,9861	400	8910	0,045
3	2000 Н на передній осі; 1000 Н на плече попереду	6150	3760	1,4452	460	9910	0,046
4	2000 Н на передній осі; 2000 Н на плече попереду	7640	3270	2,0223	500	10910	0,046
5	2000 Н на передній осі; 3000 Н на плече попереду	9130	2780	2,7700	560	11910	0,047
6	2000 Н на передній осі;	10620	2290	3,7767	620	12910	0,048

	4000 Н на плече попереду						
7	2000 Н на передній осі; 5000 Н на плече попереду	12110	1800	5,2054	680	13910	0,049

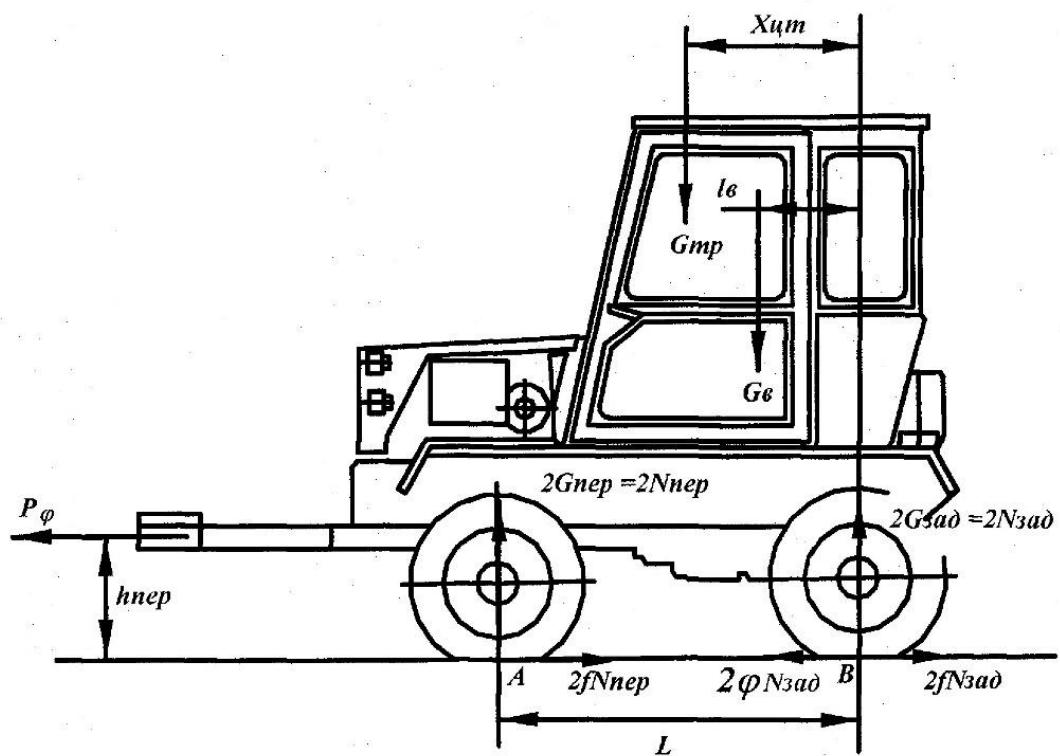
Як видно з даних таблиці 3.4, опір руху збільшується зі збільшенням навантаження тягової машини.

3.2.4 Коефіцієнт тертя (зчеплення)

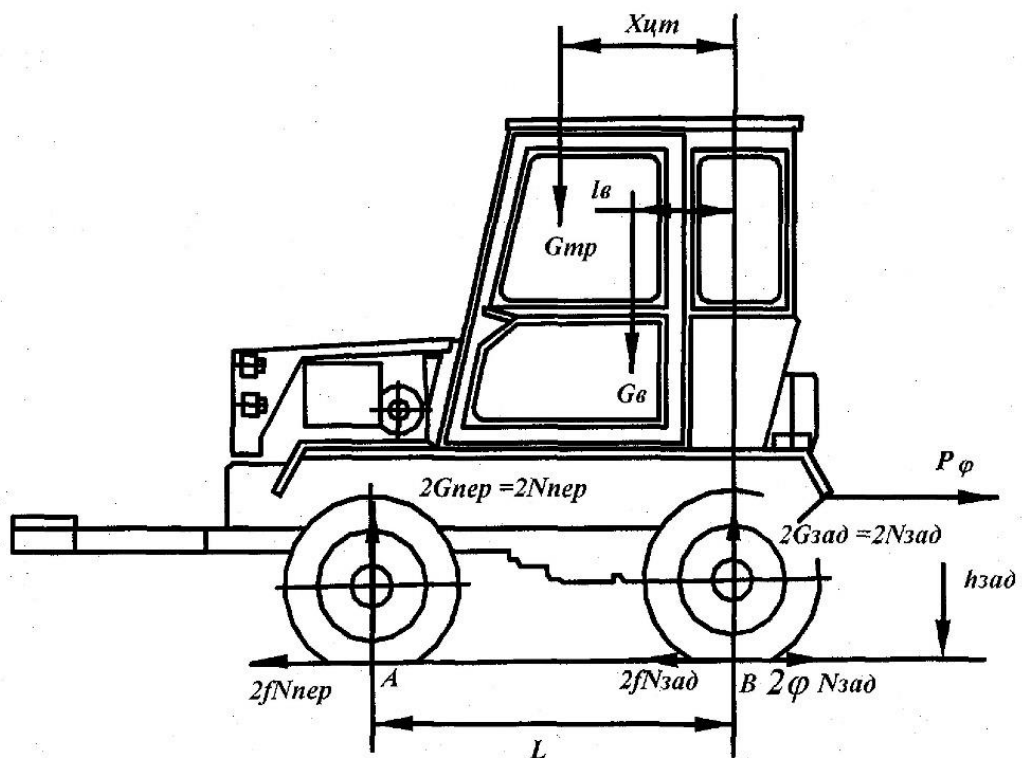
Коефіцієнт тертя зчеплення вимірювався за різних навантажень на колеса та максимальних робочих умов, а також за умов повного проковзування коліс. Це пояснюється тим, що на твердих поверхнях поздовжній та поперечний коефіцієнти тертя можна вважати рівними.

Коефіцієнт тертя можна розрахувати за такою формулою (рисунок 3.3):

$$\begin{aligned}
 \sum X &= P_{\varphi} + 2f_{зад} G_{зад} + 2f_{пер} G_{пер} - 2\varphi G_{зад} = 0 \\
 \sum Y &= 2G_{зад} + 2G_{пер} - G_{mp} - G_{\epsilon} = 0 \\
 \sum M_A &= 2G_{зад} L \pm P_f h - G_{mp} (L - x_{um}) - G_{\epsilon} (L - l_{\epsilon}) = 0
 \end{aligned} \tag{3.7}$$



a)



б)

Рис.3.9. Схема для визначення тягового зусилля

Розв'язуючи систему, отримаємо:

$$\varphi = L \frac{P_{\varphi} + 2f_{\text{пер}} G_{\text{пер}} + 2f_{\text{зад}} G_{\text{зад}}}{G_{\text{мп}}(L - x_{\text{цм}}) + G_{\text{с}}(L - l_{\text{с}}) \pm P_{\varphi} h} = 126 \frac{P_{\varphi} + 2f_{\text{пер}} G_{\text{пер}} + 2f_{\text{зад}} G_{\text{зад}}}{603325 \pm P_{\varphi} h}. \quad (3.8)$$

Результати розрахунків зведені в табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Визначення коефіцієнта зчеплення з ґрунтом

	$P_{\varphi}, \text{Н}$	$G_{\text{зад}}, \text{Н}$	$f_{\text{зад}}$	$G_{\text{пер}}, \text{Н}$	$f_{\text{пер}}$	φ_{max}	$P_{\varphi}, \text{Н}$	$\varphi_{\text{д}}$	$\frac{\varphi_{\text{д}}}{\varphi_{\text{max}}}$
$h_{\text{зад}}$	5000	3158	0,045	597	0,043	0,84	3450	0,58	0,69
$h_{\text{пер}}$	3450	1901	0,045	1854	0,044	0,99	2450	0,70	0,71

Як показано в таблиці 3.5, коефіцієнт тертя збільшується зі зменшенням навантаження на колеса. Інші дослідники отримали подібні тенденції на піщаних, суглинних, бетонних та ґрунтових дорогах [6, 14].

3.3 Характеристики повороту машини

3.3.1 Радіус повороту

Радіус повороту трактора вимірювався при максимальному куті повороту колеса (максимальному куті повороту колеса).

На основі залежності, наведеної в розділі 2, результати розрахунків наведено в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Значення зовнішнього та внутрішнього діаметрів для різних схем повороту

№ з/п	Перевантаження ΔG	Навантаження на колесо		Режим керування поворотом			
		$G_{\text{пер}}, \text{Н}$	$G_{\text{зад}}, \text{Н}$	Режим 2		Режим 1	
				$H, \text{см}$	$B, \text{см}$	$H, \text{см}$	$B, \text{см}$
1	0,986	2361	2394	596	290	755	444,4
2	1,445	3106	2149	614,5	310	773	465,5
3	2,022	3851	1904	642	340	789,5	479
4	2,370	4223	1782	650	346	804	499
5	2,770	4596	1659	668,5	368,5	806	499

6	3,233	4968	1537	647,5	349,5	793	485
7	3,777	5341	1414	670	373	807	498
8	4,423	5713	1292	672	374	819	512
				652,5	361		
				686	392		
				662	367		
9	5,205	6086	1169	574	303	829	523
				618	340		
				633	370		
10	6,170	6458	1047			833	528

На основі розрахунків, коли внутрішнє заднє колесо відключене (Режим 1), трактор підтримує стабільний стан у діапазоні перевантаження від 0,9 до 6,2 (радіус повороту залишається постійним при кожному значенні перевантаження, при цьому початкова та кінцева точки траєкторії збігаються).

Радіус повороту (діаметр траєкторій внутрішнього та зовнішнього коліс) монотонно збільшується зі збільшенням перевантаження. Радіус повороту зовнішнього колеса збільшується на 10%, а радіус повороту внутрішнього колеса збільшується на 20%.

Коли внутрішнє колесо гальмується (Режим 2), трактор підтримує стабільний стан у діапазоні перевантаження від 0,9 до 3,8. Якщо значення перевищує 3,8, трактор стає нестабільним. Трактор їде нестабільно, і на деяких ділянках очікується більше прослизання. Навіть у діапазоні стабільного руху радіус повороту має тенденцію до збільшення, збільшуючись на 12,5% для зовнішнього колеса та 28,6% для внутрішнього колеса.

Коли перевантаження досягає 6,2 (Режим 2), трактор втрачає здатність рухатися через недостатнє зчеплення на одному з ведучих коліс. Зі збільшенням перевантаження очікується різке збільшення сили, необхідної для керування колесом. Це вказує на те, що в точці контакту між колесом і землею генерується великий відновлювальний крутний момент.

3.3.2 Розташування центру обертання машини

Розташування центру обертання машини можна графічно перевірити за допомогою програмного забезпечення AutoCAD. Зокрема, знайдіть точку перетину, де зовнішній діаметр зустрічається з центром на вертикальній осі, і точку перетину, де внутрішній діаметр зустрічається з центром в осьовому напрямку.

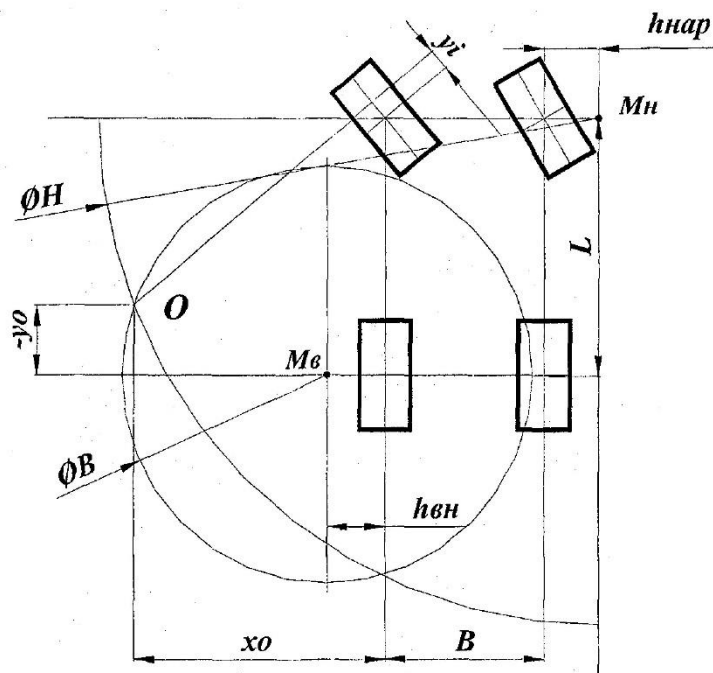


Рисунок 3.4 – Схема визначення центра повороту машини

Аналітично x_0, y_0 :

$$\begin{aligned} H &= 2\sqrt{(x_0 + B)^2 + (y_0 + L)^2} \\ B &= 2\sqrt{x_0^2 + y_0^2} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Таблиця 3.7 – Теоретичне положення центра повороту машини відносно внутрішнього заднього колеса

ΔG	Режим 1		Режим 2	
	x_0 , см	y_0 , см	x_0 , см	y_0 , см
0,986	243,8	-6,3	165,0	-21,9
1,445	254,3	-9,3	175,0	-22,7

2,022	261,2	-3,8	190,0	-23,7
2,370	251,1	35,8	193,4	-21,1
2,770	271,1	-7,8	204,3	-24,6
3,233	264,1	-7,2	194,2	-27,6
3,777	270,7	-4,8	206,1	-27,9
4,423	277,6	-6,9	206,8	-26,7
			198,9	-34,3
			215,3	-30,7
			202,7	-30,3
5,205	283,1	-7,8	163,4	-53,4
			195,8	-62,4
			184,8	-47,9
			163,5	-53,4
			195,8	-62,4
6,170	285,5	-9,1		

Згідно з даними таблиці 3.7, у режимі 1 (внутрішнє заднє колесо відключене) поздовжнє зміщення мало змінюється, коливаючись від 4,7 до 9,2 см, і майже не залежить від розміру навантаження.

У режимі 2 (гальмо внутрішнього заднього колеса задіяне) поздовжнє зміщення значно збільшується та монотонно збільшується зі збільшенням перевантаження. В умовах сильного перевантаження зміщення може досягати 5,2 см, що більш ніж на порядок більше, ніж у режимі 1, і знаходиться близько до центру підлоги автомобіля..

РОЗДІЛ 4 ДЕЯКІ ОЦІНКИ І ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

Це дослідження має на меті оцінити принципову схему, параметричний дизайн та стратегії структурного проектування базової машини на основі майбутніх галузей застосування, а також надати корисні та практичні пропозиції на початковому етапі проектування.

На прикладі трактора класу ХТЗ-010 0.2 було проаналізовано вплив таких факторів, як сила тяги, розподіл вертикального навантаження між осями, кут кріплення коліс та гнучкість кута нахилу коліс, на кінематику машини, вихідну потужність та характеристики зносу за різних систем рульового керування.

4.1 Порівняння систем рульового керування

Вибір системи керування на етапі проектування є вирішальним фактором у визначенні стаціонарних характеристик рульового керування машиною та вимагає врахування режиму руху та навантаження. Під час попередньої оцінки схеми рульового керування на етапі проектування пружною недостатньою поворотністю коліс можна знехтувати. У цій роботі досліджується вплив режимів навантаження на основні параметри обертання з використанням попередніх даних, отриманих у розділі 3, на основі базової моделі трактора ХТЗ-010. Були розглянуті такі системи керування поворотами MGT:

- Система 1: Керування передніми колесами, зовнішній привід задніх коліс, внутрішнє заднє колесо без приводу (вільне обертання).
- Метод 2: Керування передніми колесами, зовнішній привід задніх коліс, внутрішнє заднє колесо повністю загальмоване.
- Метод 3: Керування передніми колесами, диференціал використовується на задньопривідних колесах.
- Метод 4: Керування передніми колесами, диференціал відсутній на задньопривідних колесах.
- Метод 5: Поперечне (з електроприводом) керування поворотами, без підрулювання задніми колесами, повністю загальмовані задні колеса.

- Метод 6: Поперечне (з електроприводом) керування поворотами, колеса зафіксовані, обидва колеса можуть обертатися в протилежних напрямках.

Метод керування поворотами MGT оцінювався з використанням мінімального радіуса повороту найдовшого колеса та пробуксовки ведучого колеса (бокового).

У таблиці 4.1 наведено результати, розраховані за допомогою моделей у розділі 2..

Таблиця 4.1 – Кінематичні та силові параметри на повороті при різних схемах керування ($\Delta G = 1$)

Параметр		Варіант схеми управління поворотом					
		1	2	3	4	5	6
Машина	x_0 , см	232,3	169,5	239,1	311,9	77,9	-47,3
	y_0 , см	-1,4	-21,2	-0,1	15,5	-62,5	-62,6
	$R_{\max}$, см	350,2	284,6	356,9	430,7	183,7	79,1
Колесо 1	x_1 , см	0	-169,5	3,9	66,9	-77,9	-91,8
	y_1 , см	1,4	21,2	0,1	-15,5	62,5	62,6
	T_{x1} , Н	-0,887	-1,945	-0,071	4,297	-9,797	-8,816
	T_{y1} , Н	0	-15,540	2,318	18,540	-12,211	-12,939
	M_1 , Н·см	16,1	2677	23,4	1314	1566	1741
Колесо 2	x_2 , см	9,4	37,7	5,4	-27,5	99,7	91,8
	y_2 , см	1,4	21,2	0,1	-15,5	62,5	62,6
	T_{x2} , Н	-0,611	-8,098	-0,051	5,252	-8,321	-8,816
	T_{y2} , Н	3,971	14,235	2,318	-9,314	13,264	12,939
	M_2 , Н·см	48,3	7144	22,8	345,6	1844	1741
Колесо 3	x_3 , см	0	0	0	0	-77,923	-91,782
	y_3 , см	2,4	-9,6	4,4	24,7	-63,5	-63,5
	T_{x3} , Н	-1,226	5,798	-2,274	-9,360	9,790	8,816
	T_{y3} , Н	0	0	0	0	-12,022	-12,755
	M_3 , Н·см	15,2	69,9	22,3	240,2	1560	1732
Колесо 4	x_4 , см	0	0	0	0	99,7	91,8
	y_4 , см	-4,7	-8,1	-3,5	7,3	-63,5	-63,5

$T_{x4}, \text{ Н}$	1,886	3,774	1,439	-2,364	8,329	8,8163
$T_{y4}, \text{ Н}$	0	0	0	0	13,079	12,755
$M_4, \text{ Н}\cdot\text{см}$	18,4	41,7	14,8	24,9	1834	1732

Варіант 1: Під час руху без зчеплення радіус повороту майже повністю залежить від коефіцієнта перевантаження $*m*$. Коефіцієнт ковзання ведучих коліс не перевищує 12%. У режимі повороту з допоміжною тягою до гака прикладається навантаження $*N*$, що відповідає коефіцієнту використання навантаження на колеса та коефіцієнту використання ваги машини.

Варіант 2: Цей варіант найбільш чутливий до перевантаження. Радіус повороту $*m*$ найменший у системі рульового керування передніми колесами; однак, якщо радіальне (вагове) навантаження на ведучі колеса зменшується, маневреність машини зменшується, а коефіцієнт ковзання ведучих коліс швидко зростає.

Варіант 3: Подібно до варіанту 1 під час руху без зчеплення, він характеризується стабільним радіусом повороту, майже не залежить від навантаження, та незначним ковзанням ведучих коліс. Однак можливо рухатися майже вдвічі більшим за ліміт зчеплення, ніж у варіанті 1.

Варіант 4: Максимальний радіус повороту $*m*$, що забезпечується цим варіантом, майже повністю залежить від збільшення коефіцієнта ковзання ведучих коліс. Силі взаємодії в цій конструкції суттєво відрізняються від описаних вище методів. У цьому випадку внутрішнє заднє колесо стає ведучим колесом, а зовнішнє заднє колесо — гальмівним. Іншими словами, потужність передається від зовнішнього гальмівного колеса до внутрішнього ведучого колеса. Варіант 5: Порівняно з варіантом з кермовим колесом, радіус повороту $*m*$ становить приблизно половину. Зі збільшенням навантаження на переднє колесо задні колеса стають основним фактором, що визначає радіус повороту. Перевантаження має відносно невеликий вплив на радіус повороту, що визначається найдальшим колесом. Цей метод характеризується вищим коефіцієнтом ковзання ведучих коліс, що призводить до більш сильного зносу шин. Якщо зменшити перевантаження на одній осі, частка коефіцієнта ковзання,

спричиненого бічним ковзанням, у загальному коефіцієнті ковзання значно зменшиться.

У варіанті 6 радіус повороту $*m*$, що визначається найдальшим (ненавантаженим) колесом, може бути зменшений, тоді як коефіцієнт ковзання збільшується на 0,5%.

Отже, як видно з даних таблиці 4.1, машина, що використовує метод бездиференціального керування (Варіант 4), має найбільший радіус повороту $*m*$, тоді як машина, що використовує метод паралельного керування з обертанням лівого та правого коліс у протилежних напрямках (Варіант 5), має найменший радіус повороту. Метод керування, оснащений внутрішнім гальмом заднього колеса (Варіант 2), найбільш чутливий до вертикального перевантаження та зчеплення, і в обох випадках його тягові характеристики найгірші. Найстабільніші характеристики руху при вертикальному перевантаженні досягаються при використанні конфігурації з внутрішнім розділенням задніх коліс (Схема 1) та конфігурації з диференціалом коліс (Схема 3). Однак, Схема 3 демонструє значно кращі тягові характеристики під навантаженням на гак, ніж Схема 1, з максимальною силою тяги майже вдвічі більшою, ніж у Схемі 1. Використання конфігурації бокового керування (Схема 5) та конфігурації без диференціала (Схема 4) призводить до збільшення коефіцієнта ковзання, горизонтального ковзання та, як наслідок, збільшення зносу шин.

Прямолінійні характеристики машини практично визначаються виключно конфігурацією коліс. Наприклад, випробувана колісна техніка 4×2 (схеми 1-4) має майже ідентичні тягово-трансмісійні характеристики, відрізняючись від колісного трактора 4×4 (схема 5) лише тим, що його максимальна тягова сила приблизно вдвічі більша, ніж у останнього.

Щодо характеристик повороту, то продуктивність техніки з такою ж конфігурацією коліс залежить насамперед від способу керування.

Коли ця техніка використовується як автопоїзд у сільськогосподарському агрегаті або коли задні колеса відключені (схема 1), її тягова здатність приблизно

вдвічі менша, ніж у тієї ж моделі, оснащеної диференціалом заднього ведучого моста.

Коли MGT використовується як шасі навантажувача або бульдозера, а транспортний засіб оснащений задніми гальмами (варіант 2), перевантаження передніх керованих коліс не тільки збільшує пробуксовку ведучих коліс, але й значно обмежує вантажопідйомність транспортного засобу.

4.2 Керування MGT як шасі бульдозера

Коли трактор ХТЗ-010 використовується як шасі бульдозера/навантажувача, радіальне навантаження на передню вісь збільшується, тим самим збільшуючи момент тертя між кермовим колесом та землею. Це визначається теоретичними розрахунками.

Збільшення моменту тертя спричинене як збільшенням тиску в точці контакту, так і збільшенням розміру точки контакту (точніше, довжини). Оператор може безпосередньо відчувати збільшення моменту тертя.

Відповідно до стандарту ДСТУ 12.2.20-88, рекомендується прикладати силу до керма 50 Н, з максимальною силою 100 Н.

У польових операціях силу, необхідну для обертання двох передніх коліс навколо їх осі шворня (рисунки 4.1, 4.2), можна виразити наступною формулою.

Де n – кількість керованих коліс, а M – загальний момент опору обертанню колеса навколо осі повороту, який складається з моменту опору руху колеса та моменту опору тертя.

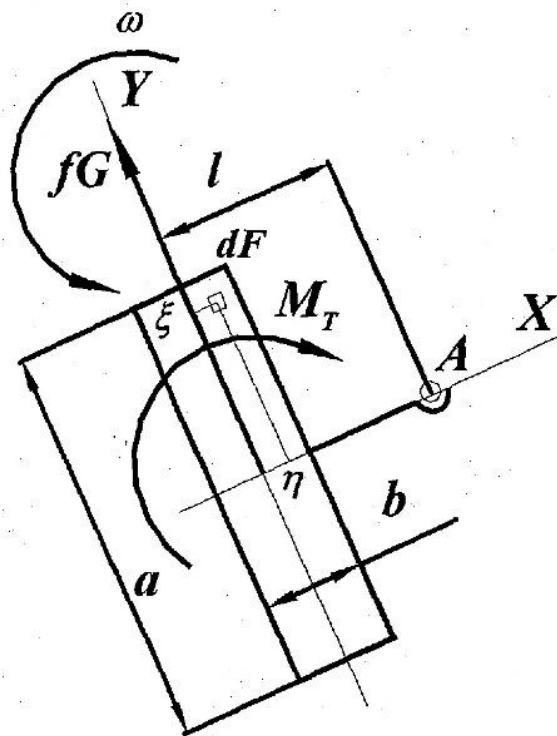


Рисунок 4.1 – Принципова діаграма взаємодії колеса з ґрунтом

Ця взаємодія досягає свого максимуму при заданому обертанні.

- Радіус керма в міліметрах;
- ККД приводу;
- Двоступеневе кіничне передавальні числа;
- Передавальні числа важеля для поворотів праворуч (ліворуч).;



Суть конструкції рульового керування трактора ХТЗ-010 полягає у використанні сили, що виникає при повороті керма 1, для керування передніми колесами та вимикання заднього внутрішнього зчеплення. Бокове зчеплення вимикається обертанням кулачка та стисканням шести пружин. Зусилля, необхідне для керування передніми колесами, передається на тягу 2 та важіль 4 через два комплекти шестерень та подвійний опорний кронштейн 6, безпосередньо з'єднаний з шарніром керма.

Згідно з цією системою, силу, що діє на кермо, можна розрахувати за такою формулою:

Тут H – сила, що діє на кермо, необхідна для вимикання бокового зчеплення.

Під час перемикання передач шляхом розрахунків можна отримати такі результати:

H – Поворот праворуч

– Поворот ліворуч

Оскільки сила, що прикладається до керма під час обертання бульдозера/навантажувача, значно перевищує силу, зазначену в ДСТУ, для зменшення цієї сили необхідно встановити подовжувач..

РОЗДІЛ 5 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ

Введемо наступні позначення – табл. 5.1

Таблиця 5.1 – Вихідна дані для розрахунку

Показники	Позн.	Схеми керування поворотом		
		Базовий	Варіант 5	Варіант 6
Експлуатаційна потужність двигуна	<i>NE</i>	12	12	12
Ціна тракторного агрегата	<i>ЦА</i>	132,000		
Годинна витрата палива (розрахункова)	<i>GT</i>	2,3	2,3	2,3
Витрата оливи двигуном в % від витрати палива	<i>У</i>	1,2	1,2	1,2
80% ресурс до першого капремонту	<i>ТР</i>	5000	5000	5000
Строк служби тракторного агрегату	<i>ТСЛ</i>	6	6	6
Питома оперативна трудоемність ТО	<i>ОТО</i>	0,015	0,015	0,015
Питома оперативна трудоемність прибирання відмов	<i>ОТУ</i>	0,001	0,001	0,001
Річне напруження	<i>ТГ</i>	1920	1920	1920
Ціна 1 кг дизельного палива	<i>ЦТ</i>	6,3	6,3	6,3
Ціна 1 кг дизельної оливи	<i>ЦДТ</i>	8,3	8,3	8,3
Ціна 1 кг оливи для гідросистеми	<i>ЦГМ</i>	8,3	8,3	8,3
Емність гідросистеми	<i>ВТ</i>	8	8	8
Періодичність зміни оливи гідросистеми	<i>ТМГ</i>	1000	1000	1000
Коефіцієнт доливок оливи	<i>КД</i>	1,5	1,5	1,5
Об'ємна маса оливи	<i>ОМ</i>	0,895	0,895	0,895

Продовження табл. 5.1

Коефіцієнт переведення мотогодин в машино години	<i>KПМ</i>	1	1	1
Частка відрахувань на повне відновлення	<i>P</i>	0,1296	0,1296	0,1296
Норматив річних відрахувань на капремонт	<i>AKP</i>	10,6	10,6	10,6
Коефіцієнт варіації	<i>KV</i>	0,3	0,3	0,3
Коефіцієнт переходу від гама-процентного ресурсу до середнього	<i>KI</i>	1,34	1,34	1,34
Коефіцієнт переходу від оптової ціни до балансової	<i>KB</i>	1,09	1,09	1,09
Коефіцієнт врахування корисного ефекту в ціні нової продукції	<i>KE</i>	-	0,7	0,7
Кількість операторів	<i>B</i>	1	1	1
Коефіцієнт переходу від витрат на з/плату до витрат на матеріали				
- при ТО	<i>KEP</i>	1,35	1,35	1,35
- при поточних ремонтах	<i>KEP1</i>	2,25	2,25	2,25
Коефіцієнт зміни технічної продуктивності	<i>A2</i>		1,4	1,73
Коефіцієнт переходу від технічної продуктивності до експлуатаційної	<i>KE</i>	0,55	0,55	0,55
Коефіцієнь готовності	<i>KI</i>	0,97	0,97	0,97
Годинна тарифна ставка слюсаря-ремонтника	<i>CP</i>	10	10	10
Годинна тарифная ставка оператора	<i>CT</i>	10	10	10

Коефіцієнт переходу від тарифної ставки до повної оплати	<i>КП</i>	1,4	1,4	1,4
Коефіцієнт доплат	<i>КР</i>	1,15	1,15	1,15
Коефіцієнт, що враховує відрахування	<i>КОТ</i>	1,426	1,426	1,426
Коефіцієнт, що враховує накладні витрати				
- на з/плату	<i>КНР</i>	1,8	1,8	1,8
- на матеріали	<i>КНМ</i>	1,1	1,1	1,1
Вартість комплексу швидкозношувальних деталей (шин)	<i>ЗДЧ</i>	2000	2000	2000
Назначений ресурс шин	<i>ТАХ</i>	75142	1783,2	1730,7
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	<i>ЕН</i>	0,15	0,15	0,15
Запропонована ціна нового тракторного агрегата	<i>ПЦА</i>		14500	158400

$$EE = ЦА_B B_H \frac{P_B + EN_B}{P_H + EN_H} + \frac{I_B B_H - I_H}{P_H + EN_H} - ПЦА_H, \quad (5.1)$$

$$B_5 = A_5 \frac{TГ_5}{TГ_B} \frac{КГ_5}{КГ_B} \frac{КЕ_5}{КЕ_B} = 1,4; \quad (5.2)$$

$$B_6 = A_6 \frac{TГ_6}{TГ_B} \frac{КГ_6}{КГ_B} \frac{КЕ_6}{КЕ_B} = 1,73; \quad (5.3)$$

Розрахунок річних експлуатаційних витрат.

$$I = 33П + 3КР + 3ТО + 3ТР + 3Т + 3МД + 3ГМ + 3ХЧ, \quad (5.4)$$

$$I_B = 33П_B + 3КР_B + 3ТО_B + 3ТР_B + 3Т_B + 3МД_B + 3ГМ_B + 3ХЧ_B; \quad (5.5)$$

$$I_5 = 33П_5 + 3КР_5 + 3ТО_5 + 3ТР_5 + 3Т_5 + 3МД_5 + 3ГМ_5 + 3ХЧ_5; \quad (5.6)$$

$$I_6 = 33П_6 + 3КР_6 + 3ТО_6 + 3ТР_6 + 3Т_6 + 3МД_6 + 3ГМ_6 + 3ХЧ_6; \quad (5.7)$$

Розрахунок заробітної плати оператора

$$33\Pi_B = CT_B B_B TГ_B КП_B КОТ_B КР_B КНР_B = 79344,92; \quad (5.8)$$

$$33\Pi_5 = CT_5 B_5 TГ_5 КП_5 КОТ_5 КР_5 КНР_5 = 79344,92; \quad (5.9)$$

$$33\Pi_6 = CT_6 B_6 TГ_6 КП_6 КОТ_6 КР_6 КНР_6 = 79344,92; \quad (5.10)$$

Розрахунок витрат на капітальний ремонт

$$3KP_B = \frac{KHM \cdot AKP_B \cdot ЦА_B \cdot KB \cdot HD}{100} = 30387,46; \quad (5.11)$$

$$3KP_5 = \frac{KHM \cdot AKP_5 \cdot ПЦА_5 \cdot KB \cdot HD}{100} \frac{TГ_5}{TГ_B} \frac{TЦ_B}{TГ_5} = 33380,16; \quad (5.12)$$

$$3KP_6 = \frac{KHM \cdot AKP_6 \cdot ПЦА_6 \cdot KB \cdot HD}{100} \frac{TГ_6}{TГ_B} \frac{TЦ_B}{TГ_6} = 36464,95, \quad (5.13)$$

де $TЦ$ – міжремонтний цикл, машино-год.

$$TЦ_B = \frac{TP_B KI_B}{KMP_B} = 6700,0; \quad (5.14)$$

$$TЦ_5 = \frac{TP_5 KI_5}{KMP_5} = 6700,0; \quad (5.15)$$

$$TЦ_6 = \frac{TP_6 KI_6}{KMP_6} = 6700,0; \quad (5.16)$$

Витрати на технічне обслуговування

$$ЗТО = ЗТОЗ + ЗТОМ, \quad (5.17)$$

де $ЗТОЗ$ – витрати на зарплату

$$ЗТО_B = ЗТОЗ_B + ЗТОМ_B = 2172,07; \quad (5.18)$$

$$ЗТО_5 = ЗТОЗ_5 + ЗТОМ_5 = 2172,07; \quad (5.19)$$

$$ЗТО_6 = ЗТОЗ_6 + ЗТОМ_6 = 2172,07; \quad (5.20)$$

$$ЗТОЗ_B = TГ_B ОТО_B CP_B КП_B КР_B КОТ_B КНР_B B_B = 1190,17; \quad (5.21)$$

$$ЗТОЗ_5 = TГ_5 ОТО_5 CP_5 КП_5 КР_5 КОТ_5 КНР_5 B_5 = 1190,17; \quad (5.22)$$

$$ЗТОЗ_6 = TГ_6 ОТО_6 CP_6 КП_6 КР_6 КОТ_6 КНР_6 B_6 = 1190,17; \quad (5.23)$$

$$ЗТОМ_B = \frac{KHM_B}{KHP_B} ЗТОЗ_B KEP_B = 981,89; \quad (5.24)$$

$$ЗТОМ_5 = \frac{КНМ_5}{КНР_5} ЗТОЗ_5 КЕР_5 = 981,89; \quad (5.25)$$

$$ЗТОМ_6 = \frac{КНМ_6}{КНР_6} ЗТОЗ_6 КЕР_6 = 981,89; \quad (5.26)$$

Розрахунок витрат на поточні ремонти

$$ЗТР = ЗТРЕ + ЗТРМ, \quad (5.27)$$

де $ЗТРЕ$ – витрати на заробітну плату робітників, грн; $ЗТРМ$ – витрати на матеріали для поточного ремонту, грн.

$$ЗТР_Б = ЗТРЕ_Б + ЗТРМ_Б = 188,44; \quad (5.28)$$

$$ЗТР_5 = ЗТРЕ_5 + ЗТРМ_5 = 188,44; \quad (5.29)$$

$$ЗТР_6 = ЗТРЕ_6 + ЗТРМ_6 = 188,44; \quad (5.30)$$

$$ЗТРЕ_Б = ОТУ_Б ТГ_Б СР_Б КП_Б КНР_Б КОТ_Б = 79,34; \quad (5.31)$$

$$ЗТРЕ_5 = ОТУ_5 ТГ_5 СР_5 КП_5 КНР_5 КОТ_5 = 79,34; \quad (5.32)$$

$$ЗТРЕ_6 = ОТУ_6 ТГ_6 СР_6 КП_6 КНР_6 КОТ_6 = 79,34; \quad (5.33)$$

$$ЗТРМ_Б = КНМ_Б \frac{ЗТРЕ_Б}{КНР_Б} КЕР_Б = 109,1; \quad (5.34)$$

$$ЗТРМ_5 = КНМ_5 \frac{ЗТРЕ_5}{КНР_5} КЕР_5 = 109,1; \quad (5.35)$$

$$ЗТРМ_6 = КНМ_6 \frac{ЗТРЕ_6}{КНР_6} КЕР_6 = 109,1; \quad (5.36)$$

Розрахунок витрат на паливо

$$ЗТ = КНМ ЦТ ГТ КЕ ТГ; \quad (5.37)$$

$$ЗТ_Б = КНМ_Б ЦТ_Б ГТ_Б КЕ_Б ТГ_Б = 16831,58; \quad (5.38)$$

$$ЗТ_5 = КНМ_5 ЦТ_5 ГТ_5 КЕ_5 ТГ_5 = 16831,58; \quad (5.39)$$

$$ЗТ_6 = КНМ_6 ЦТ_6 ГТ_6 КЕ_6 ТГ_6 = 16831,58; \quad (5.40)$$

Розрахунок витрат на оливу для дизеля

$$ЗМД = КНМ \cdot ЦМД \frac{ГТ \cdot У}{100} КЕ \cdot ТГ; \quad (5.41)$$

$$ЗМД_Б = КНМ_Б ЦМД_Б \frac{GT_Б Y_Б}{100} KE_Б TГ_Б = 266,1; \quad (5.42)$$

$$ЗМД_5 = КНМ_5 ЦМД_5 \frac{GT_5 Y_5}{100} KE_5 TГ_5 = 266,1; \quad (5.43)$$

$$ЗМД_6 = КНМ_6 ЦМД_6 \frac{GT_6 Y_6}{100} KE_6 TГ_6 = 266,1; \quad (5.44)$$

Розрахунок витрат на оливу для гідросистеми

$$ЗГМ = КНМ \cdot ВГ \cdot ОМ \cdot КД \frac{TГ \cdot КМП}{ТМГ} ЦГМ; \quad (5.45)$$

$$ЗГМ_Б = КНМ_Б ВГ_Б ОМ_Б КД_Б \frac{TГ_Б КМП_Б}{ТМГ_Б} ЦГМ_Б = 188,27; \quad (5.46)$$

$$ЗГМ_5 = КНМ_5 ВГ_5 ОМ_5 КД_5 \frac{TГ_5 КМП_5}{ТМГ_5} ЦГМ_5 = 188,27; \quad (5.47)$$

$$ЗГМ_6 = КНМ_6 ВГ_6 ОМ_6 КД_6 \frac{TГ_6 КМП_6}{ТМГ_6} ЦГМ_6 = 188,27; \quad (5.48)$$

Розрахунок витрат на заміну ходової частини

$$ЗХЧ = \left(\frac{TСЛ \cdot TГ \cdot КПМ}{ТАХ} - 1 \right) \frac{ЗДЧ}{TСЛ}; \quad (5.49)$$

$$ЗХЧ_Б = \left(\frac{TСЛ_Б TГ_Б КПМ_Б}{ТАХ_Б} - 1 \right) \frac{ЗДЧ_Б}{TСЛ_Б} = 0,0; \quad (5.50)$$

$$ЗХЧ_5 = \left(\frac{TСЛ_5 TГ_5 КПМ_5}{ТАХ_5} - 1 \right) \frac{ЗДЧ_5}{TСЛ_5} = 1820,10; \quad (5.51)$$

$$ЗХЧ_6 = \left(\frac{TСЛ_6 TГ_6 КПМ_6}{ТАХ_6} - 1 \right) \frac{ЗДЧ_6}{TСЛ_6} = 1885,42; \quad (5.52)$$

Табл. 5.1 – Калькуляція річних експлуатаційних витрат

	Витрати	Позн.	Од. вим.	Базовий	Варіант 5	Варіант 6
1	Заробітна плата оператора	ЗЗП	грн.	79344,92	79344,92	79344,92
2	Витрати на капітальний ремонт	ЗКР	грн.	30387,46	33380,16	36464,95
3	Витрати на тех. обслуговування	ЗТО	грн.	2172,07	2172,07	2172,07

4	Витрати на поточні ремонти	ЗКР	грн.	188,44	188,44	188,44
5	Витрати на паливо	ЗТ	грн.	16831,58	16831,58	16831,58
6	Витрати на оливу для дизеля	ЗМД	грн.	266,10	266,10	266,10
7	Витрати на оливу для гідросистеми	ЗГМ	грн.	188,27	188,27	188,27
8	Витрати на ел., що швидко знош.	ЗХЧ	грн.	0,00	1820,10	1885,42
Всього			грн.	129378,84	134191,64	137341,75

Економічний ефект в експлуатації за строк служби

$$EP_5 = \cancel{CA_B} B_5 \frac{P_B + EH_B}{P_5 + EH_5} + \frac{I_B B_5 - I_5}{P_5 + EH_5} - \cancel{ПЦA_5} = 207378,16, (5.53)$$

$$EP_6 = \cancel{CA_B} B_6 \frac{P_B + EH_B}{P_6 + EH_6} + \frac{I_B B_6 - I_6}{P_6 + EH_6} - \cancel{ПЦA_6} = 379272,02. (5.54)$$

ВИСНОВКИ

Робочий цикл малих бульдозерів та навантажувачів характеризується тим, що понад 50% робочого часу витрачається на транспортні операції. Ці транспортні операції передбачають рух з низькою швидкістю зі стаціонарного положення по криволінійній траєкторії з постійним радіусом, демонструючи характеристики, подібні до обертання зі стаціонарного положення з обмеженнями, але без поворотного руху.

Оскільки різні малі сільськогосподарські машини, включаючи бульдозери та навантажувачі, використовують спільну енергетичну базу, виникає необхідність розробляти нові та унікальні методи керування обертанням або поєднувати кілька методів в одному пристрої. Зрештою, це призводить до проблеми порівняння та оцінки різних методів керування, що можливо лише за допомогою єдиного методу, що описує стаціонарне обертання пристрою.

У цьому дослідженні побудовано математичну модель стаціонарного обертання багатостінного опорного пристрою, щоб оцінити конфігурації схеми на основі заданих вимог на ранніх стадіях проектування та раціонально вибрати та оптимізувати ключові параметри пристрою. Ця модель базується на наборі рівнянь, що описують рівноважні, геометричні та кінематичні співвідношення, отримані з теореми ортогональності, і залежить від методу керування та конструктивних параметрів машини. На прикладі малогабаритного навантажувача на базі трактора ХТЗ-010 шляхом теоретичних досліджень з'ясовано основні закономірності зміни траєкторії руху (радіуса повороту), пробуксовки ведучих коліс та характеристик взаємодії з ґрунтом в умовах перевантаження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Tang S., Yuan S., Li X., Zhou J. Dynamic modeling and experimental validation of skid-steered wheeled vehicles with low-pressure pneumatic tires on soft terrain. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2020, Vol. 234(2–3), pp. 840–856. DOI: 10.1177/0954407019847302.
2. Ding Z., Li Y., Tang Z. Theoretical Model for Prediction of Turning Resistance of Tracked Vehicle on Soft Terrain. *Mathematical Problems in Engineering*, 2020. DOI: 10.1155/2020/4247904.
3. Gao J., Wang Y., Liu Y. et al. Analytical modeling and DEM analysis of soil–wheel interaction under cornering and skidding conditions in off-road vehicles. *AIP Advances*, 2021, Vol. 11. DOI: 10.1063/5.0058957.
4. Roșca R., Cârlescu P., Țenu I., Vlahidis V., Perșu C. The Improvement of a Traction Model for Agricultural Tire–Soil Interaction. *Agriculture*, 2022, Vol. 12(12), 2035. DOI: 10.3390/agriculture12122035.
5. Zhu Y., Yuan S., Li X., Li A., Gao X. Torque Differential-Based Dynamic Modeling, Validation, and Steering Characteristics Analysis of Multi-Axial Skid-Steered Wheeled Vehicle. *Actuators*, 2025, Vol. 14(1), 13. DOI: 10.3390/act14010013.
6. Duan L., Wang X., Zhao Y. et al. Analysis and Verification of a Slope Steering Model for Tracked Agricultural Machinery. *Agronomy*, 2025, Vol. 15(1), 147. DOI: 10.3390/agronomy15010147.
7. Shen Y., Zhang R., Li H. Current-Based Analysis and Validation of a Wheel–Soil Interaction Model for Off-Road Vehicles. *Aerospace*, 2024, Vol. 11(11), 892. DOI: 10.3390/aerospace11110892.
8. Botta A., Cavallone P., Quaglia G. In Depth Analysis of Power Balance, Handling, and the Traction Subsystem of an Eight-Wheel Articulated Agricultural Robot. *SN Applied Sciences*, 2023. DOI: 10.1007/s42452-023-05321-y.
9. Ghandriz T., Jacobson B., Laine L., Kharrazi S. Computationally Efficient Nonlinear One- and Two-Track Models for Multitrailer Road Vehicles. *IEEE*

Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2020. DOI: 10.1109/TITS.2020.3003211.

10. Nadykto V., Kyurchev V., Bulgakov V. et al. Determination of the contact patch length in tractor tire-soil interaction. Agricultural Engineering, 2026. DOI: 10.1515/agriceng-2026-0001.

11. Wong J.Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering: Terrain Behaviour and Off-Road Mobility. 3rd Edition. Butterworth-Heinemann / Elsevier, 2024. ISBN: 978-0-443-15614-4; eISBN: 978-0-443-15615-1.

12. Jazar R.N. Vehicle Dynamics: Theory and Application. 3rd Edition. Springer, 2017/2024 reprint. ISBN: 978-3-319-53440-4.

13. Rajamani R. Vehicle Dynamics and Control. 2nd Edition. Springer, 2021 reprint. ISBN: 978-1-4614-1433-9.

14. Heißing B., Ersoy M., Gies S. Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives. 3rd Edition. Springer Vieweg, 2021. ISBN: 978-3-658-34478-8.

15. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics. 4th Edition. Butterworth-Heinemann, 2021. ISBN: 978-0-08-102997-8.

ДОДАТКИ